

154468

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAVUK ÜRETİM ÇİFTLİKLERİNDE DÖŞEMEDEN
ISITMANIN ANALİZİ VE VERİM ÜZERİNDE ETKİLERİ**

Makine Yük. Müh. Refet KARADAĞ

FBE Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Proses Programında
Hazırlanan

DOKTORA TEZİ

Tez Savunma Tarihi : 10 Mayıs 2004

Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail TEKE (YTÜ)

Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Hasan HEPERKAN (YTÜ)

: Prof. Dr. Taner DERBENTLİ (İTÜ)

: Prof. Dr. Osman ISIKAN (MÜ)

: Prof. Dr. Nilüfer EĞRİCAN (YÜ)

İSTANBUL, 2004

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
ALT SİMGE LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	ix
ÖNSÖZ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	6
2.1 Tavuk Üretimi İle İlgili Çalışmalar	6
2.1.1 Tavukların Fizyolojik Özellikleri	6
2.1.2 Kümes İklim Şartları	8
2.1.3 Cıvcıv Üretimine Etki Eden Faktörler	9
2.1.3.1 Sıcaklığın Üretim Üzerindeki Etkisi	9
2.1.3.2 Aydınlatmanın Üretim Üzerindeki Etkisi	10
2.1.3.3 Bağıl Nemin Üretim Üzerindeki Etkisi	11
2.1.3.4 Isıtma Sistemlerinin Üretim Üzerindeki Etkisi	11
2.1.4 Kümes Yapım Şekli	12
2.1.5 Üretim Verimi İle İlgili Parametreler	13
2.2 Döşemeden Isıtma İle İlgili Çalışmalar	15
2.2.1 Oda Yüzeylerinde Doğal Konveksiyon	15
2.2.2 Farklı Isıtma Sistemlerinde Isı Transferinin İncelenmesi	16
2.2.3 Taban Yüzeyinden Isı Transferi	21
2.2.4 Döşemeden Isıtmada Kontrol Yöntemleri	26
2.2.5 Tabandaki Örtü Malzemelerinin ve Ortamdaki Nesnelerin Isı Transferine Etkisi	31
2.3 Literatür Çalışmalarının Analizi ve Değerlendirilmesi	39
3. DÖŞEMEDEN ISITMA İLE İLGİLİ TEORİK BİLGİLER	42
3.1 Döşemeden Isıtmalı Bir Sistemde Isı Transferi	42
3.1.1 Boru Aralığı ve Uzunluğunun Hesabı	42
3.1.2 Boru İçi Akışta Isı Transferi	43
3.1.2.1 Kütle, Momentum ve Enerjinin Korunumu	43
3.1.2.2 Boru İçi Konveksiyon Katsayısının Hesaplanması	44
3.1.3 Döşeme İçi Isı Transferi	45
3.1.3.1 Döşeme İçerisinde Isı Transferinin nümerik İncelenmesi	46
3.1.4 Isıtılan Bir Taban Yüzeyinden Isı Transferinin Analizi	47
3.1.4.1 Konveksiyonla Isı Transferinin İncelenmesi	48
3.1.4.2 Kısmi Yalıtımlı Tabandan Isı Transferi	49
3.1.4.3 Radyasyonla Isı Transferi	49

4.	DENEYSEL ÇALIŞMA	51
4.1.1	Döşemeden Isıtma Sistemi ile Sobalı Isıtma Sisteminin Karşılaştırılması	51
4.1.2	Deneyin Yapılması ve Deney Sonuçları	52
4.2.1	Konfor Sıcaklıklarının Belirlenmesi	57
4.2.2	Deney Tesisatının Tanıtılması.....	57
4.2.3	Deneylerin Yapılması.....	58
4.3.1	Taban Kısmi Yalıtımının Isı Transferine Etkisi	61
4.4.1	DeneySEL Verilerin Standart Sapması ve Hata Analizi.....	67
5.	NÜMERİK ÇALIŞMA	73
5.1	Döşemeden Isıtmalı Bir Odada Isı Transferinin Nümerik İncelenmesi	73
5.1.1	Üç Boyutlu Geometrinin Uygun Sayıda ve Türde Hücrelere Bölünmesi	75
5.1.2	DeneySEL ve Sayısal Bulguların Karşılaştırılması	80
5.1.3	Yalıtımsız Tabanda Isı Transferi.....	81
5.1.3.1	Yalıtımlı Tavan Durumunda Isı Transferi.....	82
5.1.3.2	Yalıtımsız Tavan Durumunda Isı Transferi.....	96
5.1.4	Kısmi Yalıtımlı Tabandan Isı Transferi	110
5.1.4.1	Kısmi Yalıtımlı Tabanda Nusselt Sayısı Yalıtım Oranı İlişkisi	112
5.1.5	Döşemeden Isıtılan Bir Odada Sıcaklık ve Hız Konturları	130
5.1.6	Hata Analizi.....	133
6.	SONUÇLAR ve KARŞILAŞTIRMA	136
	KAYNAKLAR.....	152
	EKLER	157
Ek 1	Örnek Uygulama	158
Ek 2	Yalıtımsız Taban Durumunda Hız Konturları.....	164
Ek 3	Yalıtımsız Taban Durumunda Sıcaklık Konturları	166
Ek 4	Kısmi Yalıtımlı Taban Durumunda Hız Konturları	168
Ek 5	Kısmi Yalıtımlı Taban Durumunda Sıcaklık Konturları.....	170
	ÖZGEÇMİŞ	172

SİMGE LİSTESİ

ϕ	Bağıl nem (%)
σ	Birden fazla ölçümün yapıldığı büyüklüklere ait standart sapma değeri (%)
μ	Dinamik viskozite (kg/(m.s))
λ	Isı iletim katsayısı (W/(m.K))
β	Isıl genleşme katsayısı (K ⁻¹)
ν	Kinematik viskozite (m ² /s)
α	Konveksiyon ısı transfer katsayısı (W/(m ² .K))
η	verim (%)
ρ	Yoğunluk (kg/m ³)
ε	Yüzeyin radyasyon yayma katsayısı
A	Alan (m ²)
c	Özgül ısı (J/(kg.K))
d	Çap (m)
f	Sürtünme katsayısı
h	Konveksiyon ısı transfer katsayısı (W/(m ² .K))
H	Yükseklik (m)
J	Birim yüzeyde radyasyon değeri (W/m ²)
k	Isı iletim katsayısı (W/(m.K))
L	Uzunluk, Taban karakteristik uzunluğu (m)
M	İki boru eksenleri arası mesafe (m)
m	Kütleli debi (kg/s)
N	Güç (W)
Nu	Nusselt sayısı
P	Akışkan basıncı (N/m ²)
p	Çere uzunluğu (m)
Pr	Prandtl sayısı
q	Birim alandan ısı yükü (W/m ²)
Q	Toplam alandan ısı yükü (W)
R	Isıl direnç (m ² .K/W)
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds değeri
S	Ölçüm yapılan büyüklüğe ait hata oranı (%)
T	Sıcaklık (°C, K)
W	İki boru dış yüzeyleri arasındaki mesafenin yarısı (m)
x	Bilgisayardaki sayısal çözümden elde edilen taban Nusselt sayısı ile bulunan denklem arasındaki sapma oranı (%)
x	Döşeme kalınlığı (m)
YO	Tabandaki kısmi yalıtım oranı
z	Denizden yükseklik (m)
ΔT	Sıcaklık farkı (°C, K)
C _y	Kısmi yalıtımlı tabanda yalıtım boyutu ile ilgili ifadede kullanılan bir sabit
f _{dt}	Taban Nusselt sayısının hesaplanmasında oda boyutları ve oda yüzey sıcaklıklarına bağlı boyutsuz düzeltme katsayıları
f _y	Kısmi yalıtımlı tabandan ısıtmada taban Rayleigh sayısı için yalıtım oranı ve yalıtım boyutunun fonksiyonu olarak bulunan düzeltme katsayıları
n _y	Kısmi yalıtımlı tabanda yalıtım oranı ile ilgili ifadede kullanılan bir sabit
Ra _{dt}	Duvarlar ve tavan için tanımlanan ortak bir Rayleigh değeri

İNDİS LİSTESİ

a	Gerekli değer
b	Boiler, Boru
d	Duvar
e	eşdeğer
k	konfor değeri
m	Ortalama değer
o	Referans değer, eksen
p	Döşeme malzemesi, pompa
t	Tavan
u	Duvar ve tavan ortalama değeri
w	Taban
α_w	Taban konveksiyon katsayısına ait değer
bd	Boru dışı
bi	Boru içi
co	Taban örtü malzemesi
dt	Duvarlar ve tavanın alan ağırlıklı ortalaması
mak	Maksimum değer
min	Minimum değer
QwT	Toplam taban ısısına ait değer
so	ortalama değer (su için)
Td	Duvar sıcaklığına ait değer
ti	Belirli bir t_i anlık değer
Ti	Oda sıcaklığına ait değer
Tt	Tavan sıcaklığına ait değer
Tw	Taban sıcaklığına ait değer
wc	Taban konveksiyon değeri
wr	Taban radyasyon değeri
wT	Taban konveksiyon ve radyasyon toplamı
wy	Kısmi yalıtımlı taban
yb	Taban kısmi yalıtımın bir kenarı

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Panel sıcaklıklarına bağlı olarak ısı gücü değerleri..... 38
Şekil 2.2	Farklı panel sıcaklıklarında çalışma sıcaklıkları 38
Şekil 2.3	Farklı panel sıcaklıklarında ortalama radyant sıcaklıklar..... 38
Şekil 2.4	Pencere yakınında, panel sıcaklıklarına göre taban yüzey sıcaklıklarının değişimi 39
Şekil 2.5	Farklı panel sıcaklıklarında vücut ısı kaybı 39
Şekil 2.6	Farklı panel sıcaklıklarında enerji tüketimi 39
Şekil 3.1	Döşeme içinde boru yerleşimi 46
Şekil 3.2	Döşeme hacminin sonlu elemanlara bölünmesi 47
Şekil 4.1	Döşemeden ısıtılan kümesin beton dökülmeden önceki görünümü 52
Şekil 4.2	On adet ve on altı adet 15x15 cm boyutlu yalıtımların 1 m ² lik tabanda Yerleşimi 62
Şekil 5.1	Duvar yüzeyinden merkeze doğru sıcaklık değişimi(2x2,5x2m) y = 1,25m, z = 1m 79
Şekil 5.2	Gambitte çizimi yapılan odanın tüm yüzeylerden merkeze doğru 1/100 oranında genişleyerek hücrelere bölünmesi 80
Şekil 5.3	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 10 °C, T _t = 15-28 °C) 83
Şekil 5.4	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 15 °C, T _t = 18-32 °C) 83
Şekil 5.5	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 20 °C, T _t = 22-28 °C) 84
Şekil 5.6	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 25 °C, T _t = 28-34 °C) 84
Şekil 5.7	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 10 °C, T _t = 15-28 °C)... 85
Şekil 5.8	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 15 °C, T _t = 18-32 °C)... 85
Şekil 5.9	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 20 °C, T _t = 22-28 °C)... 86
Şekil 5.10	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 25 °C, T _t = 28-34 °C)... 86
Şekil 5.11	Ra _{dto} ' ile Ra _w arasındaki ilişki..... 88
Şekil 5.12	Ra _{dto} ile Ra _w arasındaki ilişki..... 89
Şekil 5.13	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 15 °C)..... 97
Şekil 5.14	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (4x1,75x4m ve T _d = 15 °C)..... 97
Şekil 5.15	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (6x1,75x6m ve T _d = 15 °C)..... 98
Şekil 5.16	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Rayleigh sayısı ile tavan Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve T _d = 15 °C)..... 98
Şekil 5.17	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Rayleigh sayısı ile tavan Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (4x1,75x4m ve T _d = 15 °C)..... 99
Şekil 5.18	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Rayleigh sayısı ile tavan Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (6x1,75x6m ve T _d = 15 °C)..... 99
Şekil 5.19	Tabanda 36 adet 0,3x0,3m yüzey alanına sahip yalıtım malzemesi homojen olarak yerleştirilmiş olan 4x2,5x4m boyutlu odanın üstten görünümü 110

Şekil 5.20	Kısmi taban yalıtımının farklı oranlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($4 \times 1,75 \times 4 \text{m}$, $L_{yb}/L = 0,15$ $T_d = T_t = 15^\circ \text{C}$) 111
Şekil 5.21	Kısmi taban yalıtımının farklı oranlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($4 \times 1,75 \times 4 \text{m}$, $L_{yb}/L = 0,075$ $T_d = T_t = 15^\circ \text{C}$) 112
Şekil 5.22	($6 \times 1,75 \times 6 \text{m}$) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde hız konturları (m/s) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ \text{C}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 10^\circ \text{C}$) 131
Şekil 5.23	($6 \times 1,75 \times 6 \text{m}$) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde hız konturları (m/s) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ \text{C}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 25^\circ \text{C}$) 131
Şekil 5.24	($6 \times 1,75 \times 6 \text{m}$) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ \text{C}$) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ \text{C}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 10^\circ \text{C}$) 131
Şekil 5.25	($6 \times 1,75 \times 6 \text{m}$) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ \text{C}$) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ \text{C}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 25^\circ \text{C}$) 132
Şekil 5.26	($6 \times 2,5 \times 6 \text{m}$) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde hız konturları (m/s) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ \text{C}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 25^\circ \text{C}$) 132
Şekil 5.27	($6 \times 2,5 \times 6 \text{m}$) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ \text{C}$) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ \text{C}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 25^\circ \text{C}$).. 132
Şekil 5.28	Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban için $T_d > T_t$ durumunda Gauss veya normal hata dağılımı, $\sigma = 3,58$ 134
Şekil 5.29	Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban için $T_d < T_t$ ve $Q_t = 0$ durumunda Gauss veya normal hata dağılımı, $\sigma = 2,798$ 134
Şekil 5.30	Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban için $T_d = T_t$ durumunda Gauss veya normal hata dağılımı, $\sigma = 3,13$ 135
Şekil 6.1	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2 \text{m}$ ve $T_d = 10-25^\circ \text{C}$)..... 138
Şekil 6.2	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2 \text{m}$ ve $T_d = 10-25^\circ \text{C}$) 139
Şekil 6.3	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($4 \times 2,5 \times 4 \text{m}$ ve $T_d = 15^\circ \text{C}$)..... 139
Şekil 6.4	Taban yalıtımsız ve tavan yalıtımlı durumda farklı taban boyutlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($T_d = 10^\circ \text{C}$) 141
Şekil 6.5	Taban yalıtımsız ve farklı duvar yüksekliklerinde taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($T_t = 10^\circ \text{C}$ $T_d = 15^\circ \text{C}$) 141
Şekil 6.6	Taban yalıtımsız ve $T_d = 20-25^\circ \text{C}$ taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 1 \text{m}$, $H = 1-3,25 \text{m}$, $Q_t = 0$)..... 143
Şekil 6.7	Taban yalıtımsız ve $T_d = 20-25^\circ \text{C}$ taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 6 \text{m}$, $H = 1-3,25 \text{m}$, $Q_t = 0$)..... 144
Şekil 6.8	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 1 \text{m}$, $H = 1-1,75 \text{m}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 10-15^\circ \text{C}$) . 144
Şekil 6.9	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 6 \text{m}$, $H = 1-1,75 \text{m}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 10-15^\circ \text{C}$) . 145
Şekil 6.10	Taban yalıtımsız ve $T_d = 10-25^\circ \text{C}$ taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 4 \text{m}$, $H = 1-3,25 \text{m}$, $Q_t = 0$)..... 145
Şekil 6.11	Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 4 \text{m}$, $H = 1,75-2,5 \text{m}$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 10-25^\circ \text{C}$) 146
Şekil 6.12	Kısmi taban yalıtımının farklı oranlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($4 \times 1,75 \times 4 \text{m}$, $L_{yb}/L = 0,15$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 15^\circ \text{C}$) ... 148
Şekil 6.13	Sayısal çözüm sonuçlarının bulunan denklem sonuçları ile karşılaştırılması ($4 \times 1,75 \times 4 \text{m}$, $L_{yb}/L = 0,15$, $T_d = T_t = 15^\circ \text{C}$) 150

Şekil Ek 1	Döşemeden ısıtılan 2x1,75x2m kümesin önden görünümü.....	158
Şekil Ek 2.1	(2x1,75x2m) boyutlu odanın merkezinde (z = 1m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 20^\circ\text{C}$)	164
Şekil Ek 2.2	(2x1,75x2m) boyutlu odanın merkezinde (z = 1m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 25^\circ\text{C}$)	164
Şekil Ek 2.3	(6x1,75x6m) boyutlu odanın merkezinde (z = 3m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)	164
Şekil Ek 2.4	(6x1,75x6m) boyutlu odanın merkezinde (z = 3m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 25^\circ\text{C}$)	165
Şekil Ek 2.5	(6x2,5x6m) boyutlu odanın merkezinde (z = 3m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)	165
Şekil Ek 2.6	(6x2,5x6m) boyutlu odanın merkezinde (z = 3m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 25^\circ\text{C}$)	165
Şekil Ek 3.1	(2x1,75x2m) boyutlu odanın merkezinde (z = 1m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 20^\circ\text{C}$)	166
Şekil Ek 3.2	(2x1,75x2m) boyutlu odanın merkezinde (z = 1m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 25^\circ\text{C}$)	166
Şekil Ek 3.3	(6x1,75x6m) boyutlu odanın merkezinde (z = 3m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)	166
Şekil Ek 3.4	(6x1,75x6m) boyutlu odanın merkezinde (z = 3m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 25^\circ\text{C}$)	167
Şekil Ek 3.5	(6x2,5x6m) boyutlu odanın merkezinde (z = 3m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)	167
Şekil Ek 3.6	(6x2,5x6m) boyutlu odanın merkezinde (z = 3m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 25^\circ\text{C}$)	167
Şekil Ek 4.1	(4x1,75x4m) boyutlu odada duvardan 1 m uzaklıkta (z = 1m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları(m/s) ($Y_O = 0,1225$, $L_{yd}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)	168
Şekil Ek 4.2	(4x1,75x4m) boyutlu odada duvardan 1 m uzaklıkta (z = 1m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları(m/s) ($Y_O = 0,1225$, $L_{yd}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 15^\circ\text{C}$)	168
Şekil Ek 4.3	(4x1,75x4m) boyutlu odada 1 cm yükseklikte (y = 0,01m) oluşturulan bir yatay düzlemde hız konturları (m/s) ($Y_O = 0,1225$, $L_{yd}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)	168
Şekil Ek 4.4	(4x1,75x4m) boyutlu odada 1 cm yükseklikte (y = 0,01m) oluşturulan bir yatay düzlemde hız konturları (m/s) ($Y_O = 0,1225$, $L_{yd}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 15^\circ\text{C}$)	169
Şekil Ek 5.1	(4x1,75x4m) boyutlu odada duvardan 1m uzaklıkta(z = 1m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları($^\circ\text{C}$)($Y_O=0,1225$, $L_{yd}/L=0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t=10^\circ\text{C}$)	170
Şekil Ek 5.2	(4x1,75x4m) boyutlu odada duvardan 1m uzaklıkta(z = 1m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları($^\circ\text{C}$)($Y_O=0,1225$, $L_{yd}/L=0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t=15^\circ\text{C}$)	170
Şekil Ek 5.3	(4x1,75x4m) boyutlu odada 1 cm yükseklikte (y = 0,01m) oluşturulan bir yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) ($Y_O = 0,1225$, $L_{yd}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)	170
Şekil Ek 5.4	(4x1,75x4m) boyutlu odada 1 cm yükseklikte (y = 0,01m) oluşturulan bir yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) ($Y_O = 0,1225$, $L_{yd}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 15^\circ\text{C}$)	171

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Yaşa bağlı olarak civcivlerin vücut sıcaklıkları	7
Çizelge 2.2 Yetiştirme ortamına ve yaşıya bağlı olarak tavsiye edilen yetiştirme sıcaklıkları	7
Çizelge 2.3 Kümeslerde gerekli olan sıcaklık ve bağıl nem değerleri.....	9
Çizelge 2.4 Sıcaklığın performans üzerindeki etkisi	9
Çizelge 2.5 Her bir civciv için yaşıya bağlı olarak gerekli kümes taban alanı	13
Çizelge 2.6 Farklı kümes alanlarında gerekli havalandırma çıkış baca boyutları ve hava giriş deliği	13
Çizelge 2.7 Üç farklı etlik piliçlerin haftalık canlı ağırlık değerleri	14
Çizelge 2.8 İki cins Starbro piliçlerin canlı ağırlık ve yemden yararlanma oranları	14
Çizelge 2.9 Farklı ısıtma türlerinde duvar ve tavanda ısı transfer katsayıları için korelasyonlar	17
Çizelge 2.10 Farklı hava hızlarında konveksiyon katsayıları	18
Çizelge 2.11 Sadece ısı pompasının ve hem ısı pompası hem de panel ısıtmanın birlikte kullanılması durumunda 1,1 m yükseklikte ısı değerleri.....	20
Çizelge 2.12 Rayleigh değerlerine ve yüzey sıcaklık şartlarına bağlı C ve m değerleri	23
Çizelge 2.13 Isı transfer yönüne ve değişik Rayleigh değerlerine bağlı olarak konveksiyon katsayıları.....	23
Çizelge 2.14 Değişik hava şartlarında ve kontrol yöntemlerinde sıcaklık ve tüketilen enerji değerleri	27
Çizelge 2.15 Dış hava sıcaklığına göre ısıtma programı	31
Çizelge 2.16 Farklı döşeme durumunda sıcaklık ve enerji değerleri.....	33
Çizelge 2.17 Farklı döşeme kalınlıklarında, güneş radyasyonlarında ve kontrol şartlarında ısı transferi	34
Çizelge 2.18 Farklı dış şartlarda ve kontrol yöntemlerinde enerji tüketimi ve pik ısı yükleri	36
Çizelge 3.1 Birim taban ısı yüküne göre borular arası mesafe	43
Çizelge 3.2 Farklı su sıcaklıklarında 14 mm iç çapındaki boru içi konveksiyon katsayıları (su hızı 0,51 m/s)	45
Çizelge 4.1 Döşemeden ısıtılan kümeste yükseklik boyunca sıcaklık ve nem değerleri.....	54
Çizelge 4.2 Elektrikli soba ile ısıtılan kümeste yükseklik boyunca sıcaklık ve nem değerleri	54
Çizelge 4.3 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeslerde 0,5 m yükseklikte en düşük konfor sıcaklıkları	55
Çizelge 4.4 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeste ortalama canlı ağırlıklar	55
Çizelge 4.5 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeste haftalık yem tüketimi	56
Çizelge 4.6 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeste haftalık dönüşüm oranları .	56
Çizelge 4.7 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeste haftalık olarak tüketilen enerji miktarı.....	57
Çizelge 4.8 Her bir bölmedeki ortalama taban sıcaklıkları ve civcivlerin yoğunlaştıkları bölmenin farklı noktalarındaki taban sıcaklıkları	59
Çizelge 4.9 Tabanda kısmi yalıtım yapılmadan sürekli rejim halinde ölçülen değerler.....	63
Çizelge 4.10 Tabanda on adet 15x15 cm boyutunda strafor konularak ölçülen değerler.....	64
Çizelge 4.11 Tabanda on altı adet 15x15 cm boyutunda strafor konularak ölçülen değerler	65
Çizelge 4.12 Yalıtımsız taban için ortalama yüzey sıcaklıkları ve standart sapma değerleri	68
Çizelge 4.13 Tabanda on adet 15x15 cm yalıtım yapılarak elde edilen ortalama yüzey sıcaklıkları ve standart sapma değerleri.....	68
Çizelge 4.14 Tabanda on altı adet 15x15 cm yalıtım yapılarak elde edilen ortalama yüzey sıcaklıkları ve standart sapma değerleri.....	69

Çizelge 4.15	Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban durumunda oda yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ve ısı değerleri	71
Çizelge 4.16	Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban durumunda oda yüzeylerindeki sıcaklık ve ısı değerlerine ait hata oranları	72
Çizelge 5.1	Eşit büyüklükte hücelere bölünen odada hücre sayısı ve büyüklüğünün Nusselt sayısına etkisi (2x1,75x2m).....	76
Çizelge 5.2	Yüzeyden merkeze doğru genişleyerek hücelere bölünen odada hücre sayısı ve büyüklüğünün Nusselt sayısına etkisi (2x1,75x2m, küçük hücrenin büyük hücreye oranı 1/100)	77
Çizelge 5.3	Taban boyutları 2x2m, yüksekliği 2,5m olan bir odada duvarın orta noktasından merkeze doğru çizilen yatay çizgi üzerinde değişik noktalarda sıcaklık değerleri.....	78
Çizelge 5.4	Kısmi taban yalıtımlı ve taban yalıtımsız durumda deneysel ve sayısal bulguların karşılaştırılması	81
Çizelge 5.5	Yalıtımlı tavan durumunda sayısal çözüm sonuçları ile denklem 5.12 sonuçlarının karşılaştırılması	91
Çizelge 5.6	Döşemeden ısıtılan bir odada yalıtımsız taban için düzeltme katsayıları.....	101
Çizelge 5.7	Döşemeden ısıtılan odada yalıtımsız tavan ve yalıtımsız taban için elde edilen sayısal çözüm sonuçlarının denklem 5.12 sonuçları ile karşılaştırılması...	102
Çizelge 5.8	Tabanı yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı bir odanın döşemeden ısıtılmasında kullanılacak eşitlikler ve düzeltme katsayıları ($Y_O \leq 0,56$ ve $L_{yb}/L = 0,025-0,15$).....	114
Çizelge 5.9	Döşemeden ısıtılan odada kısmi yalıtımlı taban için elde edilen sayısal çözüm sonuçlarının çizelge 5.8 de verilen eşitliklerin sonuçları ile karşılaştırılması	116
Çizelge 6.1	Kısmi taban yalıtımlı ve taban yalıtımsız durumda deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması	137
Çizelge 6.2	Yalıtımsız tabandan ısıtma durumunda düzeltme katsayıları.....	142
Çizelge 6.3	Tabanı yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı bir odanın döşemeden ısıtılmasında düzeltme katsayıları ($Y_O \leq 0,56$ ve $L_{yb}/L = 0,025-0,15$)	149

ÖNSÖZ

Bu tezde döşemeden ısıtma sistemlerinin uygulama alanlarının genişletilmesi, kullanım verimliliğinin artırılması ve sonuç olarak ülkemizin ısıtma ile ilgili giderlerinin azaltılması amaçlanmıştır.

Tezin deneysel kısmında Harran Üniversitesinin sunduğu maddi imkanlardan yararlanılmıştır. Nümerik çalışmaların sürdürülmesinde Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünün sunduğu maddi imkanların önemli katkısı olmuştur. Çalışmamın her aşamasında derin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım değerli danışman hocam Prof. Dr. İsmail TEKE başta olmak üzere çalışmalarımın yönlendirilmesinde önemli katkıları olan Prof. Dr. Hasan HEPERKAN ve Prof. Dr. Taner DERBENTLİ' ye teşekkürlerimi arz ederim.



ÖZET

Bu tezde tavuk üretim çiftliklerinde döşemeden ısıtma sistemi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Yapılan literatür araştırmalarından bu konuda herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Döşemeden ısıtma sisteminin üretim verimine etkisini tespit etmek için biri döşemeden ısıtılan diğeri elektrikli soba ile ısıtılan iki kümeste sıcaklık dağılımları, konfor sıcaklıkları, enerji tüketimleri ve üretim verimleri deneysel olarak karşılaştırıldı. Döşemeden ısıtılan bir kümeste civcivlerin dayanabilecekleri en yüksek taban sıcaklığını belirlemek için ikinci bir deney yapıldı. Aynı anda dört farklı taban sıcaklığı oluşturulabilecek şekilde tabanı bölmelere ayrılan kümeste değişik taban sıcaklıklarında civcivlerin davranışları ve tercih ettikleri bölge gözlenerek en yüksek taban konfor sıcaklığı belirlendi. Diğer bir deney civcivlerin veya tavukların taban konveksiyon ısı transfer katsayısına etkilerini belirlemek için yapıldı. Önce yalıtımsız taban şartlarında taban konveksiyon ısı transfer katsayısı incelendi. Daha sonra civcivler veya tavuklar yerine tabanı straforla kısmen yalıtılarak taban konveksiyon ısı transfer katsayısı incelendi. Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban durumunda yapılan deney sonuçları aynı şartlarda yapılan sayısal çözüm sonuçları ile karşılaştırıldı. Deney sonuçlarının sayısal sonuçlardan % 15-20 kadar büyük olduğu görüldü. Tabanı yalıtımsız olan 16 farklı oda boyutu için ($T_d > T_t$), ($T_d < T_t$ ve $Q_t = 0$) ve ($T_d = T_t$) şeklinde üç değişik şartlarda farklı taban, tavan ve duvar sıcaklıklarında taban konveksiyon ısı transfer katsayısı sayısal olarak incelendi. Sayısal değerler kullanılarak taban Nusselt sayısı; taban, duvar ve tavan Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak genel bir denklem ile ifade edildi. Duvar ve tavan sıcaklıklarına göre ($T_d > T_t$), ($T_d < T_t$ ve $Q_t = 0$) ve ($T_d = T_t$) şeklindeki üç farklı durum için boyutsuz düzeltme katsayıları elde edildi. Sayısal çözüm bulguları elde edilen genel denklemle ve literatürdeki denklemlerle karşılaştırıldı. Elde edilen genel denklemin bütün şartlarda sayısal çözüm değerlerine en fazla % 10 sapma ile uygun olduğu, literatürde verilen Nusselt ifadelerinin ise daha az parametre içermesinden dolayı şartlara göre % 35 lere varan sapmalar gösterdiği görüldü. Homojen ve kısmi olarak yalıtılmış taban şartlarında farklı yalıtım oranlarında ve boyutlarında taban konveksiyon ısı transfer katsayısı sayısal olarak incelendi. Sayısal çözümler dört farklı oda boyutu için değişik taban, duvar ve tavan sıcaklıklarında yapıldı. Sayısal çözüm bulgularından yararlanılarak yalıtım oranı ve yalıtım boyutlarına bağlı düzeltme katsayıları bulundu. Bulunan düzeltme katsayıları hem yalıtımsız taban hem de kısmi yalıtımlı taban için geçerli olacak şekilde belirlendi. Bu nedenle yalıtımsız taban için bulunan genel denklem kısmi yalıtımlı taban durumunda da kullanılabilir.

Anahtar Kelimeler: Broiler, Döşemeden ısıtma, Kümes hava özellikleri, Broiler Üretimi, Broiler verimliliği, Kümes Isıtma Sistemleri, Kapalı ortamlarda doğal konveksiyon.

ABSTRACT

Use of floor heating systems in the poultry production farms has been investigated experimentally and numerically in this thesis. A similar study was not encountered in the literature. Temperature distributions, comfort temperatures, energy consumptions and growth yields for two coops one of which was heated from the floor and the other heated with an electric heater were compared experimentally to determine the effect of floor heating system on the production cost. The second experiment was made to determine the maximum floor comfort temperature for chickens in a floor heated coop. Maximum floor comfort temperature was determined in the coop floor which was divided into four sections so that four different floor temperatures could be handled at the same time. Another experiment was made in order to determine the effect of chickens or poultries on the floor convective heat transfer coefficient. Firstly, the floor convective heat transfer coefficient was investigated for uninsulated floor conditions. Then, the floor convective heat transfer coefficient was investigated by insulating the floor partially with styropor simulating chickens or poultries. Experimental results obtained from the uninsulated floor and partially insulated floor were compared with numerical results which were performed at identical conditions. It was seen that the experimental results are approximately fifteen to twenty percent higher than numerical results. The floor convective heat transfer coefficient was investigated numerically at different floor, ceiling and wall temperatures for sixteen different room dimensions with uninsulated floor conditions at three different conditions which are: ($T_d > T_t$), ($T_d < T_t$ and $Q_t = 0$) and ($T_d = T_t$). A general equation for the floor Nusselt number which contain the floor Rayleigh number, the wall Rayleigh number and the ceiling Rayleigh number was found by using the numerical results. Dimensionless correction coefficients were found for the three different conditions: ($T_d > T_t$), ($T_d < T_t$ and $Q_t = 0$) and ($T_d = T_t$). Results obtained by the equation which was developed in the thesis and the results of the equations given in the literature were compared. It was seen that the equation which was found in this thesis matches the numerical values for all conditions with maximum ten percent deviation. The equations based on Nusselt number, that are given in the literature deviate from numerical values up to 35 percent dependent on conditions. The floor convective heat transfer coefficient was investigated numerically at different insulation ratios and dimensions for partially and homogenously insulated floor conditions. Numerical solutions were obtained at different floor, wall and ceiling temperatures for four different room dimensions. Correction coefficients which contain insulation ratio and insulation dimensions were found by using the numerical results. Correction coefficients found are appropriate for both the uninsulated floor conditions and partially insulated floor conditions. So the general equation that was obtained for the uninsulated floor can be used for the partially insulated floor also.

Keywords: Broiler, floor heating, broiler production, broiler productivity, coop heating systems, natural convection in enclosures.

1. GİRİŞ

1950 den itibaren gelişmeye başlayan, 1970 li yıllardan sonra ticari amaçlı işletmelere dönüşen tavukçuluk günümüzde ülke ihtiyacı ile birlikte büyük bir ihracat kapasitesine ulaşmıştır. Mevcut işletmeler dikkate alındığında 6800 ün üzerinde tavuk eti işletmecisinin bulunduğu ancak 2000 yılından beri devam etmekte olan piliç eti pazarındaki sorunlar nedeniyle bu miktarlarda bir düşüş olmuştur. 2000 yılı itibariyle piliç eti üretimi 748802 ton değerindedir. Etlik piliç üretimi, Marmara, Ege, İç Anadolu ve Akdeniz bölgelerinde yoğunlaşmıştır. Enerji teminindeki kolaylık bunun sebeplerinden biridir. Ülkemiz yurt dışından ebeveyn civcivler ithal ederek tavuk üretimi yapmaktadır. 2000 yılı itibariyle ithal edilen ebeveyn civcivlerden 504.022.410 adet civciv üretilmiştir. Tavuk üretiminde maliyetin % 70 ini yem masrafları oluşturmaktadır. Tavuk üretiminde ısıtma ve soğutma için harcanan enerji de önemli bir yer aldığından tavuk üretiminin teşviki ve desteklenmesi amacıyla her tip kümes hayvancılığında indirimli elektrik aboneliği imkanı sağlanmıştır. Bu da ekonomisi zayıf olan ülkemizin ekonomisine ek yük getirmektedir (Tarım ve Köy İşleri Bakanlığı, 2003).

Tavuk üretiminde yem masraflarından sonra ısıtma ve soğutma masraflarının önemli bir yer oluşturduğu anlaşılmaktadır. 2000 yılı itibariyle yıllık piliç eti üretiminin 748802 ton olduğu literatürde belirtilmiştir. Bugün itibariyle piliç etinin kg fiyatı 2,5 milyon TL (1,66 \$) dir. Piliç eti kg maliyetinin yaklaşık olarak 1 \$ olduğu varsayılarak 2000 yılı itibariyle yıllık maliyet yaklaşık olarak 748802000 \$ olarak hesaplanabilir. Döşmeden ısıtma sisteminin kümeslerde kullanılması ile ısıtma giderlerinde oluşturulacak olan düşüşten dolayı toplam maliyette % 1 lik bir düşüş bile 7.488.020 \$ lık bir tasarruf sağlayacaktır. Bu da Döşmeden ısıtma sisteminin kümeslere uygulanmasının önemini açıkça ortaya koymaktadır.

Ülkemizde Döşmeden ısıtma ile ilgili uygulamalar 1950 li yıllarda başlamış olup plastik teknolojisinin artmasıyla, enerji tasarrufu ve hava kirliliğini önleme özelliğinden dolayı 1970 li yıllarda yaygın olarak kullanılmaya başlamıştır. Panel ısıtma sistemlerinde ısıtıcı akışkan olarak düşük sıcaklıkta hava veya su kullanılabilmesi ile güneş enerjisinden daha iyi yararlanabilme imkanı sağlanmış olur.

Bir konutun Döşmeden ısıtılması odadaki konfor sıcaklığını önemli derecede etkilemekte, radyasyonla ısı kayıplarının azalması nedeniyle 15 °C ye kadar düşürülen oda sıcaklıklarında konfor etkilenmemektedir. Bu ısıtmada tavan ile taban arasında ortalama 2 °C lik bir sıcaklık farkı olmasına rağmen aynı odanın cebri üförmeli bir elektrikli ısıtıcı ile ısıtılması halinde bu fark 8-10 °C olmaktadır. Ayrıca bu ısıtmada çevre sıcaklığının aşırı dalgalanmalarına

karşı ortam sıcaklığı fazla değişmemektedir. Döşemedan ısıtma ile ilgili yapılan deneysel bir çalışmada dış hava sıcaklığının -5°C ye düştüğü gece periyotlarında oda sıcaklığının 15°C nin altına düşmediği görülmüştür (Gürses, 1985).

Tavuk üretim veriminin artırılmasında iklim şartlarının etkisi büyüktür. Kümeslerde kontrol edilmesi gerekli olan iklim şartlarından en önemlileri sıcaklık, bağıl nem, hava hızı, havalandırma ve aydınlatmadır. Kümeslerin yapımında amaç, tavuklar için en uygun ortam şartlarını sağlayıp, masrafları en aza düşürerek verimi artırmaktır. Kümes içi bağıl nem dikkat edilmesi gereken önemli faktörlerden biridir. Bağıl nemin yüksek oluşu altlıkların ıslanmasına ve böylelikle çeşitli hastalıkların yayılmasına sebep olmaktadır. Özellikle ilkbahar ve sonbahar gibi geçiş dönemlerinde bağıl nem en yüksek değerde olmaktadır.

Etlik piliç yetiştiriciliğinde yemle alınan brüt enerjinin %27 si canlı ağırlığa dönüşmekte, %24 ü gübre olarak, %49 u da serbest vücut ısısına dönüşerek dışarı atılmaktadır (Camcı ve Demir, 1979).

Etlik piliçler çok hızlı geliştiğinden kümes içi şartlarının büyümeye paralel değişmesi gerekmektedir. Kümes içi ikliminin düzenlenmesinde dış iklim değerlerinin göz önüne alınması gerekir. Çevre sıcaklığı, iç çevrenin ya da kümes ortamının etkin sıcaklığı olarak tanımlanmakta ve değişen ortam şartlarından sadece kuru termometre sıcaklığı değil, aynı zamanda yaş termometre sıcaklığı, radyasyon ve yüzeysel sıcaklık değerleri de ölçüt olarak alınmalıdır. Kümeslerde konforun belirlenmesinde; yalıtım yeterli olduğunda iç çevrenin kuru ve yaş termometre sıcaklıkları ve entalpisi ölçüt olarak alınmalı, yalıtım yetersiz olduğunda ise bunlara ek olarak etkin sıcaklığın da ölçüt olarak alınması gerekir (Mutaf, 1989).

Doğal şartlarda hayvanların üreme ve üretim verimlerinin arttığı mevsim, dış hava sıcaklığının yükseldiği ve hayvanlar için daha rahat bir ortamın oluşmaya başladığı ilkbahardır. Hayvanlar konfor şartlarının yıl boyunca sağlandığı barınaklarda barındırılırsa genotip yeteneklerine bağlı kalarak en yüksek düzeyde üretimde bulunacaklardır. Konfor şartlarının altında veya üstündeki çevre sıcaklıklarında civcivlerin vücut sıcaklıklarını korumaları için daha fazla enerji gerekir. Bu enerjinin sağlanması için daha fazla yem tüketileceğinden dolayı yemin ete dönüşüm oranı olumsuz etkilenecektir. Dolayısıyla tavuğun birim üretim fiyatını belirlemede ortam sıcaklığı önemli rol oynar. Tavukların erişebileceği kesim ağırlığı ile yerleşim sıklığı arasında ters bir ilişki vardır. Mutaf (1976), iki farklı ısıtma sistemi ile ısıtmanın yapıldığı bir çalışmada etlik piliç üretiminde erişilmesi amaçlanan kesim ağırlığı ile yerleşim sıklığı arasındaki ilişki aşağıdaki gibi verilmiştir.

<u>Erişilmesi amaçlanan kesim ağırlığı (Gr)</u>	<u>Yerleşim sıklığı (Piliç sayısı/m²)</u>	<u>Kümes içi iklim şartları</u>
1800	15 – 16	Kümes iç sıcaklığı: 28-29 °C
1600	17 – 18	Isıtma sistemleri: infrarat
1400	20	lambaları ile ısıtma ve radyan
1200	23	ısıtma

Çalışmadan, optimum yerleşim sıklığının 15 – 16 piliç/m² olduğu anlaşılmaktadır. Döşemeden ısıtmalı bir kümeste civcivlerin ve tavukların daha yoğun yerleştirilmeleri ile hem yerden yararlanma oranının artması sağlanacak hem de hayvanlar tarafından üretilen ısınn artması ısı giderlerinin azalmasına katkıda bulunacaktır. Ticari tavuk yetiştirilmesinde en fazla kârın elde edilmesi için üretim masraflarının en aza indirilmesi gerekir. Tavuk üretiminde yem ve ısıtma giderleri önemli masraflardır. Üretim verimliliğinin belirlenmesinde yemin ete dönüşüm oranı ölçü olarak alınır.

Dünya çapında besi tavukçuluğunun gelişmesi, genetik, beslenme ve barınma konularında sağlanan ilerlemeler sonucu olmuştur. Günümüzde 2 kg ağırlığında tavuklar yaklaşık 8 haftada yetiştirilmektedir. Hayvanlar için tasarlanan yapılarda, ısı şartları, havanın niteliği, aydınlatma, gürültü, iyon yoğunluğu ve sıkışıklık göz önüne alınması gereken önemli parametrelerdir. Kümes sıcaklığı hayvanlardan çevreye verilen ısıyı, gürültü, iyon yoğunluğu ve sıkışıklık ise hayvanların sağlıklarını ve gelişmelerini etkiler (Ashrae, 1993).

Her tür hayvan için gerekli ve istenen vücut işlevlerinin en az enerji girişi ile gerçekleştirildiği optimum bir ısıl çevre vardır. Tasarımcı için optimum ısıl çevre ile birlikte, verilen bir tür için hayvan yaşamının, veriminin, sağlığının ve ekonomik kazancının kabul edilebilir ölçüler içinde olduğu bir koşullar aralığı önem taşır. Bu aralık nominal kayıplar bölgesi olarak adlandırılmıştır. Ve bu bölgede kalmayı sağlayacak ısıl çevre şartları iyilik düzeyi olarak adlandırılmaktadır. Alt kritik sıcaklık(AKS) ve üst kritik sıcaklık(ÜKS) değerlerinin kabul edilebilir sınırları hayvanın türüne, cinsine, yaşına, genetik özelliklerine, kütlesine, erkek veya dişi olmasına, beslenme düzeyine, yem türüne, ön koşullandırmaya, parazitlere, hastalıklara ve çevrenin fiziksel özelliklerine bağlıdır. Kabul edilebilir şartlar genellikle sıcaklıkla belirtilir. Çünkü hayvandan olan duyulur ısı kaybında hayvanın yüzey sıcaklığı ile çevre sıcaklığı arasındaki fark çok etkilidir. Bazı durumlarda bağıl nem ve hava dolaşım hızı da etkin sıcaklığı belirlemede kullanılır. Hava dolaşım hızı, duyulur ısı geçişini etkileyen ikincil, fakat önemli bir faktördür (Ashrae, 1993).

Yapılan literatür araştırmalarından elde edilen sonuca göre ısıtma sistemleri ısı giderlerini ve yem tüketimlerini etkilemektedir. Bu nedenle ısıtma sistemlerinin iyi seçilmesi önemlidir. Kümeslerde ısıtma ile ilgili ciddi bir çalışma ve uygulama yapılmamıştır. Uygun bir ısıtma sisteminin belirli bir ortam şartını daha ekonomik olarak sağlayacağı ve böylece tavukların üretim verimlerinde de etkili olacağı düşünülmektedir. Düşük çalışma sıcaklığı gerektirmesiyle, döşemeden ısıtmanın diğer ısıtma sistemlerine göre daha ekonomik ve daha verimli olduğu bilinmektedir. Döşemeden ısıtma sistemlerinde sıcaklık dağılımlarının uygun oluşu ve ısının konfor için en uygun olan döşemeden yayılışı daha düşük sıcaklıklarda uygun ortamın sağlanmasına imkan vermektedir. Döşemeden ısıtma sistemlerinde döşeme içerisinde döşenen plastik borulardan geçen su sıcaklığının 40 – 60 °C olarak seçilebilmesi alternatif enerji kaynaklarıyla sistemin çalıştırılmasını mümkün kılmaktadır. Toplam enerji tüketiminin önemli bir kısmının konut ısıtılmasında kullanıldığı ülkemizde döşemeden ısıtma; konut ısıtılması, seraların ısıtılması gibi alanlarda kullanılmakta olup, ekonomiklik, verimlilik ve konfor açısından yararlar sağlanmıştır. Ancak döşemeden ısıtmanın tavuk üretim çiftliklerinde kullanımı ile ilgili çalışma ve uygulamaya rastlanmamıştır. Bu ısıtma sisteminin tavuk üretim çiftliklerinde kullanımı, üretim verimliliğini ve miktarını artırarak ülkemiz ekonomisine katkı sağlayacaktır.

Borular içinden geçirilen su sıcaklığının diğer ısıtma sistemlerine nazaran daha düşük seçilebilmesi bu sistemlerin en cazip özelliğidir. Bu sistemlerde ısı yükünün belirli değerin üzerine çıkması durumunda sistemin tek başına yeterli olmaması bir dezavantaj olarak kabul edilmektedir. Ancak yalıtım yapılması, kümes iç yüzeylerinin sıcaklığını artıracığından hava hızlarını da azaltarak daha konforlu ortam oluşumuna katkı sağlar. Yüzey ısıtması olarak döşemeden ısıtma yerine tavandan ısıtma yapılması durumunda konveksiyon katsayısında yaklaşık olarak %50 ye yakın bir düşüş olduğu literatürde belirtilmektedir. Döşeme içine yerleştirilen borulardan sıcak bir akışkan geçirmek suretiyle uygulanan ısıtma sistemine literatürde panel ısıtması da denmektedir.

Mikrop ve toz sirkülasyonunun civciv hastalıklarına yol açtığı kümeslerde radyant ısıtma veya diğer ısıtma sistemleri yerine döşemeden ısıtmanın yapılması ile bu sorunun giderilebileceği tahmin edilmekle birlikte bunun deneysel bir çalışma ile desteklenmesi gerekmektedir. Ancak bu konuda yapılmış bir çalışmaya rastlanmamıştır. Klasik ısıtma sistemlerinde ısıtıcı yüzeyinden geçerek ısınan hava pis kokuların yayılmasına sebep olmaktadır. Bu sorunun giderilmesi için gerekli olan havalandırma, ısı yükünü artırır. Döşemeden ısıtmada böyle bir sorunun olmaması avantajdır. Ayrıca ısıtıcı yüzey sıcaklıklarının fazla yüksek olmamasından

dolayı hava hızları düşük olacağından tozların ve mikropların yayılması önlenecektir. Isıtma borularının döşeme içinde olması, radyatör ve benzeri ısıtıcıların olmaması yaklaşık %5 lik yerden tasarruf sağlar. Döşemeden ısıtmada duvar ve tavan iç yüzey sıcaklıkları radyatörlü sisteme oranla daha fazla olabilmektedir. Ayrıca radyatörlerde olduğu gibi duvar ve pencere yanında aşırı bir ısınma olmadığından ısı kaçakları da azalmaktadır. Bu yüzden bu ısıtma sisteminin kümeslerde uygulanması durumunda üretim maliyetinin azalması beklenmektedir.

Kümes içindeki gerekli iç sıcaklık duvarların ortalama iç yüzey sıcaklığına bağlı olarak denklem 1.1 de ifade edilmiştir (Kılış, 1990).

$$T_a = T_k + \alpha_r / \alpha . (T_e - T_u) \quad (1.1)$$

denklemde α_r ve α , $kcal / (m^2 . h . ^\circ C)$ olarak alınmıştır.

Denklem 1.1 den, döşemeden ısıtmada duvar iç yüzey sıcaklıklarının diğer ısıtma sistemlerine göre daha yüksek olmasının gerekli iç sıcaklık değerlerinin küçük tutulmasına ve dolayısıyla ısıtma giderlerinin düşürülmesine yol açacağı görülmektedir. Döşemeden ısıtma, tesisat borularının hiçbir değişmeye gerek görülmeden yazın soğutma amaçlı kullanılabilmesine olanak tanımaktadır. Böylece yaz mevsimlerinin çok sıcak geçtiği ülkemizin birçok bölgesinde, kümeslerde yer altı suyunun doğrudan veya güneş enerjisi tahrikli absorpsiyonlu soğutma sistemi ile sıcaklığı düşürülüp, tesisat boruları içinden geçirilerek soğutma işleminin gerçekleştirilmesi önemli derecede ekonomi sağlayacaktır.

Radyatörlü sistemde sıcak hava tavana yakın yerlerde toplanacağından, tavan bölgesindeki hava sıcaklığı (T_t) gereksiz yere yükselecek, bu ise hem infiltrasyon (hava sızıntısı) hava akımını, hem de özellikle çatı katlarında ısı kaybını artıracaktır. Radyatörlü ısıtma sisteminde soğuk hava ancak radyatörle temas ettiğinde ısınır. Bu ise radyatöre yakın kısımların sıcak, diğer bölgelerin soğuk kalmasına sebep olur. Radyatör pencere kenarında olduğundan sıcaklığın yüksek olduğu bu bölgeden dışarıya ısı kaybı fazla olur. Döşemeden ısıtmada hava sızıntısı önemli derecede azdır. Bunun sebebi pencere kenarında konveksiyonu artıran sıcak yüzeylerin olmaması ve yükseklik boyunca sıcaklık değişimlerinin az olmasıdır. Döşemeden aşağı yönde ısı kaybı ise yalıtım yapılarak engellenebilir. Döşeme ve duvarların ısıyı depolamasından dolayı günlük sıcaklık değişimleri konforu etkilemez. Bu yüzden diğer ısıtma sistemlerinde olduğu gibi bu sistemde yılın en düşük sıcaklığına göre ısı tasarımı yapılmaz.

2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

2.1 Tavuk Üretimi ile İlgili Çalışmalar

2.1.1 Tavukların Fizyolojik Özellikleri

Tavukların vücut sıcaklıkları yaş, tür ve karakterlerine bağlı olarak 40.6 - 41.1 °C arasında değişmekle birlikte, ortalama 41.5 °C dolaylarındadır (Dağtekin ve Yıldız, 1995).

Tavuklarda ısı üretimi ortamın sıcaklığına bağlı olarak değişiklik gösterir. Soğuk havalarda derideki kan damarlarının büzülmesi sonucu kan dolaşımı dolayısıyla ısı kaybı azalır. Isı üretimi ile kaybın dengelendiği ve bunun sonucu olarak vücuttan olan ısı kaybının sabit kaldığı ortam sıcaklık aralıkları 16 - 26 °C olarak belirlenmiştir. Solunumla olan entalpi kayıplarında solunumla verilen hava, vücut sıcaklığından 1.9 °C daha düşük ve bağıl neminin de %90 düzeyinde olduğu gözlenmiştir (Mutaf, 1989).

Solunumla alınan havanın entalpisi düşük olduğunda solunumla olan enerji kaybı daha fazla olmaktadır. Bu nedenle de, solunumla alınan havanın entalpisi, sıcaklığından çok daha önemlidir. Solunumla alınan havanın entalpisini, solunumla verilen havanın entalpisi düzeyine çıkarmak için gerekli ısı, solunum debisi ile entalpi farkının çarpımı ile bulunabilir. Vücut sıcaklığı hayvanın yaşı, cinsiyeti ve hareketine göre değişir. Hayvan dinlenme halinde ise ısı metabolik işlemler ve kas aktivitesi ile sağlanır. Ancak egzersiz, beslenme, su içme, sindirim, yumurtlama, mevsimler, günün değişik zamanları, çevre sıcaklığı, rüzgar hızı, nem oranı gibi faktörler ile vücut ısı kaybeder. Bu faktörlerdeki değişimler sonucu hayvan vücut sıcaklığını ayarlamak durumunda kalır. Ortalama nemde çevre sıcaklığı 29,4 °C ye eriştiği zaman hayvan vücut ısını radyasyon, kondüksiyon ve konveksiyonla atmakta yetersiz kalıp solunumla dışarı atar. Nem miktarı soluma hızını etkiler. Nem oranı yükseldikçe solunum daha hızlı olur. Tavuklar, çevre sıcaklığındaki değişmelere karşı vücut sıcaklıklarını normal düzeyde tutabilmek için bazı ayarlamalar yapmak zorunda kalır. Çevre sıcaklığı yükseldikçe yem tüketimi azalır. Sıcaklık azaldıkça vücut sıcaklığı artar. Buna karşı büyüme ve yumurta verimi azalır. 22 °C ve 32 °C kontrol sıcaklığı için yapılan çalışmada 22 °C lik sıcaklığın ısı denge sıcaklığı olduğu, 32 °C nin ise yem tüketimini düşüren fakat ölüme yol açmayan bir sıcaklık olduğu gözlenmiştir (Beaumont, 1998).

28-32 °C arasındaki çevre sıcaklıklarında tavukların yaydığı toplam ısıнын % 40'ı duyulur ısı, % 60'ı gizli ısıdır (Mutaf, 1989).

Sıcaklık faktörü civcivin ilk 7-10 günlük döneminde çok önemlidir. Yüksek ve düşük sıcaklıklar ölüme yol açabilir. Araştırmalar göstermiştir ki 1 günlük civcivin vücut sıcaklığı

yetişkin civcivin sıcaklığından yaklaşık 1,7 °C düşüktür. Fakat 5 güne kadar yetişkin olan ile aynı sıcaklığa yani 41,1 °C ye ulaşır. Yaşa bağlı olarak civcivlerin vücut sıcaklıkları çizelge 2.1 de verilmiştir (Larry, 1997).

Çizelge 2.1 Yaşa bağlı olarak civcivlerin vücut sıcaklıkları

Yaş (gün)	Ortalama vücut sıcaklığı (°C)
1	39,7
2	40,1
4	41
5	41,4
10	41,4

Yetiştirme ortamına ve yaşa bağlı olarak tavsiye edilen yetiştirme sıcaklıkları ise çizelge 2.2 de verilmiştir (Larry, 1997).

Çizelge 2.2 Yetiştirme ortamına ve yaşa bağlı olarak tavsiye edilen yetiştirme sıcaklıkları

Yaş (hafta)	Konvansiyel Kümes	Çevre Kontrollü Kümesler
	Yetiştirme sıcaklığı(°C)	Yetiştirme sıcaklığı(°C)
1	32,2	29,4 – 31
2	29,4	26,7 – 28,3
3	26,7	23,9 – 25,5
4	26,7	23,9
5	23,9	21,1
6	21,1	21,1

Konvansiyel kümeslerde hava sıcaklığı değişen çevre sıcaklığından etkilendiği için ortam sıcaklığı gerekli sıcaklıktan yüksek seçilir. Çevre kontrollü kümeslerde ise sıcaklık üniform olduğundan daha düşük sıcaklık mümkündür. 41 günlük tavuğun ürettiği ısı yaklaşık olarak 15 Wat dır. Döşemeden ısıtılan kümesler çevre kontrollü kümesler olarak kabul edilebilir. Dolayısıyla bu ısıtmada yetiştirme sıcaklıklarını konvansiyel ısıtma sistemlerine göre 2-3 °C daha düşük seçme imkanı vardır. Yetiştirme sıcaklığındaki bu azalma büyük bir enerji tasarrufu sağlar.

2.1.2 Kümes İklim Şartları

Amonyak miktarı 25 ppm den küçük, teneffüs edilebilen (0,5 mikrondan küçük) toz 25 partikül/ml den az olmalıdır. Ticari bir tavuk çiftliğinde toplam partikül sayısı, CO₂ seviyeleri, NH₃ seviyeleri ve ortam hava sıcaklığı ile ilgili yapılan bir deneyde NH₃ seviyeleri ve sıcaklıkların bölgeler arasında önemli farklılıklar gösterdiği, fakat toplam partikül sayısı ve CO₂ seviyelerinde önemli farklılıkların olmadığı gözlenmiştir. Soğuk havalarda ortalama CO₂ ve NH₃ seviyeleri sıcak havaya oranla önemli derecede daha yüksek iken toplam partikül sayısının önemli derecede daha düşük olduğu gözlenmiştir. Etlik piliç kümeslerinde uygun  evre sıcaklıklarında optimum bağıl nem % 65-70 olup, soğuk mevsimlerde % 75-80 alınabilir. Tabandaki bağıl nem % 40'ı aşmamalıdır. 1 kg' lık tavuk teneffüs yoluyla saatte 2,6 g, gübre yoluyla ise 1,2 g nem verir. Dışarıya verilen toplam nem 3,8 g olup, sıcaklığın artması ile 5-6 g' a çıkabilir. 1 kg tavuk için gerekli temiz hava 0,5-2,7 m³/h şeklindedir. 500 den az sayıda civciv veya piliç yetiştirilen kümeslerde havalandırma pencerelerle veya havalandırma delikleri ile yapılabilir. Pencere alanı iklim şartlarına bağlı olarak taban alanının % 5-25'i kadar olmalıdır. Tavuk çevresindeki hava hızı 0,5 m/s den düşük, hava giriş deliğindeki hız ise 3-4 m/s den düşük olmalıdır (Alkan, 1969).

İki kg lık bir tavuğun saatte yaydığı nem 9,8 g dır. Efiske (1967), 1 kg tavuk için gerekli havalandırma miktarını 1,6 – 3,2 m³/h, Agr. Ext. Service (1953), 1,68 – 3,36 m³/h olarak belirtmiştir. Fairbanks, vd., (1950), 1 m² lik taban alanı için gerekli havalandırma miktarını 10,8 – 12 m³/h, Hajima, (1960), fan kapasitesini 40,8 m³/(h.tavuk), Fisheries, ve Food, (1964), fan kapasitesini yaz için 6,6 m³/h, kış için ise 1,2 m³/h olarak belirtmiştir (Balaban ve Tekinel, 1969).

Yumurtadan yeni çıkan civcivler için genellikle fazladan ısıtma gerekir. Yeni besi tavuğu cinsleri ısıtıcılar altında 33  C kuluçka sıcaklıklarına iyi uyum sağlamışlardır. Daha sonra hava sıcaklığı her hafta 4  C azaltılarak 21  C değerine kadar düşürülebilir. %65 – 70 bağıl nem t ylenmeyi ve et kalitesini artırmaktadır. Hava dolaşım hızlarının etkileri üzerinde pek fazla araştırma yapılmamıştır. Hava sıcaklıkları 24 ile 35  C arasında olduğu zaman dolaşım hızının artırılmasının (2,5m/s değerine kadar) yarar sağladığı görülmüştür. Deneyler, 28 günlük besi tavuklarının aşağıdaki hava hızı ve sıcaklık değerlerini tercih ettiklerini göstermiştir: 15  C sıcaklıkta 0,28 m/s, 21  C sıcaklıkta 0,5 m/s, 24  C sıcaklıkta 0,75 m/s. (Ashrae, 1993).

Kümeslerde sağlanması gereken sıcaklık ve bağıl nem değerleri çizelge 2,3 te verilmiştir (TSE, 1986).

Çizelge 2.3 Kümeslerde gerekli olan sıcaklık ve bağıl nem değerleri

Civciv Türü	Sıcaklık(°C)			Bağıl nem (%)	Sıcaklık rütubet denge sinde esas alınan değerler	
	Min.	Opt.	Maks.		Sıcaklık (°C)	Bağıl nem(%)
Yumurta tavuğu	10	15-18	25	60-75	17	75
Etlik Piliç	13	17-25	25	60-70	18	70
Günlük Civciv	30	32	33	50-70	20-25	65

2.1.3 Civciv Üretimine Etki Eden Faktörler

2.1.3.1 Sıcaklığın Üretim Üzerindeki Etkisi

Sekiz odada ve iki ayrı sıcaklık/havalandırma rejiminde yetiştirilen civcivlerin yem tüketimi, vücut ağırlığı, günlük kilo artışı ve ölüm oranları haftalık olarak kaydedilerek sıcaklık değişimlerinin üretim üzerindeki etkileri incelendi. 1. Rejimde sıcaklık 31 °C den 19 °C ye kadar günlük olarak düşürüldü. Diğer rejimde sıcaklıkta benzer bir düşüş sağlandı, fakat 21. Günde sıcaklık 23,8 °C den 25,8 °C ye 2 °C artırıldı ve bu sıcaklık sürdürüldü. Bu şartlarda yapılan incelemede sıcaklığın üretim üzerindeki etkisi çizelge 2.4 te verilmiştir (Homidan, 1998).

Çizelge 2.4 Sıcaklığın performans üzerindeki etkisi

	1. Rejim	2. Rejim
Vücut ağırlığı (g)	2571	2496
Günlük artış (g/ gün)	52,64	50,07
Yem tüketimi (g/gün)	100,9	97,9
Ölüm (%)	4,11	4,19

Yapılan çalışmalarda 49 günlük tavuklarda toplam yem tüketimi ve vücut ağırlığının sıcaklık artışıyla azaldığı görülmüştür. Daha yüksek yerleşme yoğunluğuyla birlikte sıcaklıktaki artışta 3-7 haftaları arasında amonyak konsantrasyonlarının önemli derecede yüksek olduğu görüldü. 2 °C lik küçük farklılıkların üretim devresinin sonunda civciv üretimi üzerinde önemli etkileri görüldü (Homidan vd., 1998).

Diğer bir çalışmada 35 °C lik yüksek çevre sıcaklığında 2 hafta tutulan civcivlerde yem tüketiminin 22 °C ye kıyasla % 29 düştüğü ve gelişme oranının da % 37 düştüğü gözlenmiştir (Yahav, vd, 1998).

Beş türden erkek ve dişi civciv 6 haftalık bir süre içerisinde 32-33 °C lik yüksek sıcaklığa ve normal sıcaklığa maruz bırakılarak yüksek sıcaklığın normal sıcaklığa göre verim üzerindeki etkisi incelendi. Yüksek sıcaklıktan dolayı kilo, protein kazanımı, yem ve protein verimliliğindeki azalmaların yaşa bağlı olarak arttığı ve bu verimdeki düşüşün erkek civcivlerde daha büyük olduğu, dolayısıyla yüksek sıcaklıklarda civciv üretiminde dişilerin erkeklere tercih edilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır. Sıcaklık değişiminin tavuklar üzerinde etkileri ile ilgili araştırmalarda günlük değişim göz önüne alındığı zaman geniş bir bağıl nem aralığında 15-25 °C arasında normale yakın yumurta üretiminin sürdürülebildiği gözlenmiştir. 29 °C nin üzerindeki sıcaklıklarda yumurta tavuklarında yumurtalar küçülürken sayıları da azalır. Bir yaştan üzerindeki tavuklar, daha küçük yaştaki tavuklara göre yüksek sıcaklıktaki ortamlardan daha çok etkilenirler. Rhode Island Reds gibi büyük tavuk türleri White Leghorns türü daha küçük tavuklara oranla sıcaklığa daha dayanıklıdır. Sıcaklık yükseldikçe kuluçkalama da düşer. Döllenme oranı 21 °C sıcaklıkta iyi olmasına karşın 30 °C sıcaklıkta azalır. Yem ihtiyacı 7 °C sıcaklığın altında belirgin bir biçimde artar(Yahav, vd, 1998).

2.1.3.2 Aydınlatmanın Üretim Üzerindeki Etkisi

Civciv üretiminde aydınlatmanın çoğalma sürecini etkilediği ve en önemli denetlenebilir çevre parametresi olduğu bilinmektedir. Fakat bu etki civcivin türüne ve yaşına göre değişir. Civcivlerde üretimi iyileştirmek için civciv, yumurtadan çıktıktan sonra 22 haftalık oluncaya kadar gün uzunluğu yavaş yavaş azaltılır veya 14 - 16 haftalık olduğunda birdenbire 9 saate indirilir. Civcivler daha önce artan gün uzunluğunda bulunmuşlarsa değişim 14 haftalıkken yapılmalıdır. Sabit veya azalan gün uzunluğunda kalmışlarsa 16 haftalıkken yapılan değişim yeterlidir. Civciv boyu yüksekliğinde 10 - 20 lux arasında aydınlatma yeterlidir. Yapılan araştırmalar 8 saat aydınlık(L), 10 saat karanlık(D) veya 2L, 4D gibi değişimlerin yem kullanımı, yumurta üretimi ve civciv gelişimini iyileştirdiklerini göstermiştir. Civcivin yumurtadan çıkmasından itibaren 20 - 21 haftalık olana kadar uygulanan sürekli aydınlatmanın yumurta üretimini önemli derecede azalttığı görülmüştür. Bu deneylerde civcivin boy yüksekliğinde 10 - 30 Lux arasında aydınlatma kullanılmıştır. Ayrıca aralıklı aydınlık ve karanlık uygulamasının büyümeyi iyileştirdiği, yem ve enerji tasarrufu sağladığı gözlenmiştir (Ashrae, 1993).

2.1.3.3 Bağıl Nemin Üretim Üzerindeki Etkisi

Altlık materyalinin ıslanması broiler yetiştiriciliğinde önemli bir sorundur. Kümeslerde amonyak düzeyinin altlık rütubeti ile orantılı olarak yükseldiği, bunun da gelişme düzeyinde önemli azalmalara neden olduğu, daha ileri durumlarda ise hastalık ve ölüm riskini arttırdığı bilinmektedir. Kümeslerde optimum hava sıcaklığı sınırları için hava bağıl nem değerleri % 55 – 75 arasındadır. Milligan ve Winn (1964), etlik piliçlerde 15,5..21,1 ve 26,7 °C hava sıcaklıklarında yüksek ve düşük bağıl nemin olumsuz etkisinin az olduğu, 35 ve 37,7 °C sıcaklıklarda yüksek bağıl nemin gelişmeye olumsuz etkilerinin belirgin olduğu bildirilmiştir. Reece ve Deaton (1971), buharlaştırma ile serinletme yapılan kümeslerde 26,7 °C ve % 76 bağıl nem şartlarında yetiştirilen piliçlerin 8. Hafta canlı ağırlıkları, 35 °C ve % 38 bağıl nem şartlarında yetiştirilen kontrol grubuna oranla % 20 fazla olduğunu belirtmişlerdir (Dağtekin ve Yıldız, 1995).

Erensayın (2001), etlik piliç üretiminde uygun bağıl nem oranlarının, üretimin ilk dört haftası için % 60-70, dördüncü haftadan sonra ise % 40-60 olduğunu belirtmiştir.

Altlık materyalinin kullanımındaki amaç yerle temas eden civcivlerin döşemeden ısı kaybını azaltmaktır. Bu bakımdan döşemeden ısıtılan bir sistemde altlık materyalinin kullanımına ihtiyaç olmayacaktır. Dolayısıyla altlık materyalin ıslanmasından kaynaklanacak olan amonyak miktarındaki artışın olumsuz etkileri döşemeden ısıtma sisteminde ortadan kaldırılabilir.

2.1.3.4 Isıtma Sistemlerinin Üretim Üzerindeki Etkisi

Etlik piliç kümeslerinde farklı ısıtma sistemleri kullanılmaktadır. Her sistemin sakıncalı ve faydalı yönleri vardır. Isıtma sistemlerinin avantaj ve dezavantajları ortam şartlarına bağlı olarak değişmektedir. Isı kaynağı olarak elektrik veya gazın kullanıldığı bir araştırmada ısı kaynağı cinsinin, yemden yararlanmayı ve yaşama gücünü etkilemediği görülmüştür. Dolayısıyla enerji kaynağının birim fiyatı esas alınarak tercihin ortaya konulması en geçerli yol olarak görülmektedir (Mutaf, 1976).

Kümeslerde ısıtma için kullanılan enerji miktarı ısıtma sistemine bağlı olarak değişiklik gösterir. Gazı ortamda yakarak ısıtma yapıldığında hayvanların yaydığı su buharı miktarına ek olarak ısı kaynağının da yaydığı su buharı miktarı vardır. Bunun sonucu olarak kümeslerde daha fazla havanın değiştirilmesine ihtiyaç duyulur (Mutaf, 1976).

Gazla ısıtmada fazla havalandırma nedeniyle gereksinim duyulan enerji, elektriğe oranla %22,45-24,76 daha fazla olmasına rağmen birim fiyatlar göz önüne alındığında elektrikle ısıtmaya oranla %63,13-69,32 daha düşük olmuştur (Sarica ve Selçuk, 1993).

2.1.4 Kümes Yapım Şekli

Etlik piliç üretimi için kullanılan kümes boyutları üretim kapasitesine göre farklı olarak seçilebilmektedir. Yaygın olarak kümes genişlikleri 9,8 - 12,2 m arasında değişirken kümes uzunlukları 60 – 180 m arasında değişmektedir. Uygun kümes yükseklikleri 2,5 m olarak seçilir. Ancak sıcak iklimli bölgelerde yükseklik 3 m ye kadar arttırılabilir (Erensayın, 2001).

Normal kümes sıcaklığının muhafazası için duvarlar iyi yalıtılmalı ve duvar yükseklikleri 2 – 3 m arasında seçilmelidir. Çatı saçakları dış duvarlardan 40 cm dışarıya doğru uzatılmalıdır. Eni 6 m ye kadar olan kümeslerde tek eğimli çatı tipi, 6 m den fazla olanlarda ise çift eğimli beşik çatı tipi kullanılmalıdır. Kümeslerde çatı eğimleri % 25 den aşağı olmamalıdır. Kapı genişlikleri 1,2 – 2,4 m, yükseklikleri ise 2 – 2,1 m arasında yapılabilir. Pencere alanları iklim şartlarına göre taban alanının % 5 – 20' si kadar alınmalıdır (TSE 1987).

Kümes taban alanı hesabında tavuk cinsi, ırkı, yaşı ve kümes tipi etkindir. Kümes taban boyutları 7-11 m arasında değişir. Küçük yaşlarda daha küçük boyutlar seçilebilir. Kümes duvar yükseklikleri, soğuk bölgelerde 1,9 m, ılık bölgelerde ise 2,25 – 2,75 m aralığında olmalıdır. Duvar yüksekliği 1,8 m den az olmamalıdır. Kümes tabanı çevre yüzeyinden 0,2-0,35 m yüksekte olmalıdır. Kümesler tek bölme halinde olabileceği gibi her bir bölmede 300-350 tavuk yetiştirilecek şekilde bölmelere ayrılabilir. Tel kafesli kümesler, 8-10 tavukluk bölmeler veya 16-20 tavukluk çift sıra şeklinde bölmelerden oluşur. Izgara tabanlı kümeslerde, ızgaraların tabandan yüksekliği 0,4-0,8 m dir. Bu tür kümeslerde birim alanda canlı ağırlık 14-15 kg dır. Aynı yetiştirilen civcivlerde civciv başına gerekli alan civciv büyüklüğüne bağlıdır. Her bir civciv için gerekli alan yaşa bağlı olarak çizelge 2.5 te verilmiştir (Alkan, 1969).

Çizelge 2.5 Her bir civciv için yaşa bağlı olarak gerekli kümes taban alanı

Yaş (Hafta)	Her bir civciv için gerekli kümes taban alanı (m ²)
1-4	0,04-0,05
4-8	0,09
8-12	0,12-0,14
12-16	0,18
16-20	0,2-0,22

Farklı kümes alanlarına göre gerekli havalandırma çıkış baca boyutları ve hava giriş deliği sayısı çizelge 2.6 da verilmiştir (Balaban ve Tekinel 1969).

Çizelge 2.6 Farklı kümes alanlarında gerekli havalandırma çıkış baca boyutları ve hava giriş deliği

Kümes alanı (m ²)	havalandırma çıkış baca boyutları (m)	hava giriş deliği boyutları (m)	hava giriş deliği sayısı her biri 0,0375 m ²
<50	0,4x0,4	0,05x0,75	4
70-80	0,5x0,5	0,05x0,75	7
90-100	0,55x0,6	0,1x0,375	9
120-130	0,65x0,65	0,125x0,3	11
150-160	0,7x0,75	0,15x0,25	14

2.1.5 Üretim Verimi İle İlgili Parametreler

Üretim veriminin belirlenmesinde göz önüne alınan parametreler: Büyüme hızı, yaşama oranı ve yemden yararlanmadır. Türkoğlu ve Akbay (1987), üç farklı etlik piliç üretimi ile ilgili çalışmalarında elde edilen vücut ağırlıkları çizelge 2.7 de verilmiştir (Türkoğlu, vd., 1989).

Çizelge 2.7 Üç farklı etlik piliçlerin haftalık canlı ağırlık değerleri

Yaş(Hafta)	Canlı ağırlıklar (g)		
	Hibrit 1	Hibrit 2	Hibrit 3
1	105,5	79,5	95,8
2	291	186,3	210,8
3	467,8	343,5	368,8
4	759	585,3	625,3
5	1100,3	911,3	960
6	1458,5	1239,8	1302,3
7	1767,8	1596,5	1637,3

Üretim verimi için önemli bir parametre olan yemden yararlanma, Yetiştirme süresince kullanılan yemin üretilen toplam canlı ağırlık değerine bölünmesiyle bulunur. Üç farklı etlik piliç için yapılan çalışmada 0-7 haftalar arası yem dönüşüm oranları 2,22, 2,1 ve 2,13 olarak bulunmuştur (Türkoğlu vd., 1989).

Şenköylü, vd., (1993), erkek ve dişi Starbro civcivler üzerinde yapılan deneme çalışmasında 5, 6, 7 ve 8. Haftalar için canlı ağırlıklar ve yemden yararlanma oranları çizelge 2.8 de verilmiştir.

Çizelge 2.8 İki cins Starbro piliçlerin canlı ağırlık ve yemden yararlanma oranları

Yaş(hafta)	Canlı ağırlıklar (g)		Yemden yararlanma oranı	
	Erkek	Dişi	Erkek	Dişi
5	1468	1327	1,66	1,7
6	1903	1665	1,77	1,85
7	2333	2015	1,85	1,99
8	2774	2340	1,97	2,14

Üretim verimini tespit etmek için denklem 2.1 den yararlanılır (Şenköylü, vd., 1993).

$$\text{Verim} = \text{Yaşama oranı} \% \cdot \text{Canlı ağırlık(g)} / (\text{Yemden yararlanma.Besi süresi(gün)} \cdot 10) \quad (2.1)$$

2.2 Döşemeden Isıtma İle İlgili Çalışmalar

2.2.1 Oda Yüzeylerinde Doğal Konveksiyon

Dış akış geometrilerinde doğal konveksiyon için geliştirilen ampirik bağıntılar bir çok mühendislik hesapları için genellikle

$$Nu = \frac{\alpha.L}{\lambda} = C.Ra^m \quad (2.2)$$

biçiminde kullanılmaktadır. m değerinin genellikle Laminar ve türbülanslı akış için sırasıyla, 1/4 ve 1/3 olduğu ısı transferi kitaplarında belirtilmiştir.

Duvar yüzey sıcaklığı, T_w , nin akışkan sıcaklığı, T_∞ , dan büyük olması durumunda laminar akış şartlarında yüzeyden akışkana doğal konveksiyonla ısı transferinde ortalama Nusselt sayısı,

$$Nu = 0,64.Gr_L^{1/4} .Pr^{1/2} .(0,861 + Pr)^{-1/4} \quad (2.3)$$

Eşitliği ile verilmiştir (Yüncü ve Kakaç, 1999). Düşey yüzeylerde laminar akış $Ra_L \leq 10^9$ şartlarında oluşmaktadır. $T_w > T_\infty$ ise sınır tabakası yüzeyin alt ucundan, $T_w < T_\infty$ ise yüzeyin üst ucundan başlayarak oluşur. Düşey yüzeyler için sabit yüzey sıcaklıklarında Churchill tarafından tüm Rayleigh sayılarında geçerli olan,

$$\overline{Nu}_L = \left\{ 0,825 + \frac{0,387.Ra_L^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.4)$$

bağıntısı geliştirilmiştir. Düşey levha için Laminar akışta denklem 2.5 in daha doğru sonuçlar verdiği ifade edilmiştir (Frank ve David, 2001).

$$\overline{Nu}_L = 0,68 + \frac{0,670.Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad Ra_L \leq 10^9 \quad (2.5)$$

Sabit yüzey ısı akısı durumunda ise $\overline{Nu}_L$ ve Ra_L sayılarının yüzeyin orta noktasında ve

$$\Delta T_{L/2} = (T_w(L/2) - T_\infty) \quad (2.6)$$

şeklinde bir sıcaklık farkı kullanılarak yaklaşık bir yöntemle bulunabileceği Sparrow (1956) ve Churchill (1975) tarafından gösterilmiştir. Böylece elde edilen bu sıcaklık farkı

$h = q_s'' / \Delta T_{L/2}$ eşitliğinde yazılarak deneme yanılma yöntemi ile $\overline{Nu}$ ifadesinin çıkarılabileceği belirtilmiştir (Frank ve David, 2001).

Düşey levhadan doğal konveksiyonla ısı transferine ilişkin Nusselt sayıları laminar ve türbülanslı akış için sırasıyla,

$$\overline{Nu} = 0,59.Ra^{1/4} \quad (2.7)$$

$$\overline{Nu} = 0,10.Ra^{1/3} \quad (2.8)$$

olarak verilmiştir (Frank ve David, 2001).

Yatay yüzeyler için McAdams (1956) tarafından önerilen bağıntılar yaygın olarak kullanılmakla birlikte, bu bağıntıların dayandığı karakteristik uzunluğu değiştirerek daha doğru sonuçlar elde edilebileceği belirtilmiştir. Isıtılan bir levhanın alt yüzeyi veya soğutulan bir levhanın üst yüzeyi için,

$$\overline{Nu} = 0,27.Ra^{1/4} \quad 10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10} \quad (2.9)$$

eşitliği verilmiştir (Frank ve David, 2001).

Literatürde yatay ve düşey levhalar için Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak verilmiş olan amprik ilişkiler oda yüzeyleri için geçerli değildir. Oda yüzeylerinden doğal konveksiyonla ısı transferinde, her bir yüzeydeki Nusselt sayısının belirlenmesinde söz konusu yüzeyin Rayleigh sayıları ile birlikte diğer yüzeylerin de ısı şartlarının ve Rayleigh sayılarının göz önüne alınması gerekmektedir. Çünkü yüzeylerin Rayleigh sayıları ve ısı şartları birbirini etkiler. Bu nedenle sadece bir yüzeyin Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak verilen ilişkiler geniş geçerlilik alanlarına sahip değildir.

2.2.2 Farklı Isıtma Sistemlerinde Isı Transferinin İncelenmesi

Farklı ısıtma sistemlerinin yüzey ısı transfer katsayıları üzerindeki etkilerini incelemek için teorik ve deneysel bir dizi çalışma yapılmıştır. Deneysel bir çalışmada $L \times H \times W = 2,95 \times 2,08 \times 2,35$ m boyutlu bir odadaki 9 farklı ısıtma türü ele alınmış ve her bir ısıtma türünde karşılıklı iki duvar ve tavandaki ısı transfer katsayıları incelenmiştir (Halifa ve Marshall, 1990).

Isıtma türlerinin ikisinde ısıtıcı olarak fan kullanılmış, ancak fanın büyüklüğü, havanın yönü ve hızı değiştirilmiştir. Isıtma türlerinin birinde döşemeden ısıtma diğerinde duvardan ısıtma

üçüncüsünde ise tabanın yarısı ve duvarlardan birinin alt kısmından ısıtma yapılmıştır. Diğer dört ısıtma türünde radyatörlü ısıtma yapılmıştır. Bunlardan ikisinde pencere kullanılırken diğer ikisinde kullanılmamıştır. Her bir durumda radyatörlerin konumlarının etkileri incelenmiş ve korelasyonlar çıkarılmıştır. Çalışmada, radyasyonun da düşük seviyede olması için yüzeyler, yayıcılığı çok küçük olan alüminyum folyo ile kaplanmıştır. Isı transfer katsayısının hesaplanmasındaki belirsizlik duvar ile oda sıcaklığı arasındaki fark 1 °C olduğunda % 21, 5 °C sıcaklık farkında % 5 olarak belirtilmiştir. Deney sonucunda elde edilen korelasyonlar çizelge 2.9 da verilmiştir.

Çizelge 2.9 Farklı ısıtma türlerinde duvar ve tavan ısı transfer katsayıları için korelasyonlar

Isıtma türü	Isı transfer katsayısı		
	Pencere	Duvar	Tavan
Döşemeden ısıtma		$h = 2,02.\Delta T^{0,24}$	$h = 2,52.\Delta T^{0,15}$
Duvardan ısıtma		$h = 2,27.\Delta T^{0,25}$	$h = 3,16.\Delta T^{0,15}$
Duvara bitişik radyatörlü ısıtma		$h = 2,03.\Delta T^{0,24}$	$h = 2,64.\Delta T^{0,15}$
Pencereli ve radyatör pencerenin altında	$h = 8,07.\Delta T^{0,11}$	$h = 2,21.\Delta T^{0,24}$	$h = 3,02.\Delta T^{0,19}$
Pencereli ve radyatör pencerenin karşısındaki duvarda	$h = 7,61.\Delta T^{0,06}$	$h = 2,3.\Delta T^{0,22}$	$h = 2,76.\Delta T^{0,14}$

Çalışmada çatının dış yüzeyindeki ısı transfer katsayısının yukarıya doğru yatay ısıtılmış bir plakanın ısı transfer katsayısına benzer olduğu belirtilmiştir. Isı transfer katsayılarının karşılaştırılmasından duvar ve tavan ısı transfer katsayılarının duvardan ısıtma konfigürasyonunda en büyük değerlere sahip olduğu bunu takiben duvar ve tabanın bir kısmının ısıtıldığı durumda olduğu belirtilmiştir. Penceresiz iki radyatör konfigürasyonunda radyatörün, ölçümün yapıldığı duvarın karşısındaki duvara bırakılması durumunda; ölçümün yapıldığı duvara bitişik yerleştirilmeye göre biraz daha yüksek olduğu belirtilmiştir. İki pencere konfigürasyonu arasındaki karşılaştırma, test duvarındaki ısı transfer katsayısının radyatörün pencere altında olduğu durum için, radyatörün pencere karşısında olduğu duruma kıyasla önemli derecede daha yüksek olduğunu gösteriyor. Elde edilen sonuçlara göre radyatörün pencere altına konulmasıyla pencere ve çatıdan ısı kaybı azaltılabilir. Geliştirilen korelasyonlara dayalı olarak duvar ile oda hava sıcaklığı arasındaki 5 °C lik farkta düşüşün, tavan % 15 civarında olduğu; pencere için ise % 13 civarında olduğu bulunmuştur. Odada

perde ve mobilyanın bulunması hava akım çizgilerini değiştirir ve kayıpların boyutlarını değiştirebilir. Test duvarına ait bütün korelasyonlar karşılaştırıldığında ısı transfer katsayısının, ısıtılan düşey yüzey alanının artmasıyla arttığı görülmüştür. Min (1956), döşemeden ısıtmada oda havasına olan ısı transferinin, yukarı bakan küçük bir yatay plakanın ısıtılması ile aynı olduğunu göstermiştir (Halifa ve Marshall, 1990).

Çalışmada farklı ısıtma türlerinde ısı transfer katsayıları incelenmiş ancak taban ısı transfer katsayıları incelenmemiştir. Isıtılan bir tabandan ısı transferinin yukarı bakan küçük bir yatay plakanın ısıtılması ile aynı olduğu belirtilmiş ise de taban boyutlarının ve duvar ile tavan ısı şartlarının etkisi göz önüne alınmamıştır. Duvar ve tavan Rayleigh sayılarının taban Rayleigh sayısını artırma yönündeki etkileri göz önüne alındığında; döşemeden ısıtmada taban ısı transfer katsayılarının ısıtılan yatay bir plakadan olan ısı transferine göre daha büyük olacağı beklenmektedir.

Literatürde zorlanmış konveksiyon için ısı transfer katsayısı değerleri, hava hızının fonksiyonu olarak J. Hand (1985) ve H. Soltau (1987) tarafından sırasıyla denklem 2.10 ve 2.11 de verilmiştir.

$$h = 3,91.U \quad (2.10)$$

$$h = 8,55 + 2,65.U \quad (2.11)$$

Halifa (1990), çalışmasında farklı hava hızlarına karşılık ısı transfer katsayıları çizelge 2.10 da verilmiştir.

Çizelge 2.10 Farklı hava hızlarında konveksiyon katsayıları

Hava hızı (m/s)	Konveksiyon katsayısı (W/(m ² K))
0,6	7,52
1,1	8,44
1,5	10,52

Farklı ısıtma sistemlerinin karşılaştırılması için yapılan bir çalışmada; yüksek tavanlı bir oda için zorlanmış konvektif ısıtma sistemi, döşemeden ısıtma sistemi ve kombine ısıtma sistemleri incelenmiştir. Çalışmada 3,6x3,6 m tabanlı ve 5,4 m yüksekliğine sahip odada sıcaklık dağılımları deneysel olarak incelenip daha sonra aynı boyutlu oda için oda sıcaklık ve hız dağılımları 3 boyutlu analizlerle hesaplanmıştır. Çalışmanın sonuçlarından teorik ve

deneysel verilerin uyduğu ve en uygun ısıtma sisteminin ısı pompası ile taban panel ısıtıcılı bir kombinasyonun olduğu belirtilmiştir. Bu kombine sistemde kullanılan taban panel ısıtıcının kapasitesi 2 kW , ısı pompalarının kapasitesi ise 4,88 kW dır. Panel ısıtıcı sıcaklığı termostat ile kontrol edilmiş olup ısı pompasının debisi her bir durumda sabit tutulmuş, bu değer duvara monte edilen ısı pompasında 0,147 m³/s, tabandaki ısı pompasında ise 0,178 m³/s dir. Çalışma 5 farklı durum için yapılmıştır. Birinci durumda sadece duvarda 2 m yükseklikte monte edilen ve 30 ° aç ile hava üfleyen ısı pompası kullanılmıştır. İkinci durumda hem duvar ısı pompası hem de döşemeden ısıtma yapılmıştır. 3. durumda yine sadece duvar pompası kullanılmış ancak pompa yerden 3 m yüksekliğe konulmuştur. 4. Durumda 90° ve 120 ° açılarla hava verilecek şekilde tabanda ısı pompası tesis edilmiş, ve taban panel ısıtma devre dışı bırakılmıştır. 5. Durumda sadece taban panel ısıtma yapılmıştır. İlk 4 durumda oda ortalama hava sıcaklığı 23 °C de tutulurken sadece döşemeden ısıtma durumunda 8 saatlik süre beklenmesine rağmen oda sıcaklığının 21 °C de kaldığı görülmüş, ve taban sıcaklığı 30 °C iken döşemeden 0,25 m yükseklikte sıcaklığın 22 °C ye düştüğü ve oda homojen sıcaklığının ise 21 °C olduğu belirtilmiştir. Çalışmanın sonucunda beş durum için ortalama sıcaklık değerleri sırasıyla; 23,2, 23,6, 23,4, 23,2 ve 21,2 olarak bulunmuştur. Hava sıcaklıklarının standart sapması ise sırasıyla; 1,4, 1,2, 1,7, 2,3 ve 0,3 tür. Standart sapmanın küçük olması uygunluk ifadesidir. Sadece taban panel ısıtma durumunda ortalama sıcaklığın düşük olması bir dezavantajdır. Bu bakımdan en uygun ısıtma türünün duvara monte edilen ısı pompası ile birlikte taban panel ısıtmanın yapılmasıdır. Çalışmanın nümerik kısmında SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Isıl konveksiyon problemlerinin analiz edilmesinde sonlu fark metodunda SIMPLE algoritması yaygın olarak kullanılan bir algoritmadır. Dış şartların sabit olmadığı çalışmada akışkan sıkışamaz, akış ise kararlı ve laminar olarak kabul edilmiştir. Boussinesq yaklaşımı uygulanmıştır. Yani akışkan kaldırma kuvvetlerinin oluşumu dışında sabit özellikli olarak kabul edilmiştir. Isı pompası ile panel ısıtmanın birlikte kullanıldığı durumda karşılıklı iki duvar arasında 0,4 °C lik bir fark görülmüş ve bu durumda ısı pompasından çıkan sıcak havanın tabana ulaştığı hava akış dağılımından çıkarılmıştır. Ayrıca ısı pompasının 3 m yüksekliğe konulmasının 2 m yüksekliğine göre daha uygun olduğu belirtilmiştir. Ortam konfor şartlarının karşılaştırılması için 1,1 m yüksekliğindeki ısı değerleri seçilmiştir. 1 ve 2 durumu için 1,1 m yüksekliğindeki değerler çizelge 2.11 de verilmiştir(Yamagishi vd., 1989).

Çizelge 2.11 Sadece ısı pompasının ve hem ısı pompası hem de panel ısıtmanın birlikte kullanılması durumunda 1,1 m yükseklikte ısı değerler

Sadece ısı pompası kullanılması		Isı pomp. ve panel ısıtma birlikte kullanılması
Hava sıcaklığı (°C)	22,8	23,1
Bağıl nem (%)	33,4	36,1
Hava hızı (m/s)	0,07	0,07
Ortalama radyant sıc. (°C)	19,2	20,8
PMV (Konformetre)	-0,26	-0,12

Çalışmada farklı ısıtma sistemleri oda sıcaklıklarının fonksiyonu olarak karşılaştırılarak panel ısıtma ile birlikte duvarda ısı pompasının kombine kullanılmasının uygun olduğu belirtilmiştir. Ancak dış sıcaklıkların sabit tutulmadığı bu çalışmada sadece ortam sıcaklıklarından yararlanılarak sağlıklı karşılaştırmanın yapılamayacağı düşünülmektedir. Daha sağlıklı karşılaştırma için dış sıcaklık değerlerinin sabit tutulması gerekmektedir.

Kaizuka ve Iwamoto (1987), 2,4 m yüksekliğinde bir odada zorlanmış hava konveksiyonu veya taban panel ısıtma ile ısıtılması durumunda duvar yüzey sıcaklığı ve ısı konfor faktörünü incelemiştir. Yamazaki (1987), çalışmasında bir taban veya tavan hava ısıtıcısı ile ısıtılan bir odada 3 boyutlu sıcaklık ve hız dağılımları hesaplanarak nümerik sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Udagawa (1986), Yüksek tavanlı bir odada ısıtma yükü hesapları üzerinde değişik hava sıcaklık profillerinin etkisini deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Çalışmada taban panel ısıtma, taban hava ısıtma ve duvar hava ısıtma olarak üç ısıtma sistemi test edilmiştir (Yamagishi vd., 1989).

Konvektif ısıtma sistemi ile radyant ısıtma sistemlerinin karşılaştırıldığı bir çalışmada radyant ısıtmada yüzey sıcaklıkları yüksekliğinden dolayı transmisyon ısı kayıplarının konvektif ısıtmaya göre daha yüksek olduğu buna karşılık konvektif ısıtmada ise infiltrasyon ısı kayıplarının daha fazla olduğu ve bu infiltrasyon kayıplarından kaynaklanan fazlalığın transmisyon ısı kayıplarındaki fazlalıktan daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Bu ise konvektif ısıtmada ısı kayıplarının daha fazla olduğunu göstermektedir.

By Bjarne (2002), farklı ısıtma sistemlerinde yükseklik boyunca sıcaklık değişimlerini karşılaştırmıştır. döşemeden ısıtma sisteminde tüm yüzeyler sabit tutularak taban sıcaklığı 5 °C değiştirildiğinde ortalama radyant sıcaklığının 2 °C değiştiğini, oda sıcaklığının ise 1 °C değiştiğini belirtmiştir. Yükseklik boyunca sıcaklık değişimlerinin döşemeden ısıtmada

yaklaşık olarak 0,5 °C, pencere altında radyant panelin bulunması durumunda 6 °C, duvardan sıcak havanın verilmesi durumunda ise 2,5 °C olduğu belirlenmiştir. 21 °C oda sıcaklığında kabul edilebilir maksimum hava hızının 0,18 m/s olduğu belirtilmiştir. Ayrıca farklı ortalama duvar ısı transfer katsayısı değerleri için pencere yüksekliği ile oda hava hızları arasındaki ilişki incelenmiş ve ortalama duvar ısı transfer katsayısı arttıkça belirli pencere yüksekliğinde hava hızının arttığı belirlenmiştir.

2.2.3 Taban Yüzeyinden Isı Transferi

Yatay levhalardan doğal taşınım ile ısı transferinin incelendiği çalışmalarda Nusselt sayısı ve konveksiyon katsayısı için geliştirilen korelasyonlarda,

$$Nu = C.Ra^m$$

$$h = C_2 \cdot \left(\frac{\Delta T}{L}\right)^n \quad (2.12)$$

m değerlerinin yatay ve düşey levhalarda laminar akış için $m = 1/4$, türbülanslı akış için ise $m = 1/3$ olduğu belirtilmiştir (Halifa, 2001).

Son zamanlarda yapılan bazı çalışmalarda m değeri için farklı değerlerin bulunduğu denklemler elde edilmiştir. Düşey bir yüzey için laminar akışta C katsayısının 0,516 ile 0,726 arasında, türbülanslı akışta ise 0,056 ile 0,13 arasında değiştiği belirtilmiştir. Yukarıya doğru ısıtılan 0,5 m uzunluğunda yatay kare bir plakada Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki için denklem 2.13; 0,6 m uzunluğunda yatay kare bir plaka için denklem 2.14; 1,2 m² lik bir plakada 100 °C ye kadar olan sıcaklıklar için ise denklem 2.15 verilmiştir (Halifa, 2001).

$$\begin{aligned} Nu &= 0,555.Ra^{1/4} & Ra &= 10^3 - 10^8 \\ Nu &= 0,129.Ra^{1/3} & Ra &= 10^8 - 10^{12} \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} Nu &= 0,52.Ra^{1/4} & Ra &< 3.10^8 \\ Nu &= 0,59.Ra^{1/4} & Ra &= 10^4 - 10^9 \\ Nu &= 0,13.Ra^{1/3} & Ra &= 2.10^9 - 10^{12} \end{aligned} \quad (2.14)$$

$$\alpha = 1,973.\Delta T^{1/4} \quad \Delta T = 100 \text{ °C} \quad (2.15)$$

Sıcaklık farkı 60 °C ye kadar ısıtılmış döşemeden ısı transferinin deneysel olarak incelendiği üç farklı boyutlu bir odada Nusselt sayıları ve taşınım ile ısı transfer katsayıları eşitlik 2.16, 2.17 ve 2.18 de gösterilmiştir (Halifa, 2001).

$$Nu = 0.33.Ra^{0.33}$$

$$\alpha = \frac{2.416.\Delta T^{0.31}}{L^{0.08}} \quad \text{Isıtılmış tabandan ısı transferi} \quad (2.16)$$

$$Nu = 0.22.Ra^{0.32}$$

$$\alpha = \frac{1.873.\Delta T^{0.32}}{H^{0.05}} \quad \text{Düşey duvarlardan ısı transferi} \quad (2.17)$$

$$\alpha = \frac{3.21.\Delta T^{0.28}}{L^{0.16}} \quad \text{Tavandan ısı transferi} \quad (2.18)$$

(3,6x2,4x7,35) – (3,6x3,6x7,35) ve (3,6x2,4x3,6)m boyutlu ve döşemeden ısıtılan üç farklı odada sabit sıcaklık duvar şartlarında elde edilen 2.16 nolu denklem bu tez çalışması ile benzer özelliklere sahip olduğundan dolayı sayısal çözüm sonuçları ile karşılaştırılacaktır. Denklem sadece taban ısı şartlarını içerdiğinden, duvar ve tavan ısı şartları ile oda boyutlarının değişmesi nedeniyle denklemden sapma beklenmektedir.

Tavandan ısıtılan üç farklı boyuttaki odalarda; tavan ve duvar ısı transferinin hesaplanmasında kullanılabilecek korelasyonlar eşitlik 2.19 ile verilmiştir. 2,35x2,08x2,95m boyutlu bir odada ($\Delta T = 5$ °C) ye kadar olan döşemeden ısıtmalı bir odada yapılan deneysel çalışmada düşey duvarlar için ısı transfer katsayısı ise eşitlik 2.20 ile verilmiştir (Halifa, 2001).

$$Nu = 0.71.Ra^{0.255}$$

$$\alpha = \frac{0.203.\Delta T^{0.25}}{L^{0.24}} \quad \begin{array}{l} Ra = 10^9 - 10^{11} \\ (3,6x2,4x7,35m) \\ (3,6x3,6x7,35m) \end{array} \quad \text{Tavandan ısı transferi} \quad (2.19)$$

$$\alpha = \frac{4.622.\Delta T^{0.05}}{H^{0.85}} \quad (3,6x2,4x3,6m) \quad \text{Duvarlardan ısı transferi}$$

$$\alpha = 2.1.\Delta T^{0.23} \quad \begin{array}{l} 2,35x2,08x2,95m \\ \Delta T = 5 \text{ °C} \end{array} \quad \text{Duvarlardan ısı transferi} \quad (2.20)$$

Yüzeyin sıcak veya soğuk oluşuna ve ısı transferinin yönüne bağlı olarak belirli aralıktaki rayleigh değerlerinde Nusselt sayısı ve konveksiyon katsayısının hesaplanması çizelge 2.12 ve çizelge 2.13 te verilmiştir (Yüncü ve Kakaç, 1999).

Çizelge 2.12 Rayleigh değerlerine ve yüzey sıcaklık şartlarına bağlı C ve m değerleri

Konumu	Uygulama aralığı	C	m
Isıtılan tabandan yukarı doğru konveksiyon	$10^5 < Ra_L < 2.10^7$	0,54	1/4
Soğutulan tavanda konveksiyon	$2.10^7 < Ra_L < 3.10^{10}$	0,15	1/3
Tavandan ısıtma ve tabandan soğutmada konveksiyon	$3.10^5 < Ra_L < 3.10^{10}$	0,27	1/4

Çizelge 2.13 Isı transfer yönüne ve değişik Rayleigh değerlerine bağlı olarak konveksiyon katsayıları

Geometri	Karakteristik uzunluk (L)	Akış	Uygulama aralığı	Isı transfer katsayısı (W/m ² K)
Dik levha	Yükseklik	Laminar Türbülans	$10^4 < Ra_L < 10^9$ $10^9 < Ra_L < 10^{13}$	$\alpha = 1,42.(\Delta T/L)^{1/4}$ $\alpha = 1,31.(\Delta T)^{1/3}$
Yatay silindir	Çap	Laminar Türbülans	$10^4 < Ra_L < 10^9$ $10^9 < Ra_L < 10^{12}$	$\alpha = 1,32.(\Delta T/D)^{1/4}$ $\alpha = 1,24.(\Delta T)^{1/3}$
Yatay levha Döşemeden ısıtma ve tavandan soğutma	Alan/çevre	Laminar Türbülans	$10^5 < Ra_L < 2.10^7$ $10^9 < Ra_L < 10^{12}$	$\alpha = 1,32.(\Delta T/L)^{1/4}$ $\alpha = 1,52.(\Delta T)^{1/3}$
Yatay levha Tabandan soğutma ve tavandan ısıtma	Alan/çevre	Laminar	$3.10^5 < Ra_L < 3.10^{10}$	$\alpha = 0,59.(\Delta T/L)^{1/4}$

Duvar yüzeyine yakın bir noktadaki hava hızına bağlı olarak konveksiyon katsayısının hesaplanmasında eşitlik 2.21 kullanılır. Schlapman tarafından sıcak taban ve değişik soğutulmuş duvarların farklı konfigürasyonlarında yapılan incelemede ısıнын üçte ikisinin radyasyonla, üçte birinin ise konveksiyonla transfer edildiği belirlenmiştir (Halifa, 2001).

$$\alpha = 5,3 + 3,6.u_p \quad (2.21)$$

Gadgil tarafından iki ve üç boyutlu geometrilere konveksiyonu nümerik olarak simüle etmek için kullanılan bilgisayar programlarından elde edilen sonuçlar, hesaplanan ısı transfer katsayılarının standart bina analiz metodlarında kabul edilen değerlerden daha küçük olduğunu göstermiştir. yapılan bir çalışmada üç kişi tarafından paylaşılan bir büronun iç duvar yüzeyinden odaya ısı akışında, ısı transfer katsayısının oda boşken % 5-17 kadar azaldığı, oda havalandırmasının tamamen kapalı olması durumunda da % 11-23 kadar azaldığı görülmüştür (Halifa, 2001).

Yatay bir plakadan yukarı yönde ısı transferinin incelendiği bir çalışmada konveksiyon katsayısı, taban sıcaklığı ve ortam sıcaklığının farkı cinsinden 2.22 eşitliği ile verilmiştir (Kılış, 1990).

$$\alpha = 2.3.(T_w - T_i)^{0.25} \quad (2.22)$$

Taban yüzeyindeki Nusselt sayısı için eşitlik 2.23 verilmiştir (Ashrae, 1981).

$$Nu = 0.13.Ra^{1/3} \quad (2.23)$$

İzoterm yatay bir plaka yüzeyinden yukarı yönde Nusselt sayısı için aşağıdaki eşitlikler verilmiştir.

$$Nu = 0.162.Ra^{1/3} \quad (\text{Yousef vd., 1982}) \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} Ra = 2.10^5 - 4.10^7 &\Rightarrow Nu = 0.7.Ra^{0.25} \\ Ra = 4.10^7 - 10^9 &\Rightarrow Nu = 0.155.Ra^{1/3} \end{aligned} \quad (\text{Bosworth, 1952}) \quad (2.25)$$

$$Nu = 0.20.Ra^{1/3} \quad (\text{İshiguro, 1978}) \quad (2.26)$$

Döşemeden ısıtma ile ilgili yapılan bir analitik çalışmada taban konveksiyon katsayısı için

$$\alpha_w = (1 - 2,22.10^{-5}.z)^{2,627} . \left(\frac{4,96}{L}\right)^{0,08} . 2,12.(T_w - T_i)^{0,31} \quad (2.27)$$

eşitliği verilmiştir (Kılış, 1998).

Literatürde verilen korelasyonlar incelendiğinde türbülanslı akış durumunda m sabitinin genellikle 1/3, C değerinin ise farklı olduğu görülmektedir. Bunun sebebi korelasyonların sadece taban Rayleigh sayısının fonksiyonu olarak verilmiş olmasıdır. Aynı taban Rayleigh sayısına rağmen duvar ve tavan sıcaklıklarının ve oda boyutlarının değiştirilmesiyle korelasyonlar da değişecektir.

Panel ısıtma sistemlerinde odayı ısıtmak için gerekli olan ısıtma alanı üzerinde etkili parametrelerin incelendiği bir çalışmada ısıtıcı yüzey sıcaklığı, yüzey yayıcılıkları, konveksiyon katsayıları, dış hava dizayn sıcaklığı, oda boyutları, tavan yüksekliği, havalandırma oranı, ısıtma yüzeylerinin miktarı ve panel konumları değişkenler olarak göz önüne alınmıştır. Çalışmada 48,88 – 82,22 °C arasında değişen farklı panel sıcaklıklarında tavanın panel ile kaplanan yüzde değerleri hesaplanmış. Radyant ısıtma ile konvektif ısıtma sistemlerinin uygulanması durumunda konfor sıcaklıklarındaki değişme incelenerek her iki sistem karşılaştırılmış. Çalışmada 60 °C panel için 0,88-0,94 arasında değişen farklı panel yayıcılıklarının etkileri incelenmiştir. Aynı panel sıcaklığında duvar, taban ve tavan yayıcılıklarının etkileri ve 54,44 °C panel sıcaklığındaki odada hava infiltrasyon kayıplarının etkileri de incelenmiştir. İncelemede saatlik infiltrasyon hava değişimi 0,5 - 4 arasında değiştirilmiştir. Panel konveksiyon katsayılarının etkisinin incelenmesi için konveksiyon katsayıları % 100 ile % 500 arasında artırılmış. Oda boyutlarının etkilerinin incelenmesi için 2,74 m yükseklikteki odanın taban boyutları 6x6, 9x9, 12x12, 12x6 ve 9x4,5 m² şeklinde değiştirilmiştir. Yüksekliğin etkilerinin incelenmesi için yükseklik değerleri 2,4 – 7,62 m arasında değiştirilmiştir. Tüm bu incelemeler merkezde bir tek panel yerleştirilerek yapıldığından dolayı panel sayısının etkilerinin incelenmesi için 1-2-4 ve 6 panelden oluşan bir çalışma yapılmıştır. Çalışmada panel sıcaklığı 48,88 – 82,22 °C ye çıkarılırken tavanın panel ile kaplı alanı % 49 dan % 20 ye düşmüştür. Radyant ısıtmada konfor sıcaklığı 19,44 °C iken konvektif ısıtmada bu değer 25 °C olarak bulunmuştur. Yüksek tavanlı odalarda daha yüksek panel sıcaklıkları gerekir. Bu ise konforu engeller. Panel sıcaklığı artarken taban sıcaklığı, oda sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık ve çalışma sıcaklığının nispeten sabit kaldığı belirlenmiştir. Panel yayıcılığının artması ile gerekli panel alanının önemli derecede değiştiği belirlenmiştir. Duvar, taban ve tavan yayıcılıklarının artması ile gerekli panel alanının sadece % 3 kadar arttığı, taban sıcaklığının ise 22,22 °C den 24,44 °C ye çıktığı görülmüştür. Panel yayıcılıklarının artması ile tavanın panel ile kaplanan yüzdelik oranı % 35,2 den % 30,6 ya, Birim panel alanından çıkan ısı miktarı 2408 W/m² den 2808,33 W/m² ye, taban sıcaklıkları 23,5 °C den - 23,83 °C ye, oda sıcaklığı 19,22 °C den - 19,44 °C ye, ortalama radyant sıcaklık 25,05 °C den - 24,78 °C ye, çalışma sıcaklığının ise 22,44 °C de sabit kaldığı görülmüştür. Hava değişim oranının artması ile panel alanı, radyant dizayn ısı yükü, panel ile kaplı tavan alanı, taban sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık ve çalışma sıcaklığının arttığı, birim alandan yayılan ısı miktarının ve oda sıcaklığının ise düştüğü tespit edilmiştir. Konveksiyon katsayısı % 100 arttırılarak 65,55 °C panel sıcaklığındaki bir ortamı ısıtmak için gerekli alan % 4,5; % 500 arttırılınca da % 15,8 kadar düşürülmüş. Bütün konveksiyon katsayılarında dizayn ısı

yükündeki fark % 4 te sabit kalmıştır. 2,74 m yüksekliğindeki odanın taban boyutlarının değiştirilmesiyle gerekli alan $15,1 - 18,32 \text{ m}^2$, radyant dizayn ısı yükü değerleri $4134,95 - 5029,9 \text{ W}$ aralığında değişirken, birim panel alanından çıkan ısı miktarı en fazla % 2,5 kadar değişmiştir. Taban sıcaklıklarında $0,6 \text{ }^\circ\text{C}$ lik bir değişim olmuştur. Oda sıcaklıkları, ortalama radyant sıcaklık değerleri ve çalışma sıcaklığı değerlerinde fazla bir değişim olmadığı görülmüştür. Yükseklik değişimi ile gerekli panel alanı ve radyant dizayn ısı yükünde önemli bir artış olduğu görülmüştür. Panel sayıları 1-2-4-6 şeklinde değiştirilerek gerekli panel alanı, radyant dizayn ısı yükü değerleri, oda sıcaklığı, ortalama radyant sıcaklık ve çalışma sıcaklığı önemli derecede değişmezken taban sıcaklıkları sırasıyla $23,77 - 23,44 - 23,11 - 23 \text{ }^\circ\text{C}$ olarak hesaplanmıştır(Howell ve Suryanarayana, PartI).

Döşemeden ısıtma sisteminin uygulandığı $9,14 \times 2,44 \times 9,14 \text{ m}$ lik bir odada değişik şartlarda gerekli taban alanı incelenmiş. Çalışmada dış sıcaklık $-12 \text{ }^\circ\text{C}$ alınmıştır. Duvarlardan birinin yarısı toplam ısı transfer katsayısı $K = 0,567 \text{ W/m}^2\text{K}$, diğer yarısı ise $3,288 \text{ W/m}^2\text{K}$ olan camdan yapılmıştır. Diğer duvarların toplam ısı transfer katsayısı $K = 0,567 \text{ W/m}^2\text{K}$, taban ve tavanınki ise $K = 0,4 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak alınmıştır. Duvarların, taban ve tavanın neşretme katsayıları $\varepsilon = 0,9$, ısı yükü $97,5 \text{ W/m}^2$, hava hızı $0,15 \text{ m/s}$, bağıl nem %30, saatlik hava değişimi 0,5 olarak alınmıştır. Konvektif ısıtmada 1 m^2 lik taban alanında hava debisi $18,288 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0,75 \text{ cfm/ft}^2$) olup radyant ısıtmada hava girişi yapılmamıştır. Hesaplamalar $27,22 - 29,44 \text{ }^\circ\text{C}$ aralığındaki taban sıcaklıklarında yapılmıştır. Isıtılan döşemeden aşağıya doğru ısı kaybının olmadığı kabul edilmiştir. Isıtma için gerekli taban alanının hesaplanmasında taban sıcaklığı üniform ve sabit varsayılmıştır (Howell ve Suryanarayana, PartII).

Taban sıcaklığı $27,22 \text{ }^\circ\text{C}$ den $29,44 \text{ }^\circ\text{C}$ ye çıkınca ısıtma için gerekli taban alanı $81,4 \text{ m}^2$ den $63,27 \text{ m}^2$ ye düşmüştür. Radyant dizayn ısı yükü 6104 W dan 6097 W a, ısıtılan tabanın yüzdesi % 97,3 ten 75,7 ye düşerken birim panelden çıkan ısı $21,3 \text{ W/m}^2\text{K}$ den $28,62 \text{ W/m}^2\text{K}$ ye yükselmiştir. Tavan sıcaklığı $21,11 \text{ }^\circ\text{C}$ de, oda sıcaklığı $20,88 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $21,055 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında, ortalama radyant sıcaklık $22,88 \text{ }^\circ\text{C}$ ile $22,66 \text{ }^\circ\text{C}$ arasında değişirken, çalışma sıcaklığı ise $22 \text{ }^\circ\text{C}$ sabit kalmıştır.

2.2.4 Döşemeden Isıtmada Kontrol Yöntemleri

Yüksek güneş ışınlarına maruz kalan bir odada döşemeden ısıtma sisteminin incelenmesi amacıyla sonlu fark modelinin kullanıldığı bir çalışmada, bu tür sistemlerdeki temel problemin aşırı ısınma ve taban yüzey sıcaklığının konfor limitinin üzerine çıkması olduğu belirtilmiştir. Yapılan çalışmada bu problemin geceleri ayar sıcaklığı düşürülerek, gün boyunca sıcaklık kademeli arttırılarak ve döşeme kütlesi arttırılarak önlenebileceği

belirtilmiştir. İç sıcaklığın stabilize edilmesi için sık sık kullanılan dış sıcaklığa bağımlı ısı enerjisi kontrolünün güneş ışınlarına maruz kalan ortamlarda etkili bir metot olmadığı belirtilen çalışmada bu problemin giderilmesi için hava tahminlerinin göz önüne alınması ve güneş beklenen günün öncesindeki gece termostat ayar noktasının düşürülmesi önerilmiş ve farklı durumlardaki sıcaklık ve ısı değerleri çizelge 2.14 te verilmiştir (Athienitis ve Chen, 1993).

Çizelge 2.14 Değişik hava şartlarında ve kontrol yöntemlerinde sıcaklık ve tüketilen enerji değerleri

Durum	Ortalama dış sıcaklık (To)	Güneşli veya bulutlu	Ayar nok. Sıc. (°C)	Pik hava sıc. (°C)	Pik taban sıc. (°C)	Tüketilen enerji (MJ)
1	-12	C	20	20	29,6	54,6
2	-12	S	20	23,3	30,5	41,3
3	-12	C	16	20	32,2	50
4	-12	S	16	22,7	30,5	36,9
5	0	S	16	24,1	28,2	16,7
6	0	S	16-20 Sinüzoidal	23,3	26,9	16,8

Gece sıcaklığın 4 °C düşürüldüğü 3 durumunda maksimum taban sıcaklığının oluştuğu ve oda sıcaklığının 16 °C den 20 °C ye ulaşmasının 4 saati bulduğu belirtilen çalışmada bu problemin çözümü için daha fazla döşeme kütlelerinin kullanımı veya gece ısıtmasında sıcaklığın daha küçük seçilebileceği belirtilmiştir. Çalışmadaki, sinüzoidal ayar sıcaklığının uygulandığı 6 nolu durumda; hem enerji tüketiminin oldukça azaldığı hem de taban yüzey sıcaklığının düşürülmüş olmasıdır. Havanın bulutlu olması C ile, güneşli olması ise S ile gösterilmiştir.

Friendlander (1986), ve Adelman (1988), dış sıcaklık ile gerekli su sıcaklığı arasında direk ve lineer bir ilişkinin var olduğu prensibine dayanan dışa bağımlı ayar kontrolünü önermişlerdir. Mac Cluer (1989), nisbi akış modülasyonu anlayışını önermiş ve sıcaklığın değil, döşemeye verilen ısı miktarının kontrol edilmesi gerektiğini belirtmiştir. Sıcaklık modülasyonu ayar değerine duyarlılığı, akış engellemeli sıcaklık modülasyonu ise boyler su sıcaklığına duyarlılığı göstermektedir.

Isıtma sisteminin kontrolündeki asıl amaç düzgün ve konforlu iç çalışma sıcaklığını sürdürmek olduğundan ve bir kontrol sisteminin etkili oluşu temel olarak iç şartlara bağlı olduğundan dolayı deneylerde ölçüm kriterleri 3 temel esasa dayandırılmıştır:

- Kontrol edilen sıcaklığın stabilitesi
- Sistemin iç ve dış yük değişimlerine cevap verebilmesi
- Sıcaklık değişimlerinin boyutu

Su akış debisi ile ısı çıkışı arasındaki ilişkinin lineer olmamasından dolayı değişen akış kontrolü yerine ON/OFF kontrolü ile su akış modülasyonu yapılır (Ashrae, 1987).

Bourne (1989), akış kontrolü ile ortam sıcaklığının ayar noktası etrafında dikkate değer bir şekilde dalgalandığını ve bu dalgalanmaların sıcaklık kontrolü ile düşürüldüğünü belirtmiştir.

Farklı kontrol yöntemlerinin iç sıcaklık ayarlanması üzerindeki etkisinin incelenmesi için bir dizi deneyler yapılmıştır. İçeride sıcaklık düşürücünün olduğu ve olmadığı karışım valfli sıcaklık modülasyonu iki farklı ısı yük için tekrarlanarak kontrol yöntemlerinin duyarlılığı incelenmiştir. İki gün boyunca sürdürülen günlük ortalama iç sıcaklıkların içeride sıcaklık düşürücünün olmadığı durum için gerek sıcaklık modülasyonunun gerekse akış modülasyonunun stabil iç sıcaklık sağladığı , ortalama sıcaklıktaki sapmanın sıcaklık modülasyonu için 0,69 °C, akış modülasyonu için ise 0,84 °C olduğu gözlenmiştir. İçeride sıcaklık düşürücü kullanılarak sıcaklıktaki sapma sıcaklık modülasyonu için 0,24 °C, akış modülasyonu için 0,54 °C bulunmuştur. İçeride sıcaklık düşürücü kullanılmayıp tahminin üzerinde ayar değeri ile sıcaklık modülasyonunda sıcaklığın, ayar noktası sıcaklığının üzerine çıktığı ancak akış modülasyonunda ayar noktası etrafında stabil sıcaklık sağlandığı görülmüştür. Akış modülasyonunda iç yük artışı durumunda fanın dışarıdan hava girişi sağlaması ve su sıcaklığının artmasıyla hemen cevap vermesi sağlanmıştır. Deneysel sonuçlar kısmi akış modülasyonun dinamik dış yük şartları altında uygun performans gösterdiği, ani iç yük değişimlerine sıcaklık modülasyonundan daha hızlı bir şekilde hemen karşılık verdiği belirtilmiştir. Karışım valfli sıcaklık modülasyonunda sıcaklığın iyi stabilize edildiği ancak fazla veya az ısınmanın olduğu ifade edilerek bu dezavantajın, içeride bir sıcaklık ayar düşürücünün eklenmesiyle önlenebileceği belirtilmiştir. Oda sıcaklığının kısmi akış kontrollü döşemeden ısıtmada optimum ayar noktası profillerinin incelenmesi için bir deney odası üzerinde nonlinear sonlu fark modeli kullanılmıştır. Çalışmada 5 cm ve 10 cm kalınlıkta iki farklı ısı kütlesi kullanılarak her bir kütle için üç farklı termostat ayar noktası kullanılmış ve çalışma sonucunda döşemeden ısıtmada üç temel hususun göz önüne alınması gerektiği belirtilmiştir (Athienitis ve Chen, 1997).

- Maksimum ısıtma yükü
- döşemeden ısıtma sisteminde kullanılan ısıl kütlenin kalınlığı ve kütle ile oda havası arasındaki ısı direnç
- Isıtılan ortamda arzu edilen ısı şartları sağlamak ve taban sıcaklığının 29 °C yi geçmesini önleyecek sistem için uygun kontrol yöntemleri

Sürekli ısıtmanın yapıldığı döşemeden ısıtma durumlarında genel olarak 10 cm kalınlıkta beton ve 24-26 °C de düşük yüzey sıcaklıkları kullanılmıştır. Isıl kütlenin kapasitesinden dolayı döşemeden ısıtma sistemlerinde ısıl kütlenin artırılması ile ısı enerjisinin odaya ulaşım süresi artar. Genelde sisteme ısı temininin değerini kontrol etmede çevre sıcaklığına dayalı ayar değeri kullanılır. Böylece dış sıcaklık düştüğünde bu düşüşe oranla daha çok ısı sağlanır. Dışarıdaki sıcaklık düşüşü odada hissedilinceye kadar artan ısı miktarının odaya ulaşması umulur. Sağlanan ısının kısmi kontrolü ve dış ayar kontrolünü içeren değişik sıcaklık modülasyonu yaklaşımı ile ilgili bir deneysel çalışmada bir algılayıcı ile basit bir kısmi kontrolcünün oda sıcaklık ayarı için uygun ve ekonomik yollardan biri olduğu tespit edilmiştir (Leigh, 1994).

Yapılan deneysel çalışmalar oda merkezindeki sıcaklık ile odanın ortalama hava sıcaklığı arasındaki farkın 0,5 °C yi nadiren geçtiğini göstermiştir. Çalışma sıcaklığına dayalı kontrolün kullanıldığı bir çalışmada kontrol edilen sıcaklık değeri termostat ayar sıcaklığından 0,5 °C daha düşük olduğunda sistem ısı yaymıştır. Yapılan çalışmada kullanılan üç farklı ayar noktası profili aşağıda sunulmuştur (Athienitis ve Chen, 1997).

- 22 °C lik sabit ayar noktası
- Sabah 6 ile akşam 8 arasında 22 °C lik ayar noktası sıcaklığı ve gece 16 °C lik düşük ayar noktası sıcaklıklı kare ayar noktası profili
- düşük ve yüksek ayar noktaları arasında yarı sinüzoidal bir formda optimal profil denklem 2.28 de verilmiştir.

$$T_{sp(t)} = T_{sp,düşük} + \left\{ \Delta T_{sp} \cdot \cos \pi \left[(t - (t_{son} + t_{basl} / 2)) / (t_{son} - t_{basl}) \right] \right\} \quad (2.28)$$

Burada;

$$T_{sp,düşük} = 16^{\circ}C$$

$$\Delta T_{sp} = 6^{\circ}C$$

S.H. Cho ve M. Zaheer – Uddin (2003), döşemeden ısıtmalı bir odada konvansiyonel kontrol yöntemlerini enerji açısından tahmine dayalı kontrol yöntemleri ile sayısal ve deneysel olarak karşılaştırmışlardır. Tahmine dayalı kontrol yönteminde Fourier seriler metoduna dayanan bir model uygulanmıştır. Dış hava sıcaklıklarının saat olarak tahmin edildiği yöntemde 2.29, 2.30 ve 2.31 denklemleri kullanılmıştır.

$$t \leq t_l$$

$$T = T_v - T_d \cdot \cos\left[\left(\frac{\pi}{24 - (t_h - t_l)}\right)(t - t_l)\right] \quad (2.29)$$

$$t_l < t \leq t_h$$

$$T = T_v - T_d \cdot \cos\left[\left(\frac{\pi}{(t_h - t_l)}\right)(t - t_l)\right] \quad (2.30)$$

$$t_h \leq t$$

$$T = T_v - T_d \cdot \cos\left[\left(\frac{\pi}{24 - (t_h - t_l)}\right)(t - t_h)\right] \quad (2.31)$$

$$T_d = \frac{T_h - T_l}{2} \quad T_v = \frac{T_h + T_l}{2}$$

Tahmine dayalı kontrol yönteminde dört adım kullanılmıştır.

1 Meteorolojik verilerden elde edilen yüksek ve düşük sıcaklıkların günlük tahminlerinden denklem 2.29, 2.30 ve 2.31 kullanılarak dış sıcaklık değerlerinin saatlik tahmini

2 Boiler ısı yükünü 2.32 denkleminde tahmin etmek

$$q_b = \eta \cdot m \cdot C_p (T_{b \max} - T_{b \min}) \quad (2.32)$$

3 Çizelge 2.15 ten ısı modellerini seçmek

4 Denklem 2.33 ten anlık ısı değerini hesaplamak

$$Q_{ii} = \int_0^{t_i} \frac{q(t) \cdot dt}{q_b} \quad (2.33)$$

$q(t)$: Sayısal çözümlerden ve meteorolojik verilerden hesaplanan ısı yükü

Çizelge 2.15 Dış hava sıcaklığına göre ısıtma programı

Minimum dış hava sıcaklığı (°C)	Çalışma zamanı	Toplam saat
$T \leq -10$	3-7, 10-12, 17:30-21:30	10
$-10 < T \leq -5$	3-6, 10-12, 17:30-20:30	8
$-5 < T \leq 0$	3-5:30, 10-11:30, 17:30-20	6,5
$0 < T \leq 5$	3-5:30, 17:30-20	5
$5 < T \leq 10$	3-5, 17:30-19	3,5
$10 < T \leq 15$	3-5	2

Isı yükü ile dış sıcaklık arasındaki ilişki için denklem 2.34 kullanılmış ancak denklemin bina geometrisi ve ısı şartlarına bağlı değiştiği belirtilmiştir.

$$q(t) = -0,000.T_{dis}^5 - 0,0084.T_{dis}^4 + 0,109.T_{dis}^3 - 26,17.T_{dis} + 972,6 \text{ kcal/h} \quad (2.34)$$

Deneyisel çalışmada her biri 3x3,8x4,4m olan iki oda kullanılmıştır. Her bir odada biri güneyde diğeri kuzeyde 1,5x1,5 m² lik iki pencere kullanılmıştır. Odalarda başlangıç şartlarını eşitlemek için her iki odada 7 kW lık klimalar kullanılmıştır. 15 mm çapında borular 200 mm aralıklarla yerleştirilmiştir. Testler iki farklı dış sıcaklık durumu için yapılmıştır. Birinci durumda dış sıcaklık -5 °C ile 8 °C arasında, ikinci durumda ise -3 °C ile 6 °C arasında değişmiştir.

Simülasyon sonuçlarından tahmine dayalı kontrol yönteminde döşeme kütleline verilen ısı, konvansiyonel kontrol yöntemindeki ısıdan % 20 daha az olduğu belirtilmiştir. Ayrıca tahmine dayalı kontrol yönteminde oda sıcaklık değişimlerinin 19 °C ile 22 °C arasında değiştiği, konvansiyonel kontrol yönteminde ise oda sıcaklığının 19 °C ile 23,5 °C arasında değiştiği belirtilmiştir. Deney sonuçlarından tahmine dayalı kontrol yönteminde oda sıcaklığının 22 °C ile 25 °C arasında, konvansiyonel kontrol yönteminde ise 23 °C ile 27 °C arasında değiştiği belirtilmiştir. Ayrıca tahmine dayalı kontrol yönteminde enerji tasarrufu birinci durumda % 24, ikinci durumda % 13 olarak belirtilmiştir.

2.2.5 Tabandaki Örtü Malzemelerinin ve ortamdaki nesnelerin Isı Transferine Etkisi

Döşemeden ısıtma sistemlerinde döşemeden ortama konveksiyon ve radyasyonla ısı transfer edildiği bilinmektedir. Maksimum taban sıcaklığının konfor sıcaklığı ile sınırlı olduğu bu sistemde ısı yükü de sınırlı olacaktır. Sınırlı ısı potansiyeline sahip böyle sistemlerde örtü

malzemelerinin ısı transferi üzerindeki etkisinin önemi büyüktür. Çoğunlukla tesisattan sonra tabana estetik amaçlarla konulan mobilya, halı gibi örtü malzemelerinin ısı transferini önemli derecede azaltmasının yanında bu tür malzemelerin düzensiz yerleşimlerinden dolayı ısı transferi üzerindeki etkisinin teorik yöntemlerle tespiti de zordur. Bu tür problemlerin çözümünde deneysel ve sayısal yöntemler kullanılmalıdır.

Schutrum (1950), ve Humphreys (1954), mobilya, üniform ve üniform olmayan çevrenin panel ısıtma performansı üzerindeki etkilerini incelemek için deneyler yapmışlardır. Çalışmada farklı dirençte halılar için iç ve dış sıcaklıklarla birlikte panel sıcaklıkları ölçülerek belirli miktarda ısıtının sağlanması için örtü malzemelerinin direncinin artmasıyla birlikte daha yüksek taban sıcaklığına ihtiyaç duyulduğu gözlenmiştir. Yaklaşık aynı zamanda Sartain ve Haris (1956), farklı tip taban yalıtımlı dört deney odasında döşemeden ısıtma sistemini incelemişlerdir. Farklı taban örtüleri ve değişik iç ve dış sıcaklık farkları için tabandan ısı akışı ve su sıcaklığı ölçülmüştür. Deney sonuçları, yüksek dirençli örtü malzemelerinin döşemeden aşağı yönde ısı kaybını ve gerekli ısı üretici boyutunu arttırdığını göstermiştir (Athienitis, 1994).

Caccavelli (1995), döşemeden ısıtma sistemlerinde üç boyutlu ısı transferini modellemek için genel amaçlı bir sonlu eleman programı kullanmış ve simülasyon sonuçlarının deneysel verilerle uyuştuğunu belirtmiştir (Athienitis ve Chen, 1997).

Döşemeden ısıtma sistemlerinde yükseklik boyunca sıcaklık değişiminden kaynaklanan ısı yükündeki değişim % 5 ten daha azdır. Üç boyutlu sonlu fark modeli kullanılarak altı farklı durumdaki döşemeden ısıtma ile ilgili yapılan bir çalışmanın sonuçları çizelge 2.16 da verilmiştir (Chen, 1998).

Çizelge 2.16 Farklı döşeme durumunda sıcaklık ve enerji değerleri

Durum	Döşemenin Yapısı	Günlük enerji (MJ)	Isı ile taban sıc. arasındaki gecikme (saat)	Taban sıcaklığı (°C)		Isıtıcı sıcaklığı (°C)	
				Mak	Min	Mak	Min
1	5 cm beton	28,68	2,25	26,87	24,94	29,48	26,52
2	7 cm beton	28,85	3	26,87	24,94	30,53	27,15
3	5 cm beton + 2 cm halı tamamen kaplı	31,25	4,75	26,98	24,74	46,19	35,75
4	5 cm beton + 1,7x1,1m orta halı	29,48	3,5	Örtülü	26,11	24,07	42,26
				Örtüsüz	27,89	24,82	31,22
5	5 cm beton+ 19 mm sert tahta	29,59	3,75	26,88	24,9	35,23	29,93
6	3 cm alçıtaşı beton+ 19 mm sert tahta	29,47	2,75	26,85	24,93	34,54	29,67

Çizelge 2.16 dan görüldüğü gibi en yüksek ısıtıcı sıcaklığı, tabanın tamamen halıyla kaplandığı ve döşeme kalınlığının da 5 cm olduğu 3 durumunda oluşmaktadır. Bu durumdaki maksimum ısıtıcı sıcaklığının, aynı döşeme kalınlığında ve tabanda halının bulunmadığı durum 1 dekinden 16,71 °C daha yüksek olduğu görülmektedir. İkinci en yüksek ısıtıcı sıcaklığının tabanın orta alan halısı ile kaplandığı 4 durumunda meydana gelmekte ve 1 durumundan 12,78 °C daha yüksek olduğu görülmektedir. Tabandaki ısı direncin artmasıyla hem ısı yükünün arttığı hem de ısı enerjisi ile taban sıcaklığı arasındaki zaman gecikmesinin arttığı görülmektedir. Sonuçlar, tabanda halı bulunması ve bulunmaması halinde taban sıcaklıkları arasında 2 °C lik bir sıcaklık farkının oluşmasına karşın bu değer ısıtıcı sıcaklıkları arasında 11 °C lık bir farka karşılık geldiğini ve ayrıca ısı enerjisi ile taban sıcaklığı arasındaki en büyük gecikme zamanının 4,75 saat ile tabanda halı bulunması durumunda meydana geldiğini göstermiş, ve bu durumda enerji tüketiminin de halı bulunmaması durumuna göre % 9 daha yüksek olduğunu göstermiştir.

Delsante (1989), herhangi bir dikdörtgen merkezinden 2-3 boyutlu geometride döşemenin çevre bölgelerinden düzenli ısı kaybı için merkez ve bölge çevrelerinin, duvar kalınlığının, döşeme iletkenliğinin ve ortalama yüzey iletkenliğinin fonksiyonu olarak analitik ifadeler

çıkarmıştır. Kılık (1995), farklı ısı iletkenli tabakalara maruz kalan bir panelde düzenli ısı transferini tahmin etmek için kompozit bir plaka düzlemi geliştirmiştir. Yousef (1991), güneş ışınımına maruz döşemeden ısıtılan bir binanın ısıl davranışını incelemiştir.

5 cm kalınlığında ısı kütlenin kullanıldığı bir çalışmada güneşli günlerde taban sıcaklığının 29 °C yi geçtiği tespit edilmiştir. Çalışma sonuçları çizelge 2.17 de verilmiştir. Yüksek güneş radyasyonu ile 700 W/m², düşük güneş radyasyonu ile 100 W/m² lik ışının pencereden içeri girdiği kabul edilmiştir.

Çizelge 2.17 Farklı döşeme kalınlıklarında, güneş radyasyonlarında ve kontrol şartlarında ısı transferi

Döşeme kütlesi	Güneş Radyasyonu	Ayar noktası profili	Ek ısıtma (MJ)	Çalışma sıcaklığı		Maksimum taban sıcaklığı
				Mak	Min	
5 cm döşeme	Yüksek	Sabit	54	25,9	20,3	28,5
		Kare dalga	49,8	26	14,3	28,6
		Yarı sinüzoidal	51	24,5	15	27
5 cm döşeme	Düşük	Sabit	68,3	21,8	21,2	28,4
		Kare dalga	62,2	22	14,2	28,9
		Yarı sinüzoidal	65,5	21,5	15,1	28,9
10 cm döşeme	Yüksek	Sabit	55,9	27	19,5	29,1
		Kare dalga	54,2	27	14,1	28,6
		Yarı sinüzoidal	53,5	26,3	14,3	26,9
10 cm döşeme	Düşük	Sabit	68,2	22,3	21	28,8
		Kare dalga	66,5	22,3	14,2	28,3
		Yarı sinüzoidal	67,1	22,2	14,3	28,3

Çizelge 2.17 den çıkarılan sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

- Güneş kazanımından dolayı ısı kütlenin enerji korunumu üzerindeki etkisi düşünüldüğünde her iki kütle için enerji tüketiminin % 20 kadar düşürüldüğü görülmektedir.
- Yüksek güneş radyasyonlu Sabit ayar noktası sıcaklığında 5 cm döşeme kütlesi

kullanıldığında 25,9 °C olan sıcaklık 10 cm lik döşeme kütlesi kullanıldığında 27 °C ye çıkmıştır. Bu sıcaklık yarı sinüzoidal profil kullanıldığında 26,3 °C ye düşmüştür.

- Yarı sinüzoidal profil hem çalışma sıcaklığı değişimi hem de enerji tüketimi göz önüne alındığında en iyi cevap vermiştir. Yarı sinüzoidal kontrol oda sıcaklığı hareket sahasını ve maksimum taban sıcaklığını önemli derecede düşürür. Kare dalga profilinde temel problem sabahları ayar noktasındaki değişime sistemin yavaş cevap vermesi ve min. çalışma sıcaklığının çok düşük olmasıdır.

Gerekli kütleden daha çok kütlenin kullanılması durumunda güneşli günlerde sistemden yararlanma olumsuz yönde etkilenebilir. Geceleri daha düşük ayar noktası ile gündüzden geceye ayar noktasındaki yavaş değişim pasif güneş ışınlarından daha etkili faydalanmaya müsaade eder. Ne kadar çok kütle kullanılırsa ayar noktasındaki değişim o kadar yavaş olmalıdır. Optimum ayar noktası değişimini tayin etmek için simülasyon ve analitik teknikler gereklidir. Isıl kütle, uygun kullanımı durumunda problem değil avantaja dönüşür. Düzgün kullanılmadığında ani sıcaklık değişimlerine çabuk cevap vermez. Döşemeden ısıtma sistemlerinde ısıl kütle üç amaçla kullanılır.

- Isıtma panelinden ortama ısı transferinde ısıl direnç oluşturularak taban yüzey sıcaklığının 30 °C nin altında kalmasının sağlanması
- Güneş enerjisi de dahil enerjiyi depolamak. Böylece fiyatların düşük olduğu veya kullanımın cazip olduğu zamanlarda enerjiyi depolayarak tasarruf sağlamak.
- Değişik kontrol yöntemleri ile pik yükleri düşürmek.

Güneşli günlerde ısıl kütlenin aşırı ısınmasından kaynaklanan problemin çözümü için güneş doğuşundan önce düşük ayar noktası sıcaklığı kullanılarak ısıl kütle düşük sıcaklıkta tutulmalıdır. Bu yüzden ısıl kütlenin kapasitesini etkili kullanan bir kontrol yöntemi gereklidir. Bu amaçla farklı kontrol yöntemlerinin ısıl verim üzerindeki etkilerinin tespiti için yapılan simülasyon sonuçları beş ayrı durum için çizelge 2.18 de verilmiştir (Athienitis ve Chen, 1993).

Çizelge 2.18 Farklı dış şartlarda ve kontrol yöntemlerinde enerji tüketimi ve pik ısı yükleri

Durum	Ortalama dış sic.	ΔT_o	K_T	T_{sp}	Zaman (Saat)	Q_{ek} (MJ)	Pik yük (W)	Maksimum çalışma Sıcaklığı (°C)
1	4	10	0,2	22	N/A	36	588	22,5
2	-13	6	0,2	20	N/A	68	1000	20,6
3	-13	6	0,7	20	N/A	51	900	22,7
4	-13	6	0,2	Mak:20 Min:14	$t_1=t_2=8$ $t_3=t_4=17$	62	2100	20,5
5	-13	6	0,2	Mak:20 Min:14	$t_1=3, t_2=9$ $t_3=t_4=17$	61	1220	20,2

$K_T = 0,2$ bulutlu $K_T = 0,7$ ise güneşli anlamında kullanılmıştır. 2 ve 4 durumunda aynı şartların sağlanmasına rağmen 4 durumunda gece ayar noktası sıcaklığının aşağıya çekilmesinden dolayı toplam enerji tüketimi 68 MJ dan 62 MJ a düşmüştür. Fakat sabah erken arzu edilen oda sıcaklık değişimini elde etmek için gerekli olan pik yük ikiye katlanarak 1000 W dan 2100 W a çıkmıştır. 5 durumunun 4 durumundan farkı, durum 5 te sabah erken ayar noktasındaki değişimin adım şeklinde olmayıp eğim şeklinde olmasıdır. Bunun sebebi ise 4 durumunda pik yükün Maksimum ısıtma cihazı yükünün üzerine çıkmasını önlemektir. 14 °C ile 20 °C arasında değişik eğim değerleri göz önüne alındı. Sabah 3 ten 9 a her bir saate karşılık 1 °C lik eğimin pik yük ihtiyacını 1300 W ın altına düşürdüğü görülmüştür. Simülasyon ile geliştirilen kontrol yöntemlerinin deney odasında uygulanmasıyla elde edilen sonuçlara göre gece sıcaklık ayar noktasının aşağıya çekilmesi ile enerji tüketiminin 73 MJ dan 48 MJ a düştüğü, ON/Off kontrolü ile oda sıcaklık değişimlerinin fazla olduğu görülmüştür. Kare dalga ayar profili ile enerji korunumunun olduğu, ancak soğuk günlerde pik yükün çok artmasına yol açıldığı görülmüştür. Bunun önlenmesi için gerekli ayar noktasının eğimi ısı kütlenin miktarına bağlı olup simülasyonla elde edilir.

Yapılan bir nümerik çalışmada 4,27x3,05x3,05m boyutlarında bir odada tabandan 2,44m yükseklikteki asma tavan içerisinde ısıtma paneli yerleştirilerek odadaki ısı konfor ve enerji verimliliği değişik parametrelerin fonksiyonu olarak incelenmiş. 4,65 m² alanındaki pencereden 0,15 m yukarıda ve 0,45 m genişliğinde bir ısıtma panelinin kullanıldığı modelde bazı malzemelerin ısı transfer katsayıları, iç ve dış tasarım sıcaklıkları ve diğer bazı parametreler aşağıda verilmiştir.

Beton döşeme: yoğunluğu: 2243 kg/m³; kalınlığı: 0,1524 m; ısı transfer kats. 2,183 W/(m²K)

Asma tavan: kalınlığı 0,0254 m; ısı transfer kats.: 1,969 W/ (m²K)

İç duvarlar: (Adyabatik)

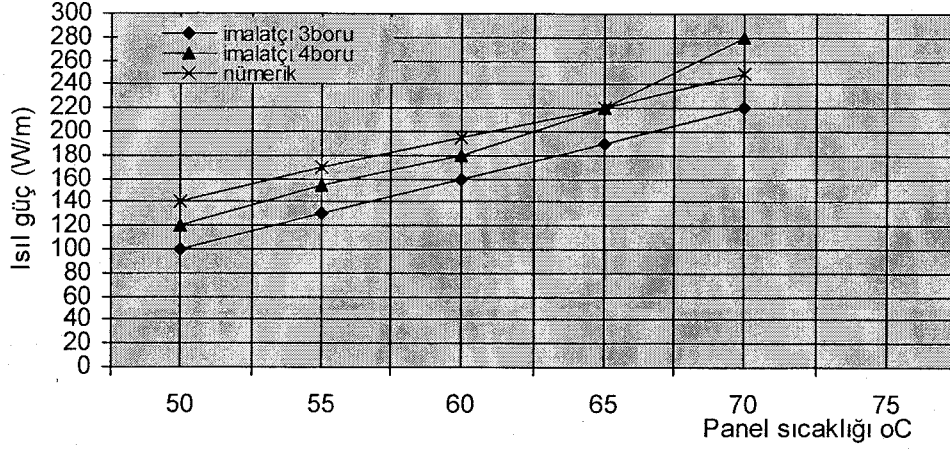
Dış duvarlar: ısı transfer kats.: 0,3858 W/ (m²K)

Pencere: Kalınlık: 6,4 mm çift cam; ısı transfer kats.: 6,709 W/ (m²K)

Tasarım Bilgileri		Tasarım Degeri
Oda iç hava sıcaklığı	(°C)	21,11
Dış hava sıcaklığı	(°C)	-18
Oda iç hava basıncı	(Kpa)	101
Oda iç bağıl nemi	%	30
Dış ortamın bağıl nemi	%	50
Hava infiltrasyon değeri	(kg/s)	0,0006
Isı üreticisinin (İnsanın) pencereden mesafesi	(m)	0,61
Isı üreticisinin yüzey sıcaklığı	(°C)	33,65
Isı üreticisinin elbise ısı iletkenliği	(W/(m ² K)	6,45
Isı üreticisinin ürettiği ısı miktarı	(W/m ²)	55
Oda yüzey neşredicilikleri		0,9

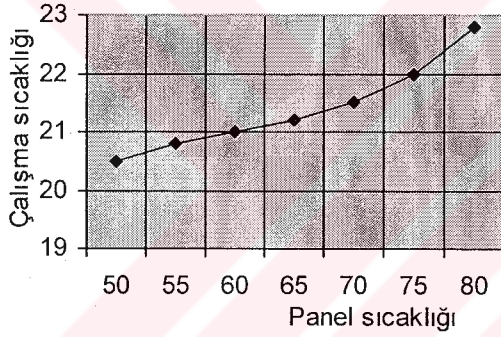
Oda içerisinde belirli bir noktada bulunan bir kişinin kaybettiği ısı miktarının nümerik olarak incelenmesi için yapılan bu çalışmada insanı temsilen küre şeklinde bir geometri kullanılmıştır (Freestone, 1996).

Ortalama olarak bir kişinin alanına karşılık gelecek şekilde kullanılan kürenin merkezi pencereden $X = 0,61$ m de, her bir iç duvar kenarından $y = 1,52$ m ve tabandan $Z = 0,61$ m de yerleştirilmiştir. Odanın duvar, tavan ve taban sıcaklığı vücut sıcaklığından daha düşük olduğundan dolayı vücut ısı kaybetmiştir, ve bu ısı kaybı pencereye yakın bölgelerde daha fazla olmaktadır. $R = 0,5 \text{ m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{W}$ lık 0,025 m yalıtımlı panel için nümerik çalışmanın sonucunda panel sıcaklıklarına bağlı olarak ısı güç değerleri panel imalatçılarının yayımladığı verilere kıyasla şekil 2.1 de verilmiştir.

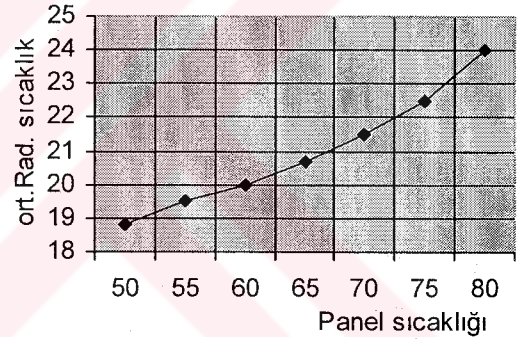


Şekil 2.1 Panel sıcaklıklarına bağlı olarak ısı güç değerleri

Çalışma ve ortalama radyant sıcaklıklarının panel sıcaklıklarıyla orantılı olarak arttığı belirtilen çalışmada (0,61, 1,52, 0,61) noktası için elde edilen eğriler şekil 2.2 ve 2.3 te verilmiştir.

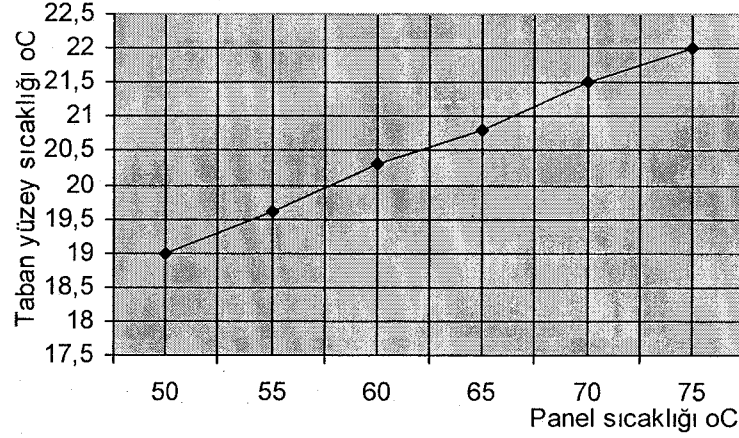


Şekil 2.2 Farklı panel sıcaklıklarında çalışma sıcaklıkları



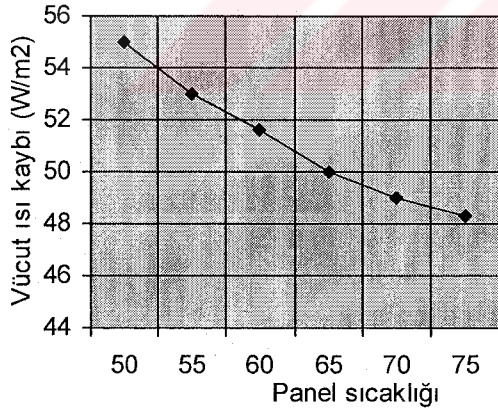
Şekil 2.3 Farklı panel sıcaklıklarında ortalama radyant sıcaklıklar

Pencereye yakın bir noktada farklı panel sıcaklıkları için taban yüzey sıcaklıkları şekil 2.4 te verilmiştir.

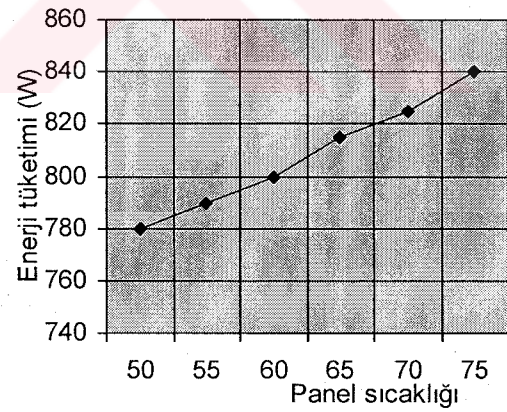


Şekil 2.4 Pencere yakınında, panel sıcaklıklarına göre taban yüzey sıcaklıklarının değişimi

Ortam içerisinde bulunan kişinin kaybettiği ısı panel sıcaklıklarına ve duvar yüzey sıcaklıklarına bağlı olarak değişmektedir. Yüzey sıcaklıklarının artması durumunda vücut sıcaklığı ile yüzey sıcaklıkları arasındaki farkın azalmasından dolayı ısı kaybı da azalacaktır. Farklı panel sıcaklıklarında radyasyon ve konveksiyonla vücuttan kaybolan ısı miktarı ve ortalama enerji tüketimi şekil 2.5 ve şekil 2.6 da görülmektedir.



Şekil 2.5 Farklı panel sıcaklıklarında vücut ısı kaybı



Şekil 2.6 Farklı panel sıcaklıklarında enerji tüketimi

2.3 Literatür Çalışmalarının Analizi ve Değerlendirilmesi

Döşemeden ısıtma sistemlerinin kümeslere uygulanması ile ilgili olarak bilinmesi gereken önemli hususlardan biri konfor için gerekli olan taban sıcaklığının en düşük ve en yüksek değerleridir. Cıvcıv veya tavukların yaşına bağlı olarak ortam sıcaklıklarının alt ve üst limitlerinin tespiti de önemli bir husustur. Daha önce yapılmış olan çalışmalarda yaşa bağlı

olarak gerekli ortam sıcaklıkları elde edilmiştir. Kümelerde döşemeden ısıtma sistemleri ile ilgili her hangi bir çalışma yapılmadığından dolayı konfor için gerekli olan minimum ve maksimum taban sıcaklıklarının tespitine ilişkin bir bilgiye rastlanmamıştır. Ayrıca literatürde yaşa bağlı olarak verilmiş olan ortam konfor sıcaklıkları konvansiyel ısıtma sistemleri uygulanarak elde edildiğinden dolayı bu değerlerin döşemeden ısıtma sistemlerinde geçerli olacağı belirsizdir. Çünkü döşemeden ısıtma sistemlerinde ortam içerisinde oluşacak homojen sıcaklık dağılımı ve konvansiyel ısıtma sistemlerine nispeten daha yüksek yüzey sıcaklıklarından dolayı hayvanların hissedeceği sıcaklık değerleri de yüksek olacaktır. Bu bakımdan döşemeden ısıtılan bir küme civciv ve tavuklar için minimum ve maksimum ortam sıcaklıklarının ve taban sıcaklıklarının deneysel bir çalışma ile belirlenmesi gerekir.

Döşemeden ısıtılan bir küme taban, duvarlar ve tavan ile ortam arasında radyasyon ve konveksiyon ile ısı transferi gerçekleşmektedir. Radyasyon ısısı yüzey sıcaklıklarından ve yüzey özelliklerinden hesaplanabilmektedir. Ancak konveksiyonla olan ısı transferinin tespiti oldukça karmaşıktır. Oda yüzeylerinden ortama konveksiyonla ısı geçişinde konveksiyon katsayısının tespiti için literatürde bir çok çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucu belirli şartlarda geçerli olacak şekilde bir takım amprik ilişkiler geliştirilmiştir. Elde edilen amprik ilişkiler genellikle

$$Nu = C.Ra^m$$

şeklinde olup, döşemeden ısıtmalı bir odada taban Nusselt sayısı için m değeri laminar akışlarda 1/4 , türbülanslı akışlarda ise 1/3 olarak verilirken, C değeri ise; odanın boyutlarına, duvarlar ve tavanın ısı şartlarına bağlı olarak farklı değerler aldığı belirtilmiştir. Taban Nusselt sayısının hesaplanmasında taban Rayleigh sayısı ile birlikte duvarlar ve tavanın da boyutlarını ve ısı şartlarını içine alacak şekilde bir denklem geliştirilebilir. Bu amaç doğrultusunda yapılan bu tez çalışmasında taban Nusselt sayısı için taban, duvarlar ve tavan Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak bir denklem geliştirilecektir. Böylece küme boyutlarının ve duvar ve tavan ısı şartlarının değişen tüm şartlarında geçerli olacak bir denklem elde edilecektir. Yapılan bazı literatür çalışmalarında konveksiyon katsayısı, yüzey sıcaklığı ile ortam sıcaklığı arasındaki farkın fonksiyonu olarak;

$$\alpha = a.\Delta T^n$$

şeklinde korelasyonlarla verilmiş ve farklı çalışma şartları için değişik a ve n sabitleri elde edilmiştir. Literatürde yapılmış olan çalışmaların büyük kısmı yalıtılmış taban ve tavan durumunda karşılıklı iki duvar arasında ısı transferinin incelenmesi şeklindedir. 0,5x0,5m ve

0,6x0,6m lik ısıtılmış yatay plakalardan yukarı yönde ısı transferinin incelendiği çalışmalarda C değerleri laminar akış için 0,52 ile 0,59 arasında , türbülanslı akış için ise 0,129-0,13 olarak verilmiştir.

Döşemeden ısıtılan bir odada tabandaki nesnelerin veya canlıların ısı transferi üzerindeki etkisini inceleyen bir çalışmaya rastlanmamıştır. Döşemeden ısıtılan bir odada tabandaki nesnelerin ve döşemeden ısıtmalı bir kümeste tabanda yetiştirilen hayvanların tabandan ısı transferini ne şekilde etkileyecekleri araştırılması gereken önemli bir husustur. Örtü malzemelerinin ısı transferi üzerindeki etkisinin incelendiği bir çalışmada tabandaki halıların tüm yüzeyi kaplamasından dolayı taban sıcaklığının ne şekilde değiştiği ve ısı yükündeki artış özel bir durum için tespit edilmiş olup genel bir ifade yoktur. Bu bakımdan bu tezde yapılacak olan çalışmalar aşağıda belirtilmiştir.

- Döşemeden ısıtmalı bir kümeste döşemeden ısıtmanın üretim verimine ve enerji tüketimine etkisi ve ortam konfor sıcaklıklarının deneysel olarak incelenmesi.
- Döşemeden ısıtmalı bir kümeste taban konfor sıcaklıklarının deneysel olarak incelenmesi
- Döşemeden ısıtılan bir odada taban, duvarlar ve tavanın farklı sıcaklıklarında ve farklı boyutlarında ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi ve elde edilecek olan değerler kullanılarak değişik oda boyutlarında ve ısı şartlarında geçerli olacak genel bir Nusselt ifadesinin geliştirilmesi. Taban Rayleigh sayısının duvarların ve tavanın Rayleigh sayılarından etkilendiği düşünülerek taban Nusselt sayısı için taban, duvarlar ve tavanın Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak bir ifade geliştirilecektir. Rayleigh sayıları yüzey ile ortam arasındaki sıcaklık farkını ve yüzeylerin boyutlarını içerdiğinden dolayı geliştirilecek olan ifade değişik oda boyutlarında ve ısı şartlarında kullanılabilecektir.
- Döşemeden ısıtma uygulamalarında tabandaki halı, mobilya gibi nesnelerin ısı transferi üzerindeki etkilerinin belirlenmesi amacıyla taban farklı boyutlarda ve farklı oranlarda homojen bir şekilde kısmi yalıtılarak ısı transferinin sayısal olarak incelenmesi ve yalıtım oranını ve yalıtım boyutlarını içeren Nusselt ifadesinin geliştirilmesi. Geliştirilecek olan Nusselt ifadesi döşemeden ısıtmalı kümeslerde de kullanılabilecektir. Çünkü yalıtım oranları ve boyutları tavukların tabanda oluşturacakları yalıtım oranı ve tavukların farklı yaşlardaki boyutlarını da içine alacak şekilde seçilecektir. Böylece elde edilecek olan ifade farklı oda boyutlarındaki ve farklı ısı şartlarındaki döşemeden ısıtmalı kümeslerde ve döşemeden ısıtmalı konutlarda kullanılabilecektir.

3. DÖŞEMEDEN ISITMA İLE İLGİLİ TEORİK BİLGİLER

3.1 Döşemeden Isıtmalı Bir Sistemde Isı Transferi

Isıtma sistemlerinde ısı yükü ortamın ısı kaybını karşılayacak şekilde belirlendiğinden, ısıtma sistemi tasarlanmadan önce ortamın ısı yükü hesaplanır. Ortamın ısı yükü ise, yapı elemanları üzerinden kaybolan ısı ile havalandırma ve sızıntı yoluyla kaybolan ısıların toplamı olup tabandan sağlanan ısı bunu karşılamalıdır. Belirli bir yüzey sıcaklığındaki tabandan sağlanan ısı, ortama konveksiyon ve radyasyonla transfer olur. Duvarlar ve tavan ile ısıtma ortamı arasında radyasyon ve konveksiyonla transfer edilen ısı miktarını hesaplayan empirik ifadeler geliştirilmiştir. Isıtma ortamında bulunanların yaydığı ısı miktarı da ısı yükünün hesabında göz önüne alınır. Havalandırma veya hava sızıntısından dolayı ısı kaybı duyulur ve gizli ısıların toplamından oluşur. Duyulur ısı iç ve dış sıcaklık farkına ve havalandırma debisine bağlıdır. Gizli ısı ise iç ve dış ortamdaki havanın bağıl nem farkından kaynaklanan entalpi farkına bağlıdır. Oda ısı yükünün tabandan sağlanması ve taban sıcaklığının da sınırlı olmasından dolayı tabana yerleştirilen boruların uzunluğu ve borular arası mesafenin tespit edilmesi gerekmektedir. Borular arası mesafenin fazla olması hem tabandan sağlanan ısıların düşmesine, hem de tabanda sıcaklığın üniform olmamasına yol açar.

3.1.1 Boru Aralığı ve Uzunluğunun Hesabı

Boru aralığı boru eksenleri arasındaki mesafedir. Taban sıcaklığının homojen olması için boru aralığı ve boruların yerleştirilme şeklini iyi ayarlamak gerekir. Boru aralığı arttırıldığında boruların toplam ısıtma alanı azalacağından dolayı belirli bir boru yüzey sıcaklığında yayılan ısı miktarı düşer. Gerekli ısı ve homojen taban sıcaklığının sağlanabilmesi için boru aralığının küçük seçilmesi gerekir. Fakat yatırım maliyetini düşürmek için boru aralığı homojen taban sıcaklığını etkilemeyecek şekilde arttırılabilir. Bu durumda gerekli ısı yükünü karşılamak için ortalama su sıcaklığının veya su debisinin arttırılması gerekir. Aynı ısıtma gücü daha kısa boru ile fakat daha yüksek su sıcaklığı ve debisi ile karşılanmış olur. Ancak boru içindeki akış hızı sürtünme kayıplarını etkilediğinden dolayı hızın minimum ve maksimum sınırlarının göz önüne alınması gerekir. Su sıcaklığı ve debisi istenildiği gibi arttırılmadığından, ekonomik yönden en uygun boru aralığının belirlenmesi gerekir. Borular arasındaki mesafe ısı yüküne, döşeme kalınlığına, akış hızına ve akışkan sıcaklığına bağlı olarak hesaplanır. Taban yüzeyinde farklı noktalardaki sıcaklık farkının yüksek olması istenmediğinden dolayı boru giriş ve çıkışındaki akışkan sıcaklık farkının belirli bir değerin üzerine çıkmaması gerekirken, diğer taraftan yeterli miktarda ısıların sağlanabilmesi için de bu

sıcaklık farkının çok küçük olmaması gerekmektedir. Boru içi akışlarda sürtünme kayıpları ile hız arasındaki ilişki ve sıcaklık farkının üst ve alt sınırları göz önüne alınarak debi ve sıcaklık farkı belirlenebilir. Döşemeden ısıtmada borular içinden suyun geçişi pompa ile sağlanmaktadır. Kullanılan pompanın basıncı ve gücü belli ise pompalanan suyun debisi

$$m = N_p \cdot \rho / P_p \quad (3.1)$$

eşitliği ile bulunabilir. Boru uzunluğunun hesaplanmasında taban yüzey sıcaklığı önemli bir kriter olarak göz önüne alınmalıdır. Boru giriş ve çıkışındaki akışkan sıcaklıkları belirlenirken belirli bir döşeme malzemesi kütesinde taban sıcaklığının gerekli değerin üzerine çıkmamasına dikkat edilir. Taban sıcaklığı ısıtma sisteminin kullanıldığı yere göre değişir. Konutların ısıtılmasında maksimum taban sıcaklığı 29 °C ile sınırlandırılmıştır. Kümeslerin ısıtılmasında maksimum Taban sıcaklığı kümes hayvanlarının konfor şartları göz önüne alınarak bu çalışmada elde edilmiştir.

Kalkış (1990), borular arası mesafe ile birim taban ısı yükü arasındaki ilişkiyi çizelge 3.1 de vermiştir. Borular arası mesafe bilindiğinde boru uzunluğu hesaplanabilir.

Çizelge 3.1 Birim taban ısı yüküne göre borular arası mesafe

Borular arası mesafe (cm)	35	30	25	20	15	10
Birim tabandaki ısı yükü (W/m ²)	97,7	104,7	111,65	120,95	127,93	136

3.1.2 Boru İçi Akışta Isı Transferi

3.1.2.1 Kütle, Momentum ve Enerjinin Korunumu

Boru içi akışta , akışkan ile boru yüzeyi arasındaki sürtünme kuvvetine bağlı olarak akış yönünde basınç düşümünün ve boru yüzeyi ile akışkan arasındaki ısı akımının bir biri ile yakın ilişkisi vardır. Bu yüzden boru içerisindeki ısı transferinin incelenmesinde iç sürtünme kayıplarının ve basınç düşümünün birlikte ele alınması gerekmektedir. Boru içi akışta akışın niteliklerinin belirlenmesinde kullanılan ortalama hız değeri kütle korunumu prensibinden yararlanılarak elde edilmektedir. Boru giriş ve çıkışındaki kuvvetlerin eşitlenmesiyle momentum denklemi elde edilir. Momentum denkleminde Boru uzunluğu boyunca basınç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot f \cdot \rho \cdot U_m^2 \cdot \frac{L_b}{d_{bi}} \quad (3.2)$$

Boru giriş ve çıkışında enerjinin korunumu (Termodinamiğin birinci kanunu) prensibi uygulanarak boru içindeki akışkanın ortalama sıcaklığı ve ısı transfer katsayısı hesaplanabilir. ortalama akışkan sıcaklığının hesabı için sınır şartlarına ihtiyaç vardır. Genellikle sınır şartları yüzeyde sabit sıcaklık veya sabit ısı şeklindedir. Boru yüzeyinden transfer edilen ısıya sabit olduğu kabul edilerek borudan transfer edilen ısı aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$Q = m.C.(T_2 - T_1) = q_b \cdot p \cdot L_b \quad (3.3)$$

Boru yüzey sıcaklığının sabit kabul edilmesi durumunda boru eksenı boyunca birim alana düşen ısı dağılımı elde edilebilir (Yüncü ve Kakaç, 1999).

3.1.2.2 Boru İçi Konveksiyon Katsayısının Hesaplanması

Boru içi zorlanmış akışlarda konveksiyon katsayısı akışın laminar ve türbülanslı oluşuna göre farklı amprık formüllerle yaklaşık olarak hesaplanabilmektedir. Bunun için ilk iş olarak akış türünün tespit edilmesi gerekmektedir. Zorlanmış akışlarda akış türü reynolds sayısına göre belirlenir. Boru içi akışlarda reynolds değeri 2300 den küçük olan değerlerinde akış laminar, büyük olan değerlerinde ise türbülansa geçiş başlar. Döşemeden ısıtmada kullanılan ısıtma boruları PPR-C , iç çapı 0,014 m, suyun akış hızı $v = 0,51$ m/s ve ortalama su sıcaklığı 60°C olarak kabul edilirse akış türbülanslı olur.

Borulardan tam gelişmiş türbülanslı akışta ısı transferi katsayısı Re ve Pr sayılarına ve borunun ortalama yüzey pürüzlülüğüne bağlıdır. Isı transferi katsayısı tam olarak hesaplanamasa da yaklaşık olarak colburn andırımından hesaplanabilir. Buna göre Stanton sayısı ve Nusselt sayısı

$$St = 1/8 \cdot f \cdot Pr^{-2/3} \quad (3.4)$$

$$Nu_{bi} = St \cdot Re_{bi} \cdot Pr = 1/8 \cdot f \cdot Re_{bi} \cdot Pr^{1/3}$$

eşitlikleriyle hesaplanır. Bu eşitlikler hem sabit yüzey sıcaklığı, hem de sabit ısı akışı durumunda kullanılabilir. Eşitlikte yer alan sürtünme katsayısı f , türbülanslı akışlarda ve $Re < 2.10^4$ şartlarında, $f = 0,316 \cdot Re_{bi}^{-0,25} = 0,028741$ yazılıp, Reynolds ve prandtl değerleri kullanılarak Nusselt sayısı ve konveksiyon katsayısı bulunabilir.

Değişik sıcaklık değerleri için hesaplanan konveksiyon katsayısı değerleri çizelge 3.2 de verilmiştir.

Çizelge 3.2 Farklı su sıcaklıklarında 14 mm iç çapındaki boru içi konveksiyon katsayıları (Su hızı 0,51 m/s)

Ortalama su sıcaklıkları (°C)	Boru iç konveksiyon katsayıları (W/(m ² K))
48,89	3267,694
54,44	3404,833
60	3541,126
65,55	3689,635
71,11	3816,369
76,67	3934,891
82,22	4061,543

3.1.3 Döşeme İçi Isı Transferi

Döşeme içerisinde belirli aralıklarla ve belirli derinlikte yerleştirilmiş olan borunun ortalama dış yüzey sıcaklığının hesaplanmasında denklem 3.5 kullanılabilir (Kılıkş,1998).

$$T_{bd} = \frac{q_w \cdot M + A \cdot T_{dt} + B \cdot T_i}{A + B} + q_w \cdot (R_{co} + R_p)$$

$$A = (2 \cdot W \cdot \eta + d_{bd}) \cdot \alpha_{wr}$$

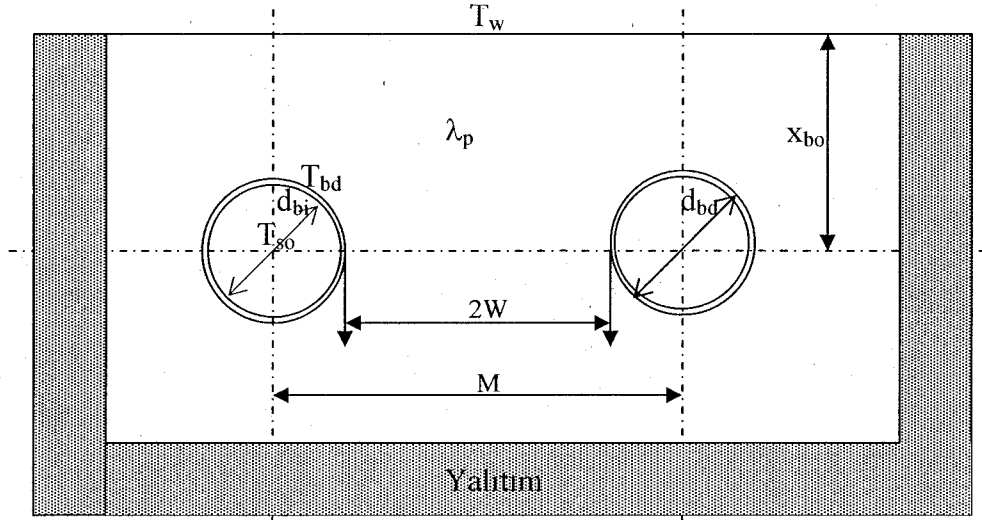
$$B = (2 \cdot W \cdot \eta + d_{bd}) \cdot \alpha_{wc}$$

$$\eta = \tanh(m \cdot W) / (m \cdot W)$$

$$m = \sqrt{(\alpha_{wr} + \alpha_{wc}) / (k_e \cdot (x_{bo} + x_{co}))}$$

$$k_e = \left(2 + \frac{R_{co}}{R_p}\right) \cdot \frac{x_{co} \cdot \lambda_{co} + x_{bo} \cdot \lambda_p}{x_{co} + x_{bo}} \quad (3.5)$$

Döşeme içindeki boru yerleşimi şekil 3.1 de görülmektedir.



Şekil 3.1 Döşeme içinde boru yerleşimi

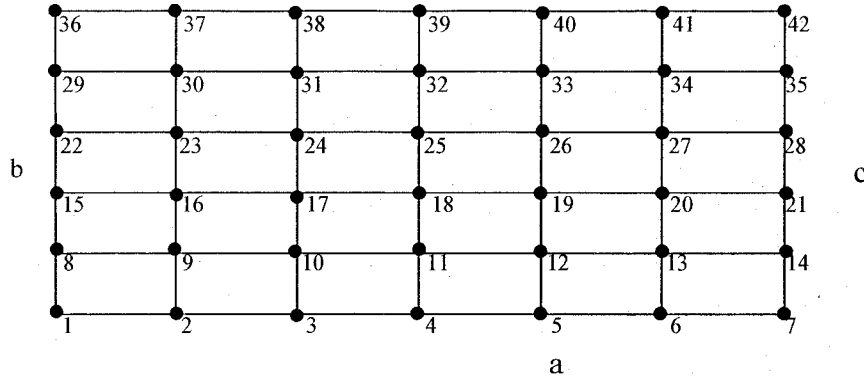
3.1.3.1 Döşeme İçerisinde Isı Transferinin Nümerik İncelenmesi

Düzgün olmayan geometrilerde ısı transferi nümerik yöntemlerle incelenebilir. Kondüksiyonla ısı transferi ile ilgili problemlerin çözümünde en uygun yaklaşım sonlu fark tekniklerine dayanmaktadır. Sürekli rejimde sıcaklık dağılımını veren ısı iletim denklemi ve sınır şartları sonlu farklar yöntemi ile hacim içerisinde belirli noktalarda cebirsel eşitlikler haline getirilerek çözülür. Hacim içindeki sıcaklık dağılımı bilindiği takdirde ısı akısı kolaylıkla hesaplanabilir. Sonlu artışlar küçük seçilirse daha çok denklem oluşacağından çözümün hassasiyeti ve süresi artar. Dolayısıyla eleman sayısının tespitinde çözümün hassasiyeti ile çözüm süresi birlikte göz önüne alınarak uygun bir seçim yapılmalıdır.

Isı iletim katsayısı sabit kabul edildiğinde ısı akıları sıcaklık farkı ile ifade edilebilir. İçinde ısı üretimi olan kare biçimindeki bir sonlu eleman için enerji denklemi aşağıdaki gibi yazılır.

$$T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + \frac{q}{k} \cdot (\Delta x)^2 - 4 \cdot T_{m,n} = 0 \quad (3.6)$$

Bu enerji denklemi katı hacmi oluşturan elemanların her bir düğüm noktası için yazılmalıdır. İçerisine sabit yüzey sıcaklıklarında ısıtıcı boru yerleştirilen ve alt yüzeyi yalıtılmış olan bir döşeme kütlesi içerisindeki düğüm noktaları için enerji denklemleri kondüksiyon, Konveksiyon ve köşe konveksiyon denklemlerinden ibarettir. Döşeme hacminin sonlu elemanlara bölünmesi şekil 3.2 de görülmektedir.



Şekil 3.2 Döşeme hacminin sonlu elemanlara bölünmesi

Şekil 3.2 de görülen 2,3,4,5 ve 6 düğüm noktaları ısıtıcı yüzey sıcaklıkları olup sabit sıcaklıktaki yüzey sınır şartı kabul edilmektedir. a,b ve c yüzeyleri yalıtılmış yüzeylerdir. 9,10,11,12,13,16,17,18,19,20,23,24,25,26,27,30,31,32,33 ve 34 düğüm noktaları için enerji dengesi denklemleri yukarıda belirtilen kondüksiyonla ısı transferi enerji denklemleridir. 37,38,39,40 ve 41 düğüm noktaları için yüzey konveksiyon enerji denklemleri, 36 ve 42 düğüm noktaları için ise köşe düğüm noktalarındaki konveksiyon enerji denklemleri kullanılabilir. 1,2,3,4,5,6,7,8,14,15,21,22,28,29 ve 35 düğüm noktaları için ise yalıtım sınır şartları kullanılır. Böyle bir hacimde problemin çözümü için her bir düğüm noktasında oluşturulacak olan enerji denklemlerinin çözümü gerekmektedir. Denklem sayısının çokluğundan dolayı bu tür problemlerin çözümü için geliştirilen bilgisayar programları kullanılır. Düğüm üzerindeki enerji denklemlerinin çözümünde Relaksasyon, Matris ve İterasyon yöntemleri kullanılabilir. İterasyon yönteminde aşağıdaki hesaplama sırası takip edilir.

- Düğüm sıcaklık değerleri başlangıç değeri olarak kabul edilir.
- Her bir düğüm için iki hesap arası fark değeri ardışık denklem ve kabul edilen sıcaklık değerlerinden hesaplanır.
- Kabul edilen sıcaklık değerleri değiştirilerek iki hesap arası fark (residual), sifıra yaklaştırılır.
- Her bir düğüm sıcaklığı değişikçe bağlantılı düğümler için yeni bir fark hesaplanmalıdır.
- Son iki işlem arasındaki fark sifıra yaklaşıncaya kadar işlem devam ettirilir.

3.1.4 Isıtılan Bir Taban Yüzeyinden Isı Transferinin Analizi

Radyasyon, konveksiyon ve kondüksiyonla ısı transferi bir odanın iç yüzey sıcaklıklarını tayin eder. Döşeme içinden kondüksiyonla olan ısı transferi döşeme yüzeyinden radyasyon ve konveksiyonla olan ısı transferinin toplamına eşittir. Döşemeden ısıtılan bir ortamda

Radyasyon ısı transferi yüzey sıcaklığı ve yayıcılığına bağlıdır. Doğal konveksiyondan kaynaklanan hava sirkülasyonu ise konveksiyonla ısı transferini artırır. Isıtılmış tabandan yayılan radyasyon ısısı iç yüzeylerin ısınmasına sebep olurken konveksiyon ısısı ortam havasının ısınmasına sebep olur. Radyasyon ısısı ortam havasının sıcaklığını doğrudan etkilemese de iç yüzeyler ile ortam arasındaki sıcaklık farkını düşürür. Sabit yüzey sıcaklıkları sınır şartı kullanılarak nümerik yöntemle ısı transferinin incelenmesi durumunda radyasyon ısının göz önüne alınması veya alınmaması ortam sıcaklığını etkilemeyecektir. Çünkü yüzey sıcaklıkları sabit kabul edilmektedir. Bu, ortam havası ile iç yüzeyler arasındaki ısı akış miktarını belirler. Yukarıda sunulan nümerik analizde döşeme hacmi içindeki ısı iletimi ile birlikte üst yüzeydeki doğal konveksiyonun da incelenmesi gerekir. İterasyon metoduna dayanan çözüm tekniğinde hacmin üst yüzeyinde doğal konveksiyon gittikçe artar. Dolayısıyla her bir iterasyonda belirlenen yüzey sıcaklığı ile çevre sıcaklığına göre hesaplama yapılır. Yüzey sıcaklığı ile çevre sıcaklığında son iki işlem arasındaki fark belirli bir değerin altında kalıncaya kadar işlem devam ettirilir. Hesaplanan iki başarılı adım için belirlenen Nusselt sayıları arasındaki fark $10^{(-3)}$ ten daha az olduğunda momentum ve türbülans açısından sürekli rejimin elde edildiği kabul edilirken, enerji açısından bu farkın $10^{(-6)}$ olması gerekmektedir. Daha önce bahsedildiği gibi bir ortamda küçük elemanlar oluşturularak Nusselt sayıları kolaylıkla hesaplanabilir. Bu amaçla kullanılan Fluent programı çözüm için enerji, kütle, momentum ve süreklilik denklemlerini kullanmaktadır. Sabit sıcaklık yöntemiyle ısıtılan tabandan doğal konveksiyonun analizinde yoğunluk için Boussinesq yaklaşımının uygun olduğu bazı literatür çalışmalarında belirtilirken bazı çalışmalarda bu yaklaşımın uygun olmadığı belirtilmiştir. Macgregor ve Emery çalışmalarında değişik viskoziteli ve ısıl iletkenlikli Boussinesq yaklaşımını kullanmışlardır. Zhong et al çalışmalarında Boussinesq yaklaşımının fazla ısınma oranının 0,1 den daha az olduğu durumlarda genel olarak geçerli olduğu sonucunu çıkarmışlardır. Buna karşılık Shang ve Wang izotermal düşey bir plakada değişken akışkan özelliklerinin laminar doğal konveksiyon üzerindeki etkilerinin incelenmesiyle ilgili çalışmalarında Boussinesq yaklaşımının az miktarda fazla ısınma durumunda bile uygun olmadığını belirtmişlerdir. Bu çalışmada özgül ısı, kinematik viskozite ve ısı iletkenlik katsayıları ile birlikte yoğunluğun da sıcaklığın fonksiyonu olarak değiştiği kabul edilerek işlem yapılacaktır.

3.1.4.1 Konveksiyonla Isı Transferinin İncelenmesi

Düşey levhalarda yerçekimi vektörü levha ile aynı doğrultuda olup, yüzey sıcaklığı ortam sıcaklığından yüksek olan levhalarda kaldırma kuvveti akışkanın hareketini yukarıya, yüzey

sıcaklığı ortam sıcaklığından düşük olan levhalarda ise aşağıya doğru yönlendirir. Yatay levhalarda kaldırma kuvveti ile ısı taşınımı arasındaki ilişki yüzeyin sıcak veya soğuk olmasına ve yüzeyin yukarı veya aşağı bakmasına bağlı olarak değişir. Yukarıya doğru bakan soğuk bir yüzey için akışkanın eğilimi levhaya doğru alçalmak, aşağıya doğru bakan sıcak bir yüzey için ise levhaya doğru yükselmek yönündedir. Levha tarafından engellenen akış yüzey kenarlarından aşağı yukarı hareket etmeden önce levha boyunca yatay olarak hareket etmek zorundadır. Bu nedenle taşınım ile ısı geçişi etkisizdir. Buna karşılık aşağıya doğru bakan soğuk bir yüzey ve yukarı doğru bakan sıcak bir yüzey için akış, sırasıyla alçalan ve yükselen akışkan parçacıkları aracılığıyla gerçekleşir. Kütlenin korunumuna göre, bir yüzeyden alçalan soğuk akışkanın yerini çevreden yükselen daha sıcak akışkan almalıdır. Ve bu durumda ısı geçişi çok daha etkindir. Döşemeden ısıtmalı bir sistemde tabandan yükselen sıcak akışkan parçacıkları daha düşük sıcaklıkta olan tavan ile temas ederek soğur ve aşağıya doğru hareket eder. Dolayısıyla sabit oda sıcaklığı durumunda tavan sıcaklığı azaldıkça daha büyük ısı transfer katsayısı oluşacaktır.

3.1.4.2 Kısmi Yalıtımlı Tabandan Isı Transferi

Kısmen yalıtılmış bir tabandan ısı transferinde konveksiyon katsayısının tayini uygulamalar için önemli ve gerekli bir husustur. Ancak yüzey kısmi yalıtımından dolayı oluşan farklı yüzey geometrisine ait Rayleigh sayısı da yeniden tanımlanması gerekir. Taban kısmi yalıtımlı durum için Rayleigh sayısı yalıtım oranının fonksiyonu olarak yeniden tanımlanacaktır. Döşemeden ısıtmalı bir odada tabanı yalıtımsız durumda kullanılacak olan

$$Nu = C_1 \cdot Ra_w^m + C_2 \cdot Ra_{dt}^n \quad (3.7)$$

şeklindeki denklemin, taban kısmi yalıtımlı hal için de kullanılacağı düşünüldüğünde taban Rayleigh sayısı, Ra_{wy} , aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$Ra_{wy} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \cdot Pr \cdot L^3 \cdot f(YO, L_{yb}) \quad (3.8)$$

Denklem 3.8 deki $f(YO, L_{yb})$ ifadesi nümerik analiz bulgularından elde edilecektir.

3.1.4.3 Radyasyonla Isı Transferi

Daha önce de ifade edildiği gibi tabandan yayılan ısı enerjisi konveksiyon ve radyasyonla ortama ve ortam yüzeylerine transfer edilmektedir. Radyasyonla ısı transferi yüzeyler arasında meydana geldiğinden dolayı bütün yüzeyler arasındaki radyasyon etkileşimi göz önüne

alınmalıdır. Oda yüzeyleri arasında radyasyon etkileşiminden dolayı meydana gelen radyasyon ısı transferi yüzeylerin yayıcılıklarına ve yüzeylerin bir birine göre konum ve geometrilerini içeren şekil faktörlerine bağlıdır. Yayıcılık yüzeylerin malzemesine bağlı olarak, şekil faktörü ise yüzey geometrilerine bağlı olarak ısı transferi kitaplarında verilmektedir. Duvarların tümünün aynı ısı şartlarına sahip olduğu varsayılan bir odada bütün duvarlar için bir şekil faktörü tanımlanabilir. Oda yüzeyleri arasında elektriksel devreye benzer bir devre kullanılarak her bir yüzeydeki net ısı radyasyon hesaplanabilir (Holman, 1992).



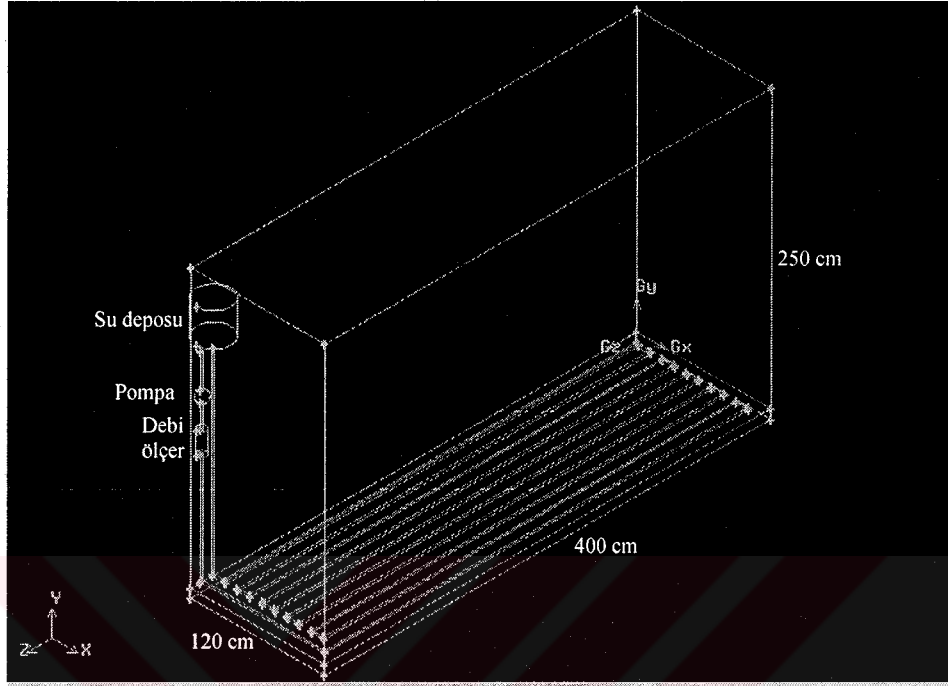
4. DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu çalışmada farklı şartlarda üç deney sistemi oluşturuldu. Birinci deneyde döşemeden ısıtma sisteminin tavuk üretim verimi üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla kümeslerden birinde döşemeden ısıtma sistemi, diğerinde elektrikli soba kullanıldı. Her iki kümeste yetiştirilen etlik piliçlerin üretim verimleri ve ısı tüketimleri karşılaştırıldı. İkinci deney, döşemeden ısıtmalı bir tavuk kümesinde tavuk konforu açısından gerekli olan en düşük ve en yüksek taban sıcaklıklarını belirlemek amacıyla dört bölmeden oluşan bir kümeste yapıldı. Bölmelerden her birinde döşeme içerisine farklı ısıtıcı rezistans ve termostat yerleştirilerek aynı anda dört farklı taban sıcaklığı oluşturuldu. Kümes içerisinde yetiştirilen civcivlerin farklı taban sıcaklığındaki bölmelerden hangisini tercih ettikleri dikkate alınarak en düşük ve en yüksek taban konfor sıcaklıkları belirlendi. Üçüncü deneyde döşemeden ısıtılan bir kümeste tabanda bulunan civcivlerin taban ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi, civciv yerine taban strafor ile kısmen yalıtılarak incelendi. Değişik yalıtım oranlarında ve yalıtımsız taban durumunda ısı transferi incelenerek kısmi taban yalıtımının taban ısı transfer katsayısı üzerindeki etkisi belirlendi. Birinci, ikinci ve üçüncü deneylerle ilgili geniş bilgi bölüm 4.1, 4.2 ve 4.3 te verilmiştir.

4.1.1 Döşemeden Isıtma Sistemi ile Sobalı Isıtma Sisteminin Karşılaştırılması

Döşemeden ısıtma sisteminin etlik piliç üretimi ve maliyeti üzerindeki etkilerinin karşılaştırılması için Harran Üniversitesi Ziraat Fakültesi tavuk çiftliğinde iki model kümes tasarlandı. Kümes boyutlarının seçiminde iklim şartları ve üretim kapasitesi önemli etkenlerdir. Taban boyutları birim alanda en fazla sayıda tavuk yetiştirilecek şekilde belirlenir. Erensayın (2001), kümes genişlikleri yaygın olarak 9,8 – 12,2 m, uzunlukları 60 – 180 m, uygun kümes yükseklikleri 2,5 m olarak seçilir ve sıcak iklimli bölgelerde yükseklik 3 m ye kadar arttırılabilir. TSE (1987), uygun kümes sıcaklığının muhafazası için duvar yükseklikleri 2 – 3 m arasında seçilmelidir. Alkan (1969), taban boyutları 7-11 m arasında değişir. Küçük yaşlarda daha küçük boyutlar seçilebilir. Kümesler tek bölme halinde olabileceği gibi her bir bölmede 300-350 tavuk yetiştirilecek şekilde bölmelere ayrılabilir. Kümes duvar yükseklikleri, soğuk bölgelerde 1,9 m, ılık bölgelerde ise 2,25 – 2,75 m aralığında olmalıdır. Duvar yüksekliği 1,8 m den az olmamalıdır. Duvar yüksekliklerinin iklim şartlarına göre 2 – 3 m arasında alınabileceği görülmektedir. Taban boyutlarının ise üretim kapasitesine göre değiştiği ve az sayıda üretim yapılması durumunda kümeslerin bölmelere ayrılabilceği belirtilmektedir. Bu bakımdan deneyde duvar yüksekliği 2,5 m olarak alınırken, taban

boyutları 1,2x4 m olarak alındı. Döşemeden ısıtmanın yapıldığı model kümes şekil 4.1 de verilmiştir.



Şekil 4.1 Döşemeden ısıtılan kümesin beton dökülmeden önceki görünümü

Her iki kümesin bir cephesi dışarıya, diğer cepheleri iç mahale bakmaktadır. Kümeslerin iç mahale bakan cephelerden ikisi ve tavanları 5 cm kalınlığında strafor ile yalıtılmıştır. Döşemeden ısıtılan kümesin tabanı 8 cm kalınlığında sert strafor ile yalıtılıp üzeri naylon ile kapatıldıktan sonra 40 m uzunluğunda 17 mm çapında PPRC borularla döşenip , boruların üzerine 5 cm kalınlığında beton döküldü. Isıtma suyunun temini için kullanılan 15 lt lik depo içerisine 2 kW gücünde termostatlarda rezistans yerleştirildi. Suyun sirkülasyonunu sağlamak için deponun girişine 70 W gücünde 6 bar basıncında pompa monte edildi. Deneme süresince tüketilen enerjiyi kaydetmek için her iki kümeste elektrik sayacı kullanıldı. Yetiştirme süresince her iki kümeste 100 W ılık ampüllerle sürekli aydınlatma yapıldı. Döşemeden ısıtılan kümeste su deposu içindeki termostat ile su sıcaklığı ayarlanarak ortam sıcaklığı kontrol edilirken diğer kümeste ise termostatlarda elektrik sobası kullanılarak ortam sıcaklığı kontrol edildi.

4.1.2 Deneyin Yapılması ve Deney Sonuçları

Deneyde kullanılmak üzere Adana-Mersin karayolu üzerinde bulunan Akyem civciv üretim çiftliğinden alınan 120 adet 1 günlük etlik tavuk civcivi 42 günlük yetiştirme süresi içinde denemeye tabi tutuldu. Biri döşemeden ısıtmalı diğeri elektrikli soba ile ısıtılan iki kümeste

eşit sayıda civciv yetiştirilerek deney yapıldı. Deneme süresince döşemeden ısıtmalı kümesin tabanında 6 farklı noktada taban sıcaklık değerleri ve dört farklı yükseklikte sıcaklık ve nem değerleri belirli zaman aralıklarında kaydedildi. Ölçüm süresince havalandırma yapılmadı. Her iki kümeste belirli süre içinde tüketilen elektrik enerjisi sayaç ile kaydedildikten sonra doğal havalandırma yapıldı. Etlik piliç kümeslerinde gerekli hava ile ilgili literatürde bilgiler verilmiştir. Alkan (1969), 1 kg tavuk için gerekli temiz havanın 0,5-2,7 m³/h aralıklarında olduğunu ve 500 den az sayıda civciv veya piliç yetiştirilen kümeslerde doğal havalandırmanın yapılabileceğini belirtmiştir. Ayrıca pencere alanının, iklim şartlarına bağlı olarak taban alanının % 5 - 25'i kadar, tavuk çevresindeki hava hızının 0,5 m/s den düşük, hava giriş deliğindeki hızın ise 3 - 4 m/s den düşük olması gerektiğini de belirtmiştir. Ashrae (1993), 28 günlük besi tavukları için hava hızlarını; 15 °C sıcaklıkta 0,28 m/s, 21 °C sıcaklıkta 0,5 m/s, 24 °C sıcaklıkta 0,75 m/s olarak belirtmiştir. Efiske (1967), 1 kg tavuk için gerekli havalandırma miktarını 1,6 – 3,2 m³/h, Agr. Ext. Service (1953), 1,68 – 3,36 m³/h olarak belirtmiştir. Literatür bilgileri incelendiğinde 1 kg tavuk için gerekli temiz havanın 0,5 – 3,36 m³/h şeklinde geniş aralıklarda olabileceği ve 500 civcivden düşük kapasiteli kümeslerde doğal havalandırmanın yapılabileceği görülmektedir. Bu bakımdan bu deneyde doğal havalandırma yapıldı. Kümes içi sıcaklık ve nem değerlerinin ölçümünde dijital termometre ve K tipi termokopul kullanıldı. 42 günlük deneme süresince 4 ayrı yükseklikte kaydedilen sıcaklık ve nem değerlerinin haftalık ortalamaları çizelge 4.1 ve 4.2 de verilmiştir. Çizelgelerden kümes içi sıcaklıklarının ilk haftalarda daha yüksek olduğu, dördüncü haftadan sonra düştüğü görülmektedir. Bunun sebebi literatür kısmında belirtildiği gibi konfor sıcaklıklarının haftalık olarak azalan yönde değişmesinden kaynaklanmaktadır. TSE (1986), etlik piliçlerde optimum sıcaklığın 17 °C ye kadar düşürülebileceği belirtilmiştir. Ashrae (1993), 33 °C lik kuluçka döneminden itibaren sıcaklığın her hafta 4 °C kadar azaltılarak 21 °C ye düşürülebileceği belirtilmiştir. Larry (1997), çevre kontrollü kümeslerde tavsiye edilen sıcaklık değerlerini haftalara bağlı olarak 29,4-31 °C ile 21,1 °C arasında vermiştir.

Çizelge 4.1 Döşmeden ısıtılan kümede yükseklik boyunca sıcaklık ve nem değerleri

Hafta		1		2		3		4		5		6	
Ort. Taban Sıc. °C		32,2		31,4		31,2		31,2		28,8		28,6	
Yükseklik (m)		T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)
	0,5	24,5	40,2	22,8	23,65	24,03	45,39	22,46	40,7	16,4	63	16,5	60
	1	24,8	35,9	22,75	31,96	24,1	45,2	22,34	41,2	16,7	62	17,1	55
	1,5	24,9	35,24	22,9	33,63	24,25	44,5	22,5	40,3	17,2	59	16,8	57
	2	24,2	35,78	24,14	30,94	24,51	43,95	22,62	40	18,1	58	17,01	56
	ort	24,6	36,78	23,14	32,54	24,22	44,76	22,48	40,55	17,1	60,5	16,85	57

Çizelge 4.2 Elektrikli soba ile ısıtılan kümede yükseklik boyunca sıcaklık ve nem değerleri

Hafta		1		2		3		4		5		6	
Yükseklik (m)		T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)	T _i (°C)	φ(%)
	0,5	25,14	24,3	26,2	16,26	23,22	35,65	18,9	38,3	16,9	38,9	18,3	41,2
	1	28,05	19,9	29,76	11,23	29,3	21,7	21,2	29,3	20,6	34,3	20,4	38,3
	1,5	30,8	14,05	31,03	10,7	29,7	20,4	23,1	20,2	23,2	31,4	23,2	37,3
	2	32,35	14,88	31,38	10,02	31,67	20,32	25,8	15,6	25,1	29,5	26,2	32,4
	ort	29,08	18,28	29,59	12,05	28,49	24,51	22,25	25,85	21,45	33,52	22,02	37,3

Çizelge 4.1 ve 4.2 den elektrikli soba ile ısıtmanın yapıldığı kümede yükseklik boyunca sıcaklık değişiminin 7-8 °C yi bulduğu görülmektedir. Bu, ortalama sıcaklığın gerekli değerde tutulması için yüksek bölgelerde gereksiz sıcaklık artışına, dolayısıyla fazla enerji tüketimine yol açtığı gibi havalandırma esnasında enerji kaybının artmasına da yol açmaktadır. Döşmeden ısıtılan kümede yükseklik boyunca sıcaklık değişiminin 1 °C nin altında olduğu görülmektedir. Bu homojen sıcaklık dağılımı daha düşük sıcaklıklarda konforun sağlanmasını mümkün kılmaktadır. Döşmeden ısıtma sistemleri ile diğer ısıtma sistemlerinde oda sıcaklık dağılımının karşılaştırılması için yapılan literatür çalışmalarında benzer sonuçlar vardır. Gürses (1985), Döşmeden ısıtma ile ilgili yapılan deneysel bir çalışmada taban ile tavan arasında ortalama olarak 2 °C lik bir sıcaklık farkı olmasına rağmen aynı odanın cebri üförmeli bir elektrikli ısıtıcı ile ısıtılması halinde bu farkın 8 – 10 °C olduğu belirlenmiştir. Athienitis ve Chen (1997), Döşmeden ısıtma ile ilgili yapılan deneysel çalışmalar oda merkezindeki sıcaklık ile odanın ortalama hava sıcaklığı arasındaki farkın 0,5 °C yi nadiren geçtiğini göstermiştir. Bu deneysel çalışmanın ve literatür çalışmalarının sonuçları döşmeden

ısıtma sistemlerinin diğer ısıtma sistemlerine göre homojen sıcaklık dağılımından dolayı ekonomik avantaj sağladığını göstermektedir.

Yapılan deneyde düşük sıcaklıklarda civcivlerin kümелendikleri, uygun sıcaklıklarda ise ayrı durdukları görülmüştür. Bu husus konfor için gerekli olan en düşük ortam sıcaklıklarının belirlenmesini kolaylaştırmıştır. 42 günlük deneme süresince konforun sağlandığı anlarda 0,5 m yükseklikte ölçülen en düşük sıcaklık değerleri her iki kümes için haftalık olarak çizelge 4.3 te verilmiştir.

Çizelge 4.3 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeslerde 0,5 m yükseklikte en düşük konfor sıcaklıkları

Haftalar	1	2	3	4	5	6
	En düşük konfor sıcaklıkları (°C)					
Döşemeden ısıtma	27	25	24	22	19	18
Elektrikli soba ile ısıtma	29	27	26	24	21	19

Çizelge 4.3 ten görüldüğü gibi döşemeden ısıtılan kümeste konfor sıcaklıkları 2 °C kadar küçük olmaktadır. Bu değerler, Larry (1997), haftalara bağlı olarak verilen sıcaklık değerlerine göre daha küçük, ancak TSE (1986), değerlerinden daha büyüktür. Üretim verimliliğinin karşılaştırılması için deneme süresince her bir kümeste tüketilen yem miktarı ve elde edilen canlı ağırlık değerleri haftalık olarak belirlendi. Elde edilen bu değerlerden yararlanılarak yemin ete dönüşüm oranı hesaplandı. Yemin ete dönüşüm oranı üretim verimliliğinde önemli bir parametredir. Üretimin 7-14-22-30-35 ve 42. günlerinde rastgele alınan 9-10 civcivin ortalama ağırlıkları çizelge 4.4 te verilmiştir.

Çizelge 4.4 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeste ortalama canlı ağırlıklar

Günler	7	14	22	30	35	42
	Ort. Canlı ağırlıklar (g)					
Döşemeden ısıtma	110,93	223	410	786	1116	1894
Elektrikli soba ile ısıtma	115	228	420	765	1090	1844

Çizelge 4.4 ten, döşemeden ısıtılmalı kümeste canlı ağırlıkların sobalı ısıtmaya göre biraz yüksek olduğu görülmektedir. Canlı ağırlık üretim veriminin tespiti için tek başına yeterli

değildir. Canlı ağırlıkların yanında yem tüketimlerinin de belirlenmesi gerekir. Her iki kümeste haftalık olarak tüketilen yem miktarı çizelge 4.5 te verilmiştir.

Çizelge 4.5 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeste haftalık yem tüketimi

Günler	7	14	22	30	35	42
	Tüketilen yem miktarı (g)					
Döşemeden ısıtma	155,302	390,393	664,2	1328,34	2109,24	3769,06
Elektrikli soba ile ısıtma	151,8	353,4	672	1262,25	1940,2	3558,92

Döşemeden ısıtılan kümeste ortalama yem tüketimi soba ile ısıtılan kümese göre biraz yüksek çıkmıştır. Ancak döşemeden ısıtılan kümeste canlı ağırlığın daha fazla olduğu göz önüne alındığında ısıtma sistemlerinin üretimi etkilemediği düşünülebilir. Mutaf (1976), ısı kaynağı olarak elektrik ve gazın kullanıldığı çalışmada ısı kaynağının yemden yararlanmayı etkilemediğini belirtmiştir.

Tavuk üretiminde verimlerin karşılaştırılmasında en önemli faktör, canlı ağırlıklarla yem tüketimini birlikte ifade eden dönüşüm oranıdır. Dönüşüm oranı, Belirli bir süre içinde tüketilen yemin, aynı süre içinde civciv ağırlığında meydana gelen artışa oranıdır. Dolayısıyla dönüşüm oranı ile üretim verimi ters orantılıdır. Her iki kümes için dönüşüm oranları haftalık olarak çizelge 4.6 da verilmiştir.

Çizelge 4.6 Döşemeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeste haftalık dönüşüm oranları

Günler	7	14	22	30	35	42
	Yemin ete dönüşüm oranı					
Döşemeden ısıtma	1,4	1,752	1,62	1,69	1,89	1,99
Elektrikli soba ile ısıtma	1,32	1,55	1,6	1,65	1,78	1,93

Enerji tüketimlerinin karşılaştırılması için her iki kümeste harcanan enerji miktarı kullanılan elektrik sayaçları ile saatte bir kaydedildi. Kümeslerde haftalık olarak tüketilen enerji miktarı ve döşemeden ısıtmadan kaynaklanan enerji tasarrufu çizelge 4.7 de verilmiştir.

Çizelge 4.7 Döşmeden ve elektrikli soba ile ısıtılan kümeste haftalık olarak tüketilen enerji miktarı

Hafta		1	2	3	4	5	6	Toplam
Tüketilen	Döşmeden ısıtma	269	214	192	180	155	150	1160
Enerji KWh	soba ile ısıtma	330	272	248	234	203	198	1485
Enerji tasarrufu %		18,48	21,32	22,5	23,07	23,65	24,24	21,88

Her iki ısıtma sistemi karşılaştırıldığında döşmeden ısıtmanın üretim verimliliği açısından bir avantaja sahip olmadığı ve yemin ete dönüşüm oranı değerlerinin diğer ısıtma sistemindeki değerlerden biraz daha yüksek olduğu görülmektedir. Bununla birlikte döşmeden ısıtmanın enerji tüketiminde ortalama olarak % 21,88 lik tasarruf sağlaması bu sistemin avantajlı olduğunu göstermektedir. (Kılış,1990), Döşmeden ısıtma sistemleri ile konvansiyel ısıtma sistemlerinin enerji tüketimlerinin karşılaştırılmasında döşmeden ısıtma sisteminin % 30 – 40 oranında tasarruf sağladığını belirtmiştir. Bu bakımdan kümeslerde döşmeden ısıtma sistemlerinin kullanılması ile ısıtma giderlerinin azaltılacağı düşünülmektedir.

4.2.1 Konfor Sıcaklıklarının Belirlenmesi

Bu deneyde amaç, model bir kümeste farklı taban sıcaklıkları oluşturularak civciv konforu açısından en düşük ve en yüksek taban sıcaklıklarının tespit edilmesidir. 1 m² lik taban alanında yetiştirilen etlik piliç sayısının sınırlı olduğu bilinmektedir. Döşmeden ısıtmada gerekli konfor şartları göz önüne alınarak bu değerin artırılabilceği düşünülmektedir. Ancak etlik piliç üretiminin taban üzerinde yapılması dolayısıyla civciv sayısının artmasıyla orantılı olarak tabandan ısı transferi de engellenmektedir. Bundan dolayı gerekli olan ısının sağlanması için daha yüksek taban sıcaklığına ihtiyaç duyulacaktır. Fakat konfor açısından taban sıcaklığının istenildiği kadar arttırılamayacağı göz önüne alınmalıdır. Bu bakımdan deneysel çalışma ile uygun olan en yüksek taban sıcaklığının tespit edilmesi suretiyle yetiştirilecek piliç sayısına bağlı olarak döşmeden sağlanabilecek en fazla ısının belirlenmesi ve böylece gerekli olan ek ısı miktarının hesaplanması amaçlanmaktadır.

4.2.2 Deney Tesisatının Tanıtılması

Deneyin yapılması için bir oda içerisinde taban boyutları 2x2 m, yüksekliği 1,75 m olan bir model kümes tasarlandı. Model kümesin duvarları ve tavanı kontrplak olup 3 cm kalınlığında strafor ile yalıtıldı. Döşmeden sağlanan ısının aşağı yönde kaybını önlemek için taban 8 cm kalınlığında sert strafor ile yalıtıldı. Böylece döşemeye verilen ısının tamamına yakını ortama

verilmeye çalışıldı. Isıtma için rezistanslar kullanıldı. 2x2 m boyutundaki tabanda her 1 m² lik bölümde ayrı bir ısıtma paneli olmak üzere toplam 4 farklı rezistanslı ısıtma paneli döşendi. Her bir ısıtma paneli, 13 mm çapında 250 W gücünde ve 10 cm aralıklarla M şeklinde bükülmüş olan iki rezistansın paralel olarak bağlanmasıyla elde edildi. Her biri 250 W gücünde olan 2 rezistansın paralel bağlanmasıyla 1 m² lik alana 500 W gücünde ısı enerjisinin iletilmesi sağlandı. Rezistansların dış yüzeyini sabit bir sıcaklık değerinde tutmak için her bir modülasyonda rezistansın yüzeyine dokunacak şekilde bir termostat olmak üzere toplam 4 termostat kullanıldı. Tabanda döşenen strafor üzerinde metal plaka yerleştirilerek rezistanslar plakanın üzerine konulduktan sonra 5 cm kalınlıkta beton döküldü. Rezistans yüzeyinin sabit sıcaklığa ayarlanması, gelen akımın kesintili olmasına yol açacağından dolayı çekilen enerjinin kaydedilmesi için bir elektrik sayacı kullanıldı. Böylece belirli zaman aralığında çekilen enerji toplamının söz konusu zamana bölünmesiyle ortalama olarak ısı gücü hesaplanmış oldu.

4.2.3 Deneylerin Yapılması

Döşmeden ısıtma sistemlerinin kümeslere uygulanmasında bilinmesi gereken önemli hususlardan biri seçilebilecek en yüksek taban sıcaklıklarıdır. Yapılan literatür araştırmalarında civcivlerin konforu açısından gerekli olan taban sıcaklıklarına ilişkin bir bilgiye ulaşılamamıştır. Bundan dolayı bu çalışmada uygun olan en yüksek taban sıcaklığının belirlenmesi için 11 adet civciv üzerinde 15 günlük deney yapıldı. 5 cm derinlikte beton içerisinde her biri 1 m² lik alana yerleştirilen 4 ayrı elektrik rezistansın yüzeyindeki termostat sayesinde aynı anda dört farklı sıcaklıkta taban oluşturularak civcivlerin farklı taban sıcaklıklarındaki davranışları 15x15cm boyutundaki pencereden gözlemlendi. Termostat ayarındaki her bir değişimden sonra 16 saat boyunca civcivlerin davranışları pencereden izlenerek bu süre içerisinde yoğun olarak bulundukları bölgeler, özellikle uyumak için tercih ettikleri bölgeler, tespit edildi. 16 saatlik sürenin kullanılmasındaki amaç, bu süre içerisinde civcivlerin hem hareket halindeki davranışlarının hem de uyuma halindeki davranışlarının gözlemlenmesiydi. Deney odasında her bir deney işleminde bölmelerden sadece birinde taban sıcaklığı değiştirilirken diğer 3 bölmede taban sıcaklıkları sabit tutuldu. Taban sıcaklığı değiştirilen bölme bir önceki deney işleminde civcivlerin tercih ettikleri bölme idi. Deneyin her bir aşamasında yoğun olarak tercih edilen bölgede birkaç noktada taban sıcaklıkları ölçülerek kaydedildi. Deney süresince ortam sıcaklıklarının 29 °C civarında tutulması için dış sıcaklıklar kontrol altında tutuldu. Taban sıcaklıklarının ölçümünde çift probu bir dijital termometre kullanıldı. Tabanda farklı noktalara yerleştirilen K tipi termokopullar ile sıcaklık

ölçümleri yapıldı. Deneyin her bir aşamasında 4 bölgede ölçülen ortalama taban sıcaklıkları ve civcivlerin uyuma anında bulundukları bölgenin birkaç noktasında ölçülen taban sıcaklıkları çizelge 4.8 de verilmiştir.

Çizelge 4.8 Her bir bölmedeki ortalama taban sıcaklıkları ve civcivlerin yoğunlaştıkları bölmenin farklı noktalarındaki taban sıcaklıkları

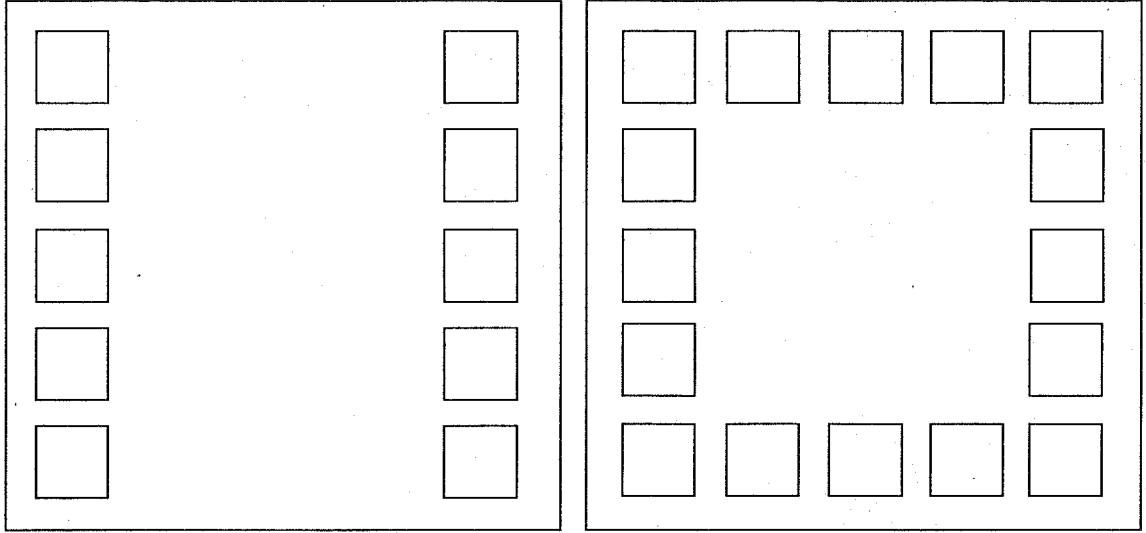
Deney no	Her bir bölmedeki ortalama taban sıcaklıkları (°C)				Tercih edilen bölgenin farklı noktalarında ölçülen taban sıcaklıkları (°C)				Ortam sıcaklığı (°C)	Dış sıcaklık (°C)
	Bölmeler				Ölçüm yapılan noktalar					
	1	2	3	4	a	b	c	d		
1	32,5	31,4	34,5	(35,1)	34,9	35,2	35,2	35,1	28,9	20,1
2	32,4	31,6	(34,5)	(35,8)	34,7	36	35,5	35,9	29,1	20,2
3	32,4	31,4	(34,7)	(36,2)	34,7	36,4	35,8	36,3	28,8	20
4	32,3	31,5	34,5	(36,4)	36,2	36,7	36,3	36,4	29,1	20,1
5	32,4	31,4	(34,7)	(37)	34,8	34,7	36,9	37,1	29	20,1
6	32,5	31,5	(34,8)	(37,5)	34,9	34,7	37,2	37,8	29,1	20
7	32,4	31,5	(34,8)	(38,4)	34,9	34,7	34,9	37,9	29,2	20
8	32,4	31,4	(34,9)	38,9	34,9	34,8	34,9	34,9	29,1	20,1
9	32,4	31,5	(35,7)	38,9	35,4	35,5	35,8	36,1	29,2	20
10	32,4	31,5	(36,7)	38,9	36,2	36,7	36,8	37	29	20
11	32,4	31,5	(37,5)	(38,9)	37,1	37,4	37,8	38,3	28,9	19,8
12	32,4	31,5	(38,4)	(38,9)	37,8	37,6	38,1	38,4	28,9	19,9
13	32,4	31,5	(38,8)	(38,9)	37,9	38,3	38,2	38,3	29	19,9
14	(32,4)	31,5	(39,5)	(39,4)	38,3	38,4	33,6	33,5	28,9	19,9
15	(32,4)	31,5	39,8	39,6	32,8	32,6	32,2	32	29,1	19,8
16	32,4	31,5	(37,4)	39,6	37,2	37,8	37,2	37,4	28,9	19,9

1 nolu deneyde 1,2,3 ve 4. Bölmelerde uygulanan taban sıcaklıkları 16 saat boyunca sabit tutuldu. Bu sürenin büyük bir kısmında civcivlerin ayakta bulundukları ve her 4 bölmede serbest dolaştıkları, ancak uyuma anında 4. Bölmenin tercih edildiği görüldü. Uyuma anında civcivlerin bulundukları bölme pencereden izlenerek tespit edildi. Tercih edilen bölmenin dört ayrı noktasında (a,b,c,d) taban sıcaklıkları ölçülerek kaydedildi. Aynı anda diğer bölmelerde de ölçülen taban sıcaklıklarının ortalama değerleri 1, 2, 3 ve 4 sütunlarında kaydedildi. Tercih edilen bölmenin ortalama taban sıcaklığı parantez içine alınmıştır. Tercih edilen noktalarda taban sıcaklıkları ölçüldükten sonra diğer 3 bölmenin termostat ayarları değiştirilmeden sadece tercih edilen bölmenin termostat ayarı biraz arttırılarak ikinci 16 saatlik deneme süresi başlatıldı. Böylece taban sıcaklığındaki artışa karşı civcivlerin tercihindeki değişiklikler izlendi. Çizelge 4.8 incelendiğinde 1. Deneyde uygulanan 4 ayrı taban sıcaklıklarından ortalama olarak 35,1 °C taban sıcaklığındaki 4. Bölmenin tercih edildiği görülmektedir. Daha sonra bu bölmedeki taban sıcaklığı 7. Deneye kadar farklı adımlarla arttırılmasına rağmen civcivlerin 3. ve 4. Bölmeleri tercih ettikleri, ancak bu deneme aralıklarında civcivlerin bulundukları noktalarda ölçülen maksimum. taban sıcaklığının 37,9 °C olduğu kaydedildi. 8. Deneyde 4. Bölmenin ortalama taban sıcaklığı 38,9 °C ye arttırıldığında civcivlerin bu bölmeyi tamamen terk ettikleri ve 3. Bölmede yoğunlaştıkları görüldü. 9. ve 10. Deneyde 1, 2 ve 4. Bölmenin taban sıcaklıkları değiştirilmeden 3. Bölmenin taban sıcaklıkları 36,7 °C ye kadar arttırılırken civcivlerin bu bölmeyi tercih etmeye devam ettikleri, 3. Bölmenin sıcaklığının 37,5 °C ye yükseltildiği 11. Deneyde ise 3. ve 4. Bölmenin tercih edildiği, ancak 4. Bölmede civcivlerin bulunduğu noktalarda ölçülen taban sıcaklığının 38,3 °C olduğu kaydedildi. 12 ve 13. Deneyde 3. Bölmenin taban sıcaklıkları biraz daha arttırılarak ortalama 38,8 °C ye çıkarılırken tercihlerde değişimin olmadığı ve bu arada tercih edilen noktalarda maksimum taban sıcaklığı 38,4 °C olarak ölçüldü. 14. Deneyde 3. Bölmenin ortalama taban sıcaklığı 39,5 °C ye çıkarılırken 4. Bölmenin de taban sıcaklığı 39,4 °C ye arttırıldı. Deneyin bu aşamasında civcivlerin uyuma için 1, 3 ve 4. Bölmelerde bulundukları noktalarda maksimum taban sıcaklığı 38,4 °C olarak ölçüldü. 15. Deneyden problemin çözümü açıkça görülmektedir. Çünkü 3 ve 4. Bölmenin taban sıcaklıkları sırasıyla 39,8 °C ve 39,6 °C ye arttırılırken civcivlerin tamamen 1. Bölmede yoğunlaştıkları, 3 ve 4. Bölmeleri tamamen terk ettikleri görüldü. Konunun daha da açığa kavuşması için 16. Deneyde 3. Bölmenin sıcaklığı 39,8 °C den 37,4 °C ye düşürülünce civcivlerin tekrar 3. Bölmede yoğunlaştıkları görüldü. 15 ve 16. Deney aynı zamanda 1 ve 3. Bölmenin taban sıcaklıkları olan 32,4 °C ile 37,4 °C sıcaklıklarından 37,4 °C sıcaklığının daha çok tercih edildiğini de göstermektedir.

Bu gözlemler doğrultusunda civcivlerin konforu için en yüksek taban sıcaklığının 38,4 °C olduğu kaydedildi. Deney süresince 31,4-31,6 °C lik taban sıcaklığının bulunduğu ikinci bölmenin tercih edilmediği görülmektedir. 1. Bölmedeki 32,4 °C lik taban sıcaklığı ise, diğer bölmelerdeki taban sıcaklıklarının çok yüksek olduğu 14. ve 15. Deneyde tercih edilmiştir. Bu bakımdan civcivler için en düşük taban konfor sıcaklığının 32,4 °C olduğu anlaşılmaktadır. Civcivler için optimum taban sıcaklığı 32,4 – 38,4 °C sıcaklıkları arasındadır. Deney on beş günden küçük civcivler üzerinde yapılmıştır.

4.3.1 Taban Kısmi Yalıtımının Isı Transferine Etkisi

Tavuk üretimi ile ilgili literatür çalışmaları incelendiğinde 1 m² lik tabanda 13-16 civarında tavuğun yetiştirilmesi gerektiği görülmektedir. Döşemeden ısıtılan bir kümeste birim taban alanında bu sayıda tavuğun yetiştirilmesi taban ısı transfer alanını azaltacağından dolayı döşemeden sağlanan ısının odaya geçişini de azaltacaktır. Ayrıca tavukların tabanda oluşturacakları yalıtım ısı transfer katsayısını etkileyecektir. Tabandaki bu kısmi yalıtımın ısı transferi üzerindeki etkisinin belirlenmesi için deneysel ve nümerik çalışmalar yapılabilir. Nümerik çalışmada deneysel çalışmaya nispeten daha az zamanda daha çok değer elde etme şansı olduğundan dolayı nümerik çalışmaya ağırlık verilmiştir. Ancak nümerik sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması amacıyla deneysel çalışma da yapılmıştır. Kümeste tavuk yerine tabanda belirli aralıklarla strafor yerleştirilerek yapılan bu deneysel çalışmada tabandaki ısı transfer katsayısı incelenmiştir. Deney için taban boyutları 1x1 m, yüksekliği 0,85 m olan bir oda kullanıldı. 1 m² lik tabanda 500 W gücünde elektrikli rezistans döşenerek üzerine 5 cm kalınlığında beton döküldü. Rezistansın yüzey sıcaklığı termostat ile kontrol edildi. Isının döşemeden aşağı yönde geçişini engellemek için rezistansın altına 8 cm kalınlığında sert strafor yerleştirildi. Rezistans tarafından harcanan elektrik enerjisi sayaç ile kaydedildi. Yalıtımsız taban durumunda deney yapıldıktan sonra iki farklı oranda yalıtım yapılarak deney tekrarlandı. Tabanda kısmi yalıtım için 15x15 cm boyutunda strafor kullanıldı. 1 m² lik tabanda 10 adet 15x15 cm ve 16 adet 15x15 cm strafor yerleştirilerek iki ayrı yalıtım oranı için deney yapıldı. 15x15 cm boyutlu iki farklı sayıdaki straforların 1 m² lik tabanda yerleşimlerinin üstten görünümü şekil 4.2 de verilmiştir.



Şekil 4.2 On adet ve on altı adet 15x15 cm boyutlu yalıtımların 1 m² lik tabanda yerleşimi

Deneyde taban, duvar, tavan ve oda sıcaklıkları K tipi termokopullu dijital termometre ile ölçülerek kaydedildi. Harcanan enerji ise elektrik sayacı ile kaydedildi. Ancak kaydedilen bu enerji konveksiyon ve radyasyon ısılarının toplamı olduğundan, bu enerjiden radyasyon ısı çıkarıldıktan sonra taban konveksiyon ısı transfer katsayısı,

$$\alpha_w = \frac{Q_{wc}}{(T_w - T_i) \cdot A_w} \quad (4.1)$$

denkleminde hesaplandı. Radyasyon enerjisi, bütün duvarlar sabit sıcaklıkta kabul edilerek oluşturulan ısı direnç devreleri kullanılarak hesaplandı. Radyasyon enerjisinin hesaplanmasında taban, duvar ve tavan yayıcılıkları $\epsilon_w = \epsilon_d = \epsilon_t = 0,9$, Şekil faktörleri $F_{wd} = 0,75$, $F_{wt} = 0,25$ ve $F_{dt} = 0,5$ alındı. Bir saat aralıklarla kaydedilen sıcaklık ve toplam ısı değerleri ile bu değerlerin ortalamalarından yararlanılarak hesaplanan radyasyon ve konveksiyon ısıları çizelge 4.9, 4.10 ve 4.11 de verilmiştir.

Çizelge 4.9 Tabanda kısmi yalıtım yapılmadan sürekli rejim halinde ölçülen değerler

Ölçüm no (saat)	Taban sic. (°C)	İç sic. (°C)	Duvar sic. (°C)	Tavan sic. (°C)	Q_{wt} (Wat)	Q_{wr} (Wat)	Q_{wc} (Wat)	α_w (W/(m ² K))
1	38,8	28,9	26,5	27,6				
2	38,8333	28,7	26,2	27,5				
3	38,6667	28,2	25,7	27				
4	38,8	27,9	25,4	26,6				
5	38,5	27,7	25,1	26,3	625			
ortalama	38,72	28,28	25,78	27	125	71,88	53,12	5,088
1	38,5667	28,9	26,4	27,4				
2	38,7667	28,8	26,6	27,7				
3	38,7	28,9	26,6	27,7				
4	38,6	28,8	26,5	27,7				
5	38,6333	28,8	26,5	27,7	600			
ortalama	38,6533	28,84	26,52	27,64	120	67,65	52,35	5,336

Çizelge 4.10 Tabanda on adet 15x15 cm boyutunda strafor konularak ölçülen değerler

Ölçüm no (saat)	$T_w(^{\circ}\text{C})$	$T_i(^{\circ}\text{C})$	$T_d(^{\circ}\text{C})$	$T_l(^{\circ}\text{C})$	$Q_{wT}(\text{Wat})$	$Q_{wr}(\text{Wat})$	$Q_{wc}(\text{Wat})$	$\alpha_w(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
1	36,233	25,2	23,6	24,4				
2	36,233	25,1	22,8	24,2				
3	36,133	24,8	22,5	23,6				
4	35,933	24,7	22,4	23,7	460			
ortalama	36,133	24,95	22,825	23,98	115	57,41	57,19	6,644
1	35,7	24,3	22,3	23,3				
2	35,8	24,7	22,3	23,4				
3	36,067	24,5	22,2	23,3				
4	36	24	22,2	23,2	480			
ortalama	35,892	24,38	22,25	23,3	120	58,707	61,293	6,87
1	36,833	25,7	23,5	24,5				
2	36,967	25,7	23,5	24,4				
3	37	25,4	23,3	24,2				
4	36,8	25,2	22,9	23,9	470			
ortalama	36,9	25,5	23,3	24,25	118	59,35	58,65	6,638
1	37,167	27	25	25,8				
2	37,2	26,9	24,9	25,8				
3	37,4	26,9	24,9	25,9				
4	37,167	26,3	24,2	25,3				
5	37,067	26,1	23,8	25				
6	37	26	23,7	24,8				
7	36,933	25,7	23,4	24,5	770			
ortalama	37,133	26,41	24,271	25,3	110	56,41	53,59	6,448

Çizelge 4.11 Tabanda on altı adet 15x15 cm boyutunda strafor konularak ölçülen değerler

Ölçüm no (saat)	$T_w(^{\circ}\text{C})$	$T_i(^{\circ}\text{C})$	$T_d(^{\circ}\text{C})$	$T_f(^{\circ}\text{C})$	$Q_{wT}(\text{Wat})$	$Q_{wT}(\text{Wat})$	$Q_{wc}(\text{Wat})$	$\alpha_w(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
1	39,667	19,9	15,3	16,8				
2	39,333	19,4	14,6	16,3				
3	39,3	19,4	15,1	16,3				
4	39,3	18,8	15,2	15,9				
5	38,933	18,7	15	15,8				
6	39,3	18,7	14,9	15,6	1080			
ortalama	39,306	19,15	15,017	16,117	180	87,416	92,584	7,177
1	39,97	22,3	17,9	18,7				
2	39,7	20	17	17,3				
3	39,7	20,1	16,7	17,2				
4	39,63	19,4	15,8	16,1				
5	39,37	19,1	15,2	15,4	850			
ortalama	39,673	20,18	16,52	16,94	170	84,428	85,572	6,859
1	35,933	17	13,2	14,1				
2	35,7	16,7	13	13,6				
3	35,633	16,4	12,7	13,2				
4	35,567	16,2	12,5	12,9				
5	35,267	15,9	12,3	12,6				
6	34,833	15,6	12,1	12,7	990			
ortalama	35,489	16,3	12,633	13,18	165	79,99	85,01	6,922
1	35,367	17,1	14	14,6				
2	35,433	17,1	13,9	14,1				
3	35,333	16,9	13,8	14,1				
4	35,8	16,7	13,3	13,7	640			
ortalama	35,483	16,95	13,75	14,125	160	76,219	83,781	7,063
1	33,567	17,3	14,5	15,2				
2	33,6	17,1	14,3	14,8				
3	33,6	17,1	14	14,6	420			
ortalama	33,589	17,17	14,267	14,867	140	67,334	72,666	6,915

Çizelge 4.11 (Devam)

Ölçüm no (saat)	$T_w(^{\circ}\text{C})$	$T_i(^{\circ}\text{C})$	$T_d(^{\circ}\text{C})$	$T_t(^{\circ}\text{C})$	$Q_{wT}(\text{Wat})$	$Q_{wr}(\text{Wat})$	$Q_{wc}(\text{Wat})$	$\alpha_w(\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$
1	35,467	22,8	20,9	21,8				
2	35,767	22,6	20,5	21,6				
3	35,767	22,4	20,3	21,3				
4	35,867	22,3	20,1	21,3	460			
ortalama	35,717	22,52	20,45	21,5	115	54,65	60,35	7,145
1	35,933	24,1	22	22,9				
2	35,633	23,7	21,8	22,8				
3	36,1	23,6	21,6	22,6				
4	36,033	23,5	21,6	22,5				
5	35,867	23,4	21,2	22,2	525			
ortalama	35,913	23,66	21,64	22,6	105	51,72	53,28	6,794
1	37,1	26,5	24,7	25,5				
2	37,367	26,4	24,5	25,5				
3	37,367	26,5	24,2	25,3				
4	37,333	26,3	24,2	25,3				
5	37,433	26,1	24,1	25,1	475			
ortalama	37,32	26,36	24,34	25,34	95	48,309	46,691	6,656
1	37,4	27,7	26,1	26,8				
2	37,633	27,5	25,9	26,7				
3	37,667	27,5	25,7	26,6				
4	37,767	27,5	25,8	26,5				
5	37,633	27,1	25,2	26,2				
6	37,7	26,7	25	25,9				
7	37,7	26,8	25	25,8				
8	37,7	26,7	24,8	25,8	720			
ortalama	37,65	27,19	25,438	26,29	90	45,63	44,37	6,627

Çizelge 4.11 (Devam)

Ölçüm no (saat)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _d (°C)	T _t (°C)	Q _{wT} (Wat)	Q _{wI} (Wat)	Q _{wc} (Wat)	α _w (W/(m ² K))
1	37,633	27,3	25,3	26				
2	37,767	27	25,1	26				
3	37,767	26,9	25	26				
4	37,733	26,7	24,5	25,6				
5	37,667	26,1	23,9	25,1				
6	37,6	25,6	23,6	24,7				
7	37,367	25,1	23	24,1				
8	37,367	24,8	22,7	23,9				
9	37,367	24,6	22,5	23,6	850			
ortalama	37,585	26,01	23,956	25	94	50,519	43,481	5,869
1	39,1	28,2	26,1	27,1				
2	39,767	29,1	26,8	27,8				
3	39,8	27,8	26,1	27				
4	39,7	27,8	25,3	26,9				
5	39,667	27,7	25,6	26,8				
6	39,767	27,6	25,6	26,7				
7	39,967	27,5	25,6	26,6				
8	39,9	27,3	25,4	26,4				
9	40	27,1	24,6	26	950			
ortalama	39,741	27,79	25,678	26,81	106	53	53	6,929

4.4.1 Deneyisel Verilerin Standart Sapması ve Hata Analizi

Belirli bir fiziksel büyüklüğün tespiti için aynı şartlarda birden fazla ölçüm yapılması durumunda değerler arasında farklılıklar görülebilir. Bu durumda aynı fiziksel büyüklük için ölçülen değerlerin toplamının ölçüm sayısına bölünmesiyle aritmetik ortalama bulunur. n adet ölçümün her biri x_i ise aritmetik ortalama x_m ,

$$x_m = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.2)$$

şeklinde hesaplanabilir. Her bir ölçüm değerinin ortalama değerden farkı ise sapma olarak adlandırılıp,

$$d_i = x_i - x_m \quad (4.3)$$

eşitliği ile ifade edilir. Sapmaların mutlak değerlerinin ortalaması

$$|\bar{d}| = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |d_i| = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n |x_i - x_m| \quad (4.4)$$

olarak hesaplanabilir. Deneysel verilerin standart sapması

$$\sigma = \left[\frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - x_m)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Çizelge 4.9, 10, ve 11 de saatlik olarak verilen yüzey sıcaklıklarının ortalama değerlerden standart sapmaları hesaplanmış ve sonuçlar çizelge 4.12, 13 ve 14 te verilmiştir.

Çizelge 4.12 Yalıtımsız taban için ortalama yüzey sıcaklıkları ve standart sapma değerleri

Ortalama sıcaklıklar (°C)				Standart sapma değerleri %			
T _w	T _i	T _d	T _t	σ _{Tw}	σ _{Ti}	σ _{Td}	σ _{Tt}
38,72	28,28	25,78	27	0,277	0,458	0,511	0,502
38,6533	28,84	26,52	27,64	0,072	0,049	0,075	0,12

Çizelge 4.13 Tabanda on adet 15x15 cm yalıtım yapılarak elde edilen ortalama yüzey sıcaklıkları ve standart sapma değerleri

Ortalama sıcaklıklar (°C)				Standart sapma değerleri %			
T _w	T _i	T _d	T _t	σ _{Tw}	σ _{Ti}	σ _{Td}	σ _{Tt}
36,133	24,95	22,825	23,98	0,122	0,2	0,206	0,388
35,892	24,38	22,25	23,3	0,148	0,225	0,259	0,05
36,9	25,5	23,3	24,25	0,085	0,2	0,212	0,2
37,133	26,41	24,271	25,3	0,141	0,444	0,479	0,567

Çizelge 4.14 Tabanda on altı adet 15x15 cm yalıtım yapılarak elde edilen ortalama yüzey sıcaklıkları ve standart sapma değerleri

Ortalama sıcaklıklar (°C)				Standart sapma değerleri %			
T _w	T _i	T _d	T _t	σ _{Tw}	σ _{Ti}	σ _{Td}	σ _{Tt}
39,306	19,15	15,017	16,117	0,212	0,417	0,45	0,183
39,673	20,18	16,52	16,94	0,191	0,848	1,123	0,816
35,489	16,3	12,633	13,18	0,353	0,4	0,469	0,333
35,483	16,95	13,75	14,125	0,186	0,15	0,166	0,225
33,589	17,17	14,267	14,867	0,016	0,09	0,094	0,178
35,717	22,52	20,45	21,5	0,15	0,175	0,192	0,25
35,913	23,66	21,64	22,6	0,161	0,18	0,249	0,208
37,32	26,36	24,34	25,34	0,115	0,128	0,15	0,208
37,65	27,19	25,438	26,29	0,103	0,363	0,385	0,438
37,585	26,01	23,956	25	0,163	0,877	0,964	0,906
39,741	27,79	25,678	26,81	0,251	0,388	0,551	0,437

Bir deneyde ölçülmek istenen veya ölçülen değerlerden hesaplanmak istenen bir büyüklüğe etki eden n adet değişken var ise bu değişkenlerin her birine ait hata oranlarının bilinmesi gerekir. Her bir değişkenin hata oranının bilindiği böyle bir durumda istenen büyüklüğün hata oranının tespiti için Belirsizlik analizi olarak bilinen bir yöntem kullanılabilir. Bu yöntemle göre hesaplanmak istenen büyüklük Y ve etki eden değişkenler X₁, X₂, X₃ ; bu değişkenlerin her birinin hata oranı S₁, S₂ ve S₃ ise Y büyüklüğünün hata oranı S_Y,

$$S_Y = \left[\left(\frac{\partial Y}{\partial X_1} \cdot S_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_2} \cdot S_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial X_3} \cdot S_3 \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.6)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Taban, duvarlar, tavan ve oda sıcaklıkları ile döşemeden odaya verilen toplam ısı miktarının ölçülerek belirlendiği bu deneysel çalışmada taban ısı transfer katsayısı hesaplanmak isteniyor. Ölçülen ısı miktarı konveksiyon ve radyasyon ısılarının toplamını içermektedir. Buna göre taban konveksiyon ısı transfer katsayısı, α_w, nin hesaplanmasında

$$\alpha_w = \frac{Q_{wT} - \frac{\sigma \cdot (T_w^4 - T_{dt}^4)}{R_T}}{(T_w - T_i) \cdot A_w} \quad (4.7)$$

eşitliği kullanılacaktır. Burada T_{dt} : Tavan ve duvarların alan ağırlıklı sıcaklık ortalaması, R_T ise toplam dirençtir.

$$T_{dt} = \frac{T_d \cdot A_d + T_t \cdot A_t}{A_d + A_t} \quad R_T = \frac{1 - \varepsilon_w}{\varepsilon_w \cdot A_w} + \frac{1}{A_w} + \frac{1 - \varepsilon_d}{\varepsilon_d \cdot (A_d + A_t)} \quad (4.8)$$

Bu durumda taban konveksiyon katsayısına etki eden bağımsız değişkenler, taban birim alanından yayılan toplam ısı, taban sıcaklığı, duvarların sıcaklığı, tavan sıcaklığı ve oda sıcaklığıdır. Taban, duvarlar, tavan ve oda sıcaklıklarının ölçülmesinde kullanılan K tipi termokopullu dijital termometrenin sapması % 0,3, tabandan yayılan radyasyon ve konveksiyon ısılarının toplamının kaydedilmesinde kullanılan elektrik sayacının sapması da % 0,1 olarak bilinmektedir. Bu durumda konveksiyon ısı transfer katsayısı için toplam hata oranı, S_{α_w} ,

$$S_{\alpha_w} = \left[\left(\frac{\partial \alpha_w}{\partial T_w} \cdot S_{T_w} \right)^2 + \left(\frac{\partial \alpha_w}{\partial T_i} \cdot S_{T_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial \alpha_w}{\partial T_{dt}} \cdot S_{T_{dt}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \alpha_w}{\partial q} \cdot S_q \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.9)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Gerekli kısmi türevler

$$\frac{\partial \alpha_w}{\partial T_w} = \frac{-4 \cdot \sigma \cdot T_w^3 \cdot (T_w - T_i) - (Q_{wT} - \frac{\sigma \cdot (T_w^4 - T_{dt}^4)}{R_T})}{A_w (T_w - T_i)^2} \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial \alpha_w}{\partial T_{dt}} = \frac{4 \cdot \sigma \cdot T_{dt}^3}{R_T \cdot A_w \cdot (T_w - T_i)} \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial \alpha_w}{\partial T_i} = \frac{(Q_{wT} - \frac{\sigma \cdot (T_w^4 - T_{dt}^4)}{R_T})}{A_w \cdot (T_w - T_i)^2} \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial \alpha_w}{\partial q} = \frac{1}{A_w \cdot (T_w - T_i)} \quad (4.13)$$

olarak alındıktan sonra tabandaki konveksiyon ısı transfer katsayısının belirlenmesinde oluşan toplam hata oranı hesaplanabilir. Tüm yüzeylerin yayma katsayısı $\varepsilon = 0,9$ alınarak çizelge 4.9, 10 ve 11 de verilen deneysel değerlerin ortalaması çizelge 4.15 te ve bu değerler için belirsizlik analizi yöntemine göre hesaplanan hata oranları ise çizelge 4.16 da verilmiştir.

Çizelge 4.15 te duvar ve tavan sıcaklıklarının alan ağırlıklı ortalaması alınarak taban radyasyon ısıları hesaplanırken, çizelge 4.9 – 10 ve 11 de ise ısı direnç üçgenleri oluşturularak radyasyon ısıları hesaplanmıştır. Ancak her iki yöntemle bulunan sonuçlar arasında önemli fark görülmemektedir.

Çizelge 4.15 Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban durumunda oda yüzeylerindeki ortalama sıcaklık ve ısı değerleri

Yalıtım durumu	Deney No	T_w	T_i	T_d	T_t	q_{wT}	q_{wc}	α_w	T_{dt}
Taban yalıtımsız	1	38,7	28,28	25,8	27	125	52,99	5,075	25,9
	2	38,7	28,84	26,5	27,6	120	52,23	5,322	26,6
Tabanda 10 adet 15x15 cm yalıtım	3	36,1	24,95	22,8	24	115	58,77	6,78	22,9
	4	35,9	24,38	22,3	23,3	120	62,47	7	22,4
	5	36,9	25,5	23,3	24,3	118	59,97	6,79	23,4
	6	37,1	26,41	24,3	25,3	110	54,92	6,608	24,4
Tabanda 16 adet 15x15 cm yalıtım	7	39,3	19,15	15	16,1	180	96,05	7,44	15,1
	8	39,7	20,18	16,5	16,9	170	88,798	7,117	16,6
	9	35,5	16,3	12,6	13,2	165	88,11	7,175	12,7
	10	35,5	16,95	13,8	14,1	160	86,39	7,283	13,8
	11	33,6	17,17	14,3	14,9	140	75,21	7,158	14,3
	12	35,7	22,52	20,5	21,5	115	62,09	7,351	20,6
	13	35,9	23,66	21,6	22,6	105	55,18	7,04	21,7
	14	37,3	26,36	24,3	25,3	95	48,87	6,97	24,5
	15	37,7	27,19	25,4	26,3	90	46,23	6,906	25,5
	16	37,6	26,01	24	25	94	45,58	6,153	24,1
	17	39,7	27,79	25,7	26,8	106	55,12	7,206	25,8

Çizelge 4.16 Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban durumunda oda yüzeylerindeki sıcaklık ve ısı değerlerine ait hata oranları

Yalıtım durumu	Deney No	S_{Tw}	S_{Ti}	S_{Td}	S_{Tt}	S_{QwT}	S_{Tdt}	$\delta\alpha/\delta T_w$	$\delta\alpha/\delta T_d$	$\delta\alpha/dT_i$	$\delta\alpha/dq$	$S_{\alpha_w}\%$
Taban yalıtımsız	1	0,116	0,085	0,077	0,081	0,125	0,078	-1,065	0,511	0,486	0,096	2,698
	2	0,116	0,087	0,079	0,083	0,12	0,08	-1,158	0,548	0,542	0,102	2,807
Tabanda 10 adet 15x15 cm yalıtım	3	0,108	0,075	0,068	0,072	0,115	0,069	-1,136	0,466	0,606	0,115	2
	4	0,108	0,073	0,066	0,069	0,12	0,067	-1,122	0,45	0,608	0,112	1,898
	5	0,11	0,076	0,07	0,073	0,118	0,071	-1,119	0,459	0,595	0,113	2,01
Tabanda 16 adet 15x15cm yalıtım	6	0,111	0,079	0,073	0,076	0,11	0,074	-1,174	0,493	0,616	0,1203	2,19
	7	0,117	0,057	0,045	0,048	0,18	0,045	-0,673	0,239	0,369	0,077	1,129
	8	0,119	0,06	0,049	0,05	0,17	0,049	-0,68	0,25	0,365	0,08	1,208
	9	0,106	0,048	0,037	0,039	0,165	0,038	-0,68	0,244	0,373	0,081	1,067
	10	0,106	0,05	0,04	0,042	0,16	0,041	-0,711	0,256	0,392	0,084	1,101
	11	0,1	0,05	0,04	0,044	0,14	0,043	-0,789	0,29	0,435	0,095	1,182
	12	0,107	0,067	0,061	0,064	0,115	0,062	-1	0,386	0,557	0,118	1,597
	13	0,107	0,071	0,064	0,067	0,105	0,065	-1,058	0,4209	0,574	0,127	1,775
	14	0,111	0,079	0,073	0,076	0,09	0,073	-1,184	0,483	0,635	0,142	2,107
	15	0,112	0,081	0,076	0,078	0,09	0,076	-1,236	0,512	0,66	0,149	2,25
	16	0,112	0,078	0,072	0,075	0,094	0,072	-1,052	0,456	0,531	0,134	2,122
	17	0,119	0,08	0,077	0,08	0,106	0,077	-1,117	0,449	0,603	0,130	2,044

5. NÜMERİK ÇALIŞMA

5.1 Döşemeden Isıtılmal Bir Odada Isı Transferinin Nümerik İncelenmesi

Geniş bir uygulama alanı olan ve enerji tasarrufu sağlayan döşemeden ısıtma sistemlerinin tasarlanmasında karşılaşılan önemli problemlerden biri tabandaki cisimlerin veya canlıların ısı transferini olumsuz etkilemeleridir. Döşemeden ısıtılan bir odada bulunan halı, mobilya gibi eşyaların ısı transferi üzerindeki etkileri önemli olmakla birlikte hesaplanması da oldukça zordur. Döşemeden ısıtma sisteminin kümeslere uygulanması ile ilgili olarak civcivlerin ısı transferi üzerindeki etkilerinin incelenmesi bu çalışmanın ağırlıklı kısmını oluşturmaktadır. Bir kümesin birim taban alanında mümkün olduğunca fazla sayıda etlik piliç üretilebilirse taban alanından daha iyi yararlanılabileceği gibi hayvanlar tarafından sağlanacak olan ısı miktarının artması da ihtiyaç duyulan ısı yükünün azaltılmasına katkıda bulunacaktır. Ancak hayvan sayısının ve boyutlarının artması ile birlikte tabanda oluşturdukları yalıtım oranının da artmasından dolayı tabandan ısı transferi azalacaktır. Tabandaki nesnelerin veya canlıların ısı transferini ne derece etkiledikleri analitik olarak hesaplanamadığından, deneysel ve nümerik yöntemlerin kullanılması uygun olmaktadır. Bu çalışmanın amacı döşemeden ısıtmada ve döşemeden ısıtılan kümeslerde civcivlerin büyüklükleri oranında tabanda oluşturdukları yalıtımın ısı transfer katsayısı üzerindeki etkilerinin tespit edilmesi ve geniş uygulama şartlarında geçerli olacak bir modelin oluşturulmasıdır. Oluşturulacak olan modelin kullanımının sadece kümeslerle sınırlı olmayıp döşemeden ısıtma sisteminin geniş uygulama aralıklarında geçerli olması amaçlanmaktadır. Civcivlerin veya nesnelerin tabanda oluşturdukları yalıtım bu çalışmada kısmi taban yalıtımı olarak ifade edilecektir. Kısmi taban yalıtımının ısı transferi üzerindeki etkisinin tespitine geçmeden önce yalıtımsız tabanda ısı transferinin ne şekilde oluştuğunun belirlenmesi gerekir. Döşemeden ısıtılan bir odada iç yüzeyler ile ortam arasındaki doğal konveksiyon ile ısı transferinde Nusselt sayısı önemli ve boyutsuz bir sayı olup genel olarak yüzey Rayleigh sayısının fonksiyonudur.

$$Nu = c.Ra^m \quad (5.1)$$

Bu eşitlikteki c ve m katsayıları oda boyutlarının, yüzey ısı şartlarının veya yüzey Rayleigh sayılarının değerlerine göre değişecek şekilde literatürde verilmiştir. Bu çalışmada oda boyutlarının, taban , duvarlar ve tavanın ısı şartlarının geniş aralıklarında geçerli olacak genel bir denklemin çıkarılması amaçlanmaktadır. Taban boyutları ve ısı şartları taban Rayleigh sayısı ile, duvar boyutları ve ısı şartları duvar Rayleigh sayısı ile tavan boyutları ve ısı şartları ise tavan Rayleigh sayısı ile ifade edilebileceği için taban Nusselt sayısı ile ilgili

denklem taban, duvar ve tavan Rayleigh sayılarının fonksiyonu olacaktır. Bu şekilde elde edilecek denklem oda boyutlarının ve sıcaklıklarının geniş aralıklarında geçerli olacaktır. Döşemeden ısıtılan bir odada taban Nusselt sayısı üzerinde bu parametrelerin ne şekilde etkili olduklarının belirlenmesi için her bir adımda parametrelerden sadece biri değiştirilirken diğer bütün parametreler sabit tutulacaktır. Böylelikle yalıtımsız tabanda ısı transfer katsayısı üzerindeki bütün parametrelerin etkileri adım adım belirlendikten sonra tabanda farklı oranlarda kısmi yalıtım yapılarak yalıtım oranının etkisi de belirlenecektir. Bu çalışmada sonlu fark yöntemine göre çözüm yapan Fluent programından yararlanılacaktır. Fluent programında problemin çözümü genel olarak 3 aşamadan oluşur: Bunlar; problemin uygun bir alt programda tanımlanarak Fluent'in çözümü için hazır hale getirilmesi, Fluent'te problemin çözümü ve sonuçların okunması şeklindedir. Döşemeden ısıtılan odada ısı transferinin incelenmesi ile ilgili problemin Fluent programında çözümü için izlenen adımlar aşağıda verilmiştir.

1. Isı transferinin analizi için göz önüne alınacak olan döşemeden ısıtmalı odanın üç boyutlu şeklinin Gambit programında ölçekli olarak çizilmesi.
2. Çizilen geometrinin uygun sayıda ve uygun türde sonlu hücrelere ayrılması ve hacmin katı veya akışkan olduğunun belirlenmesi.
3. Sınır şartları Fluent programında tanımlanacak olan geometriye ait bütün yüzeylerin Gambit programında adlandırılması ve özelliklerinin tanımlanması.
4. Oluşturulan dosyanın Fluent'te çözüm için mesh dosyası olarak gönderilmesi.
5. Daha önce adlandırılmış olan yüzeylerin sınır şartlarının belirlenmesi. Fluent programında oda yüzeylerinin sınır şartları dört şekilde tanımlanabilmektedir. Sabit sıcaklık, sabit ısı akısı, konveksiyon ve konveksiyon-radyasyonun birlikte tanımlanması. Bu çalışmada iç yüzeyler sabit sıcaklık sınır şartına göre tanımlanmış olup yüzeylerde radyasyon ısısı hesaba katılmamıştır.
6. Oda yapı malzemeleri ve oda havasının fiziksel özelliklerinin tanımlanması. Oda havasının fiziksel özellikleri sıcaklığın fonksiyonu olarak değişecek şekilde tanımlanmıştır. Yani sıcaklığın 4 farklı değeri için havanın fiziksel özellikleri (yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozite) hava tablo değerlerinden elde edilerek tanımlandı.
7. Model için çözüm yönteminin belirlenmesi. Bu çalışmada segregated yöntemi seçildi. Bu metoda göre iterasyonun her bir adımında elde edilen her bir değerin süreklilik, enerjinin korunumu ve türbülans açısından uygun olup olmadığı kontrol edilir. Bir sonraki adım buna göre belirlenir. Diğer bir çözüm yöntemi olan coupled yönteminde

iterasyonun her bir adımında hesaplanacak olan bütün değerler belirlendikten sonra bütün bu değerlerin süreklilik, enerjinin korunumu ve türbülans açısından uygun olup olmadığı kontrol edilir. Bir sonraki adım buna göre belirlenir. Her iki çözüm yönteminde sonuçlar bir birine yakın olmakla birlikte segregated yönteminde daha hızlı çözüme gidildiğinden dolayı bu yöntem kullanıldı.

8. Çözüm için akış modelinin tanımlanması. Bu çalışmada K-Epsilon standart türbülans modeli kullanılmıştır.
9. İterasyon sonuçlarının kontrolü için çözüm kriterlerinin belirlenmesi. Bu çalışmada iterasyon sonuçları momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin sağlanması kriterine dayandırılmıştır.
10. İterasyonun tamamlanması için başarılı olan son iki çözüm arasındaki farkın (rezidüal değerlerin) belirlenmesi. Uygun residual değerlerinin tespiti için önce momentum ve türbülans residual değeri $10^{(-3)}$, enerji residual değeri $10^{(-6)}$ alınarak çözümler yapıldı. Daha sonra momentum ve türbülans residual değeri $10^{(-4)}$, enerji residual değeri $10^{(-8)}$ alınarak aynı çözümler tekrarlandı. İki farklı residual değeri için Nusselt sayıları arasında % 0,1 lik fark görüldü. Bu nedenle çalışmada daha hızlı çözüm yapabilmek amacıyla residual değerleri momentum ve türbülans için $10^{(-3)}$, enerji için ise $10^{(-6)}$ alındı.

5.1.1 Üç Boyutlu Geometrinin Uygun sayıda ve Türde Hücelere Bölünmesi

Döşemeden ısıtma modeli için tasarlanan odanın 3 boyutlu geometrisi Fluent'in alt programı olan Gambit programında çizilerek hücelere bölündü. Hücre sayısı ve hücre türünün tespiti modelin oluşturulmasında çok önemli bir problemidir. Çünkü hücre sayısının artması çözümün hassasiyetini artırırken çözümün süresini de arttırmaktadır. Bu bakımdan hücre sayısının iyi tespit edilmesi gerekir. Hücre sayısı veya hücre büyüklüğü problemin türüne göre de değişiklik göstereceğinden dolayı bu konuda belirli bir standart bulunmamaktadır. Dolayısıyla belirlenen problem için hücre sayısının veya hücre büyüklüğünün belirlenmesiyle ilgili bir çalışmanın yapılması gerekir. Hücre büyüklüğünün belirlenmesinde yüzey sınır tabakası göz önüne alınması gereken önemli bir husustur. Çünkü sınır tabaka bölgesinde sıcaklık değişimleri fazla olmaktadır. Sınır tabaka bölgesi dışında ise daha azdır. Dolayısıyla hücre sayısının büyük kısmının sınır tabaka bölgesinde oluşturulması gerekir. Buna göre sınır tabaka bölgesinde belirli sayıda hücrenin oluşturulması için hücre büyüklüğü çok küçük seçilmelidir. 2x1,75x2m boyutlu bir odanın çok fazla sayıda hücreye bölünmesi anlamına gelir. Bu da çözüm süresini oldukça arttıracak hatta çözümü imkansız hale getirebilecektir. Yüzeylere yakın bölgelerin küçük hücelere ayrılması oda merkezine doğru gittikçe büyüyen

oranlarda hücrelerin oluşturulması ile sorun giderilebilir. Ancak bu durumda da yüzeyden merkeze doğru hücrenin büyüme oranı ve hücre sayısının belirlenmesi gerekir. Yüzeyden merkeze doğru hücrenin büyüme oranının çok yüksek olması durumunda, merkezdeki hücrelerin büyük olmasının, çözümün hassasiyetine etkisi belirlenmelidir. Bu problemin çözümü için yüzey sınırındaki kondüksiyonla olan ısı transferinin konveksiyon ısı transferine eşit olup olmadığı kontrol edilebilir. Hücre sayısının ve hücre büyüme oranının tespiti için 2x1,75x2m boyutlu odada sabit taban sıcaklığı ve sabit duvar sıcaklığında yapılan iterasyonların sonuçları çizelge 5.1 ve 5.2 de verilmiştir. Odanın her tarafında hücrelerin eşit büyüklükte olması ve yüzeylerden merkeze doğru gittikçe genişleyen hücre yapısı ayrı ayrı incelenerek karşılaştırılmıştır. Tüm odanın eşit büyüklükte hücrelere ayrılması durumunda hücre sayısının ve hücre büyüklüklerinin Nusselt sayısı üzerindeki etkisi çizelge 5.1 de verilmiştir.

Çizelge 5.1 Eşit büyüklükte hücrelere bölünen odada hücre sayısı ve büyüklüğünün Nusselt sayısına Etkisi (2x1,75x2m)

Hücre sayısı	Hücre büyüklüğü cmxcmxcm	$T_w (^{\circ}\text{C})$	$T_i (^{\circ}\text{C})$	Nu	Ra	$\text{Nu}/(\text{Ra}^{0,33})$
900	20x20x20	27	12,8978	118,416	1,34E+10	0,050284
2028	15x15x15	27	13,1309	127,418	1,32E+10	0,054388
7200	10x10x10	27	13,3518	128,036	1,29E+10	0,055014
9196	9x9x9	27	13,3772	126,618	1,29E+10	0,05444
13750	8x8x8	27	13,4128	124,526	1,28E+10	0,05361
21025	7x7x7	27	13,4867	127,888	1,27E+10	0,055176
31581	6x6x6	27	13,5638	132,41	1,26E+10	0,057279
56000	5x5x5	27	13,6797	140,272	1,25E+10	0,060919

Yüzeylerden merkeze doğru gittikçe genişleyen yapıda hücrelere bölünen 2x1,75x2m boyutlu bir odada sabit duvar ve taban sıcaklıklarında hücre sayısının ve hücre büyüklüğünün Nusselt sayısı üzerindeki etkisi çizelge 5.2 de verilmiştir. Yüzeydeki ilk hücre ile merkezdeki hücre büyüklüğü arasındaki oran 1/100 olarak alınmıştır.

Çizelge 5.2 Yüzeyden merkeze doğru genişleyerek hücrelere bölünen odada hücre sayısı ve büyüklüğünün Nusselt sayısına etkisi (2x1,75x2m, küçük hücrenin büyük hücreye oranı 1/100)

Hücre sayısı	Ort. Hücre büyüklüğü cmxcmxcm	Tw (°C)	Ti (°C)	Nu	Ra	Nu/(Ra ^{0,33})
7200	10x10x10	27	15,4084	427,058	9,67E+09	0,201988
13750	8x8x8	27	14,9365	436,598	1E+10	0,203904
31581	6x6x6	27	14,8543	442,998	1,01E+10	0,206787
56000	5x5x5	27	14,8123	450,36	1E+10	0,210652
110000	4x4x4	27	14,7893	454,2142	9,91E+09	0,213101

Odanın tabanı kare biçiminde olduğundan, taban karakteristik uzunluğu kenarlardan birine eşittir. Taban, duvar ve tavanı sabit sıcaklık sınır şartına göre tanımlanan odanın iç sıcaklığı, taban konveksiyon katsayısı, taban Nusselt sayısı ve akışkan fiziksel özellikleri Fluent programı tarafından hesaplanmaktadır. Çizelge 5.2 de 110000 hücre için yapılan çözümde Fluent programından okunan taban Nusselt sayısı, konveksiyon katsayısı ve havanın ısı iletim katsayısı aşağıda verilmiştir.

$$Nu_w = 454,2$$

$$\alpha_w = 5,905 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$$

$$\lambda = 0,026 \text{ W/(m.K)}$$

Fluent çözüm sonuçlarından okunan taban Nusselt sayısı ile konveksiyon katsayısı arasında,

$$Nu_w = \frac{\alpha_w \cdot L}{\lambda} \quad (5.2)$$

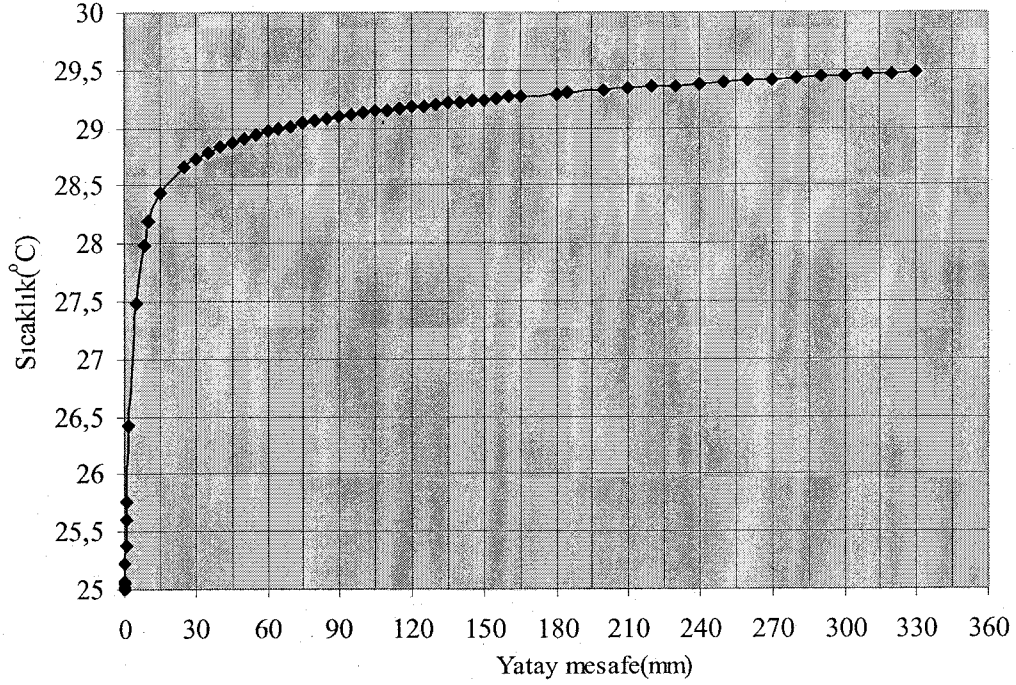
şeklinde bir ilişkinin olduğu görülmektedir. Taban karakteristik uzunluğu $L = 2\text{m}$ olarak alınmıştır.

Çizelge 5.1 ve 5.2 karşılaştırıldığında aynı hücre sayısına rağmen hücrelerin yüzeyde daha sık yerleştirildiği çizelge 5.2 de Nusselt sayısının üç katın üzerinde arttığı görülmektedir. Yüzeylerden merkeze doğru genişleyen hücre yapısının kullanıldığı bu çalışmada hücre sayısı 110000 dir. Bu sayının seçilmesinin sebebi son iki hücre sayısında (56000 ile 110000) Nusselt sayısının değişme oranının çok küçük olmasıdır. Hücre sayısı iki katına çıkmasına rağmen Nusselt sayısı 450,36 dan 454,21 e artmıştır. Bu değer % 0,85 lik bir artışa karşılık gelmektedir. En küçük hücre ile en büyük hücre arasındaki büyüklük oranının 1/100 olarak

alınması yüzeydeki hücrelerin sınır tabaka kalınlığından çok küçük değerlere sahip olması anlamına gelir. Ancak merkezdeki hücrelerin çok büyük olmasının hassasiyeti etkileyip etkilemediğinin tespiti için yüzey sınırında kondüksiyon ısısının konveksiyon ısısına eşit olup olmadığı kontrol edilmelidir. Bu amaçla 2x2,5x2m boyutlu bir odanın duvarının orta noktasından ($Y = 1,25\text{m}$ ve $Z = 1\text{m}$) oda merkezine doğru yatay olarak çizilen bir çizgi üzerinde değişik noktalarda hesaplanan sıcaklık değerleri çizelge 5.3 ve şekil 5.1 de verilmiştir.

Çizelge 5.3 Taban boyutları 2x2m, yüksekliği 2,5m olan bir odada duvarın orta noktasından merkeze doğru çizilen yatay çizgi üzerinde değişik noktalarda sıcaklık değerleri

x (mm)	Sıcaklık (°C)	x (mm)	Sıcaklık (°C)	x (mm)	Sıcaklık (°C)
0	25	50	28,912	150	29,2444
0,01	25,0076	55	28,9418	155	29,2536
0,02	25,0151	60	28,9716	160	29,2628
0,03	25,0227	65	28,9952	165	29,272
0,06	25,0454	70	29,0184	180	29,2964
0,1	25,0757	75	29,0415	185	29,3039
0,3	25,2271	80	29,0596	200	29,3264
0,5	25,3784	85	29,0778	210	29,341
0,8	25,6055	90	29,0959	220	29,3536
1	25,7568	95	29,1122	230	29,3661
2	26,432	100	29,1266	240	29,3786
5	27,4783	105	29,1409	250	29,3911
8	27,9919	110	29,1553	260	29,403
10	28,191	115	29,169	270	29,4142
15	28,4298	120	29,1804	280	29,4253
25	28,6628	125	29,1919	290	29,4365
30	28,7351	130	29,2033	300	29,4477
35	28,7886	135	29,2148	310	29,4588
40	28,8369	140	29,226	320	29,47
45	28,8759	145	29,2352	330	29,4812



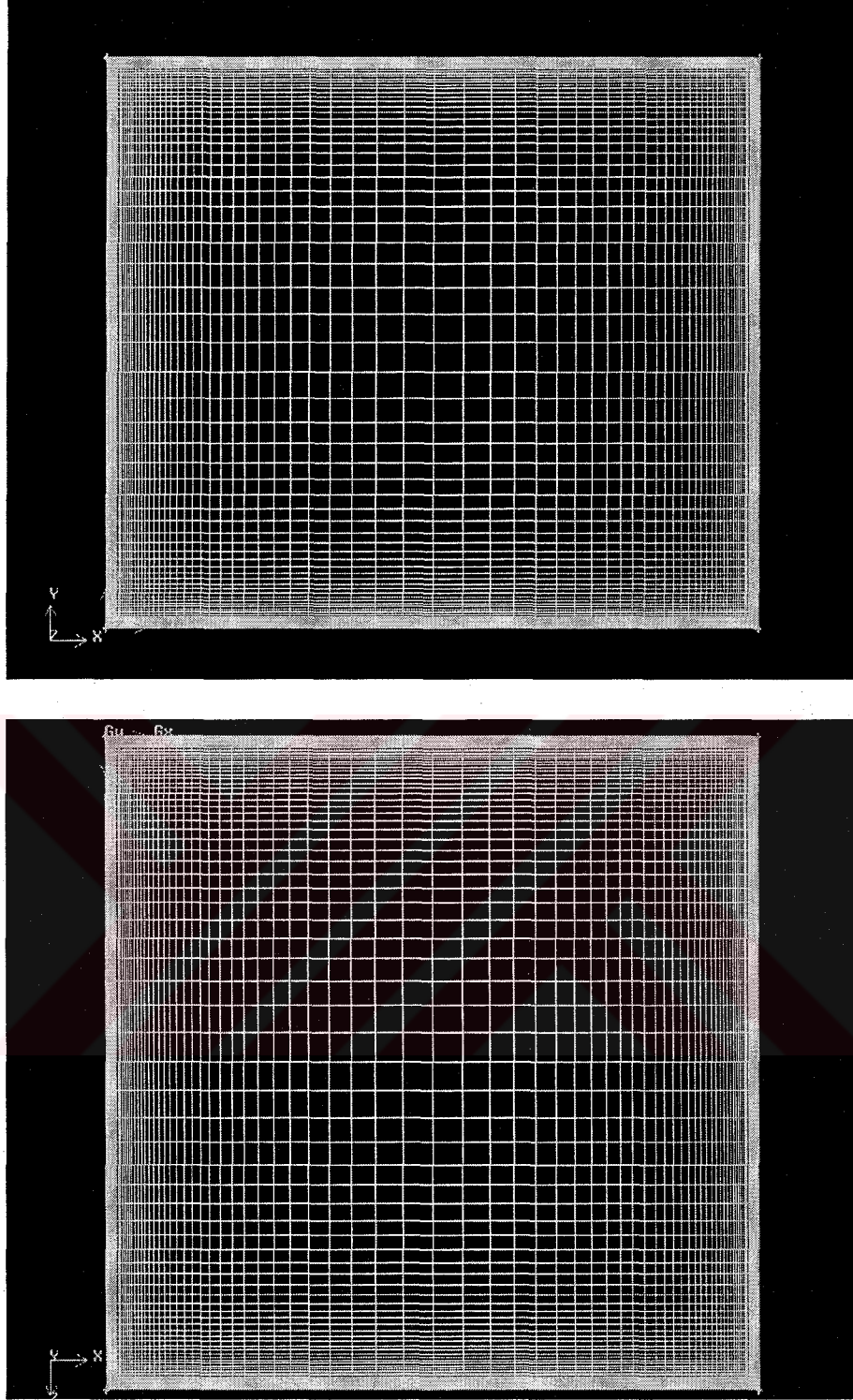
Şekil 5.1 Duvar yüzeyinden merkeze doğru sıcaklık değişimi
(2x2,5x2m) Y=1,25m,Z=1m

Duvar yüzey sıcaklığının sınır şartı olarak 25 °C şeklinde tanımlandığı bu problemde ortam sıcaklığının duvara yakın bölgede (sınır tabaka bölgesinde) hızlı bir şekilde değiştiği belirli noktadan sonra artış oranının düştüğü şekilden görülmektedir. Yüzeydeki kondüksiyon ısısı serbest akış bölgesindeki konveksiyon ısısına eşitlenerek duvar konveksiyon katsayısı, α_d ,

$$-\lambda \cdot \frac{dT}{dx} = \alpha_d \cdot (T_i - T_d) \Rightarrow$$

$$\alpha_d = \frac{-\lambda \cdot \frac{dT}{dx}}{(T_i - T_d)} = \frac{0,0274 \cdot (25,0076 - 25)}{0,01 \cdot 10^{-3}} = 4,628 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

olarak hesaplanabilir. Duvar yüzeyinde program tarafından hesaplanan konveksiyon katsayısı $\alpha_d = 4,7 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$ olup sapma oranı % 1,53 olarak görülmektedir. Bunun anlamı merkezdeki hücrenin büyük seçilmesinden dolayı fazla bir kayıp olmamaktadır. Böylece bu nümerik çalışmada yüzeydeki hücre ile merkezdeki hücre arasındaki oranın 1/100, hücre sayısının 110000, ortalama hücre büyüklüğünün ise 4x4x4cm alınması uygun görülmüştür. Bu şekilde hücrelere bölünmüş olan 2x1,75x2m boyutlu bir odanın önden ve üstten görünümü şekil 5.2 de verilmiştir. Şekilde hücrelerin büyük bir kısmı yüzeylere yakın bölgelerde yer almaktadır.



Şekil 5.2 Gambit'te çizimi yapılan odanın tüm yüzeylerden merkeze doğru 1/100 oranında genişleyerek hücrelere bölünmesi

5.1.2 Deneysel ve Sayısal Bulguların Karşılaştırılması

Üçüncü deneyde 1x0,85x1m boyutlarındaki odada yalıtımsız taban ve iki farklı kısmi taban yalıtım şartlarında elde edilen bulguları sayısal bulgularla karşılaştırmak için deneyle aynı

şartlarda sayısal çözümler yapıldı. Deneysel ve sayısal bulgular çizelge 5.4 te karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.4 Kısmi taban yalıtımlı ve taban yalıtımsız durumda deneysel ve sayısal bulguların karşılaştırılması

Deneysel bulgular									Sayısal bulgular			
Yalıtım durumu	D deney no	T_w (°C)	T_d (°C)	T_t (°C)	T_i (°C)	Q_{wT}	Q_w	α_w w/(m ² K)	T_i (°C)	Q_w	α_w w/m ² K	Sapma %
Yalıtımsız taban	1	38,72	25,78	27	28,28	125	53,12	5,088	28,57	43,51	4,286	15,7
	2	38,65	26,52	27,64	28,84	120	52,35	5,336	29,13	40,1	4,211	21
Tabanda	3	36,13	22,83	23,98	24,95	115	57,59	6,644	25,58	40,72	4,978	33
10 adet	4	35,89	22,25	23,3	24,38	120	61,293	6,87	25,24	42,71	5,172	24
15x15cm	5	36,9	23,3	24,25	25,5	118	58,65	6,638	26,14	42	5,034	24
yalıtım	6	37,13	24,27	25,3	26,41	110	53,59	6,448	26,95	37,77	4,787	25
Tabanda	7	39,31	15,02	16,12	19,15	180	92,584	7,177	18,44	81,3	6,086	15
16 adet	8	39,67	16,52	16,94	20,18	170	85,572	6,859	19,72	76,6	5,999	12
15x15	9	35,49	12,63	13,18	16,3	165	85,01	6,922	15,72	76,04	6,01	13
cm	10	35,48	13,75	14,13	16,95	160	83,781	7,063	16,64	71,28	5,912	16
yalıtım	11	33,59	14,27	14,87	17,17	140	72,666	6,915	16,91	60,6	5,677	17

yapılan deney sonuçlarının aynı şartlarda yapılan sayısal çalışmanın sonuçlarından % 15–20 büyük olduğu görülmektedir. Deneysel ve sayısal bulgular karşılaştırıldıktan sonra yalıtımsız taban ve kısmen yalıtımlı taban şartlarında ısı transferi değişik oda boyutları ve ısı şartları için sayısal olarak incelendi.

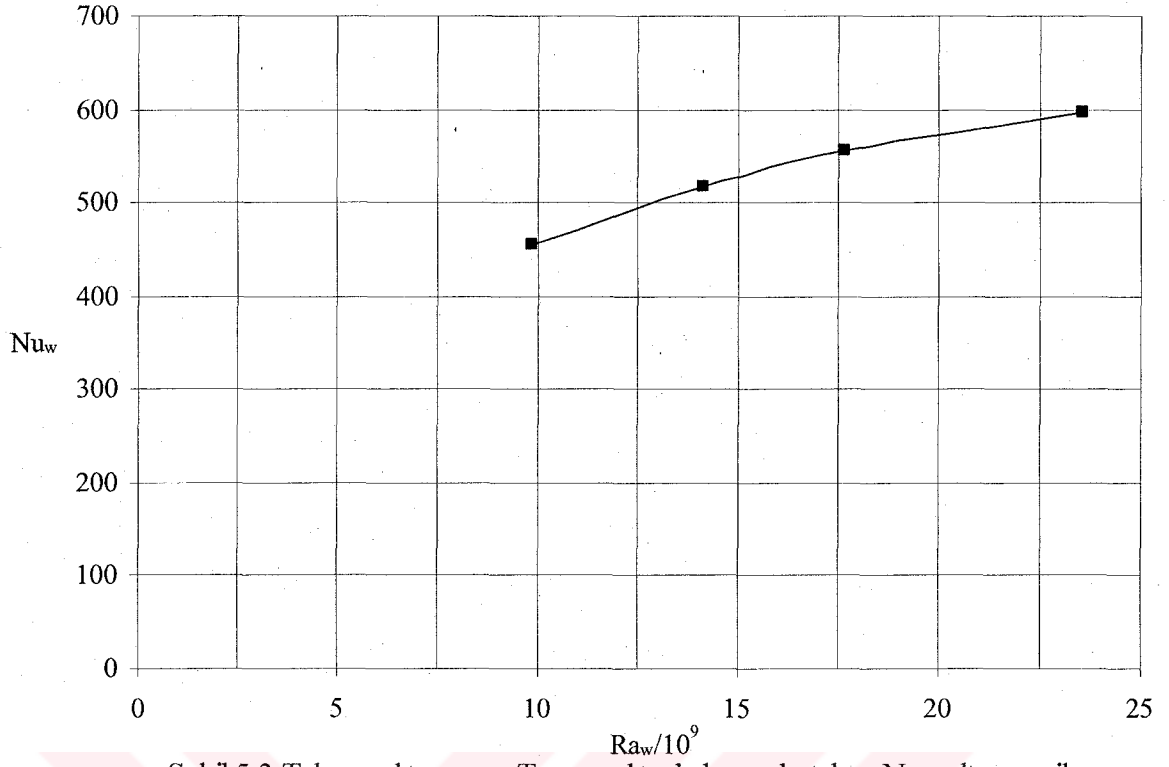
5.1.3 Yalıtımsız Tabanda Isı Transferi

Daha önce belirtildiği gibi döşemeden ısıtılan bir odada taban Nusselt sayısı, taban , duvar ve tavan Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak ifade edilecektir. Tabanı yalıtımsız olan döşemeden ısıtmalı bir odada ısı transferi iki adımda incelenecektir. Birinci adımda tavan yalıtılarak ısı transferi sayısal olarak incelenecektir. Tavanın yalıtılmasındaki amaç, taban ve duvar rayleigh sayılarının taban Nusselt sayısına etkilerini daha iyi görebilmektir. Çünkü yalıtımlı tavan durumunda tavan Rayleigh sayısı sıfır olup, taban Nusselt sayısı sadece taban ve duvar Rayleigh sayılarının fonksiyonu olacaktır. Çalışmada bütün duvarlar eşit sıcaklıkta tutulacaktır. Yalıtımlı tavan durumunda taban Nusselt sayısı belirlendikten sonra ikinci

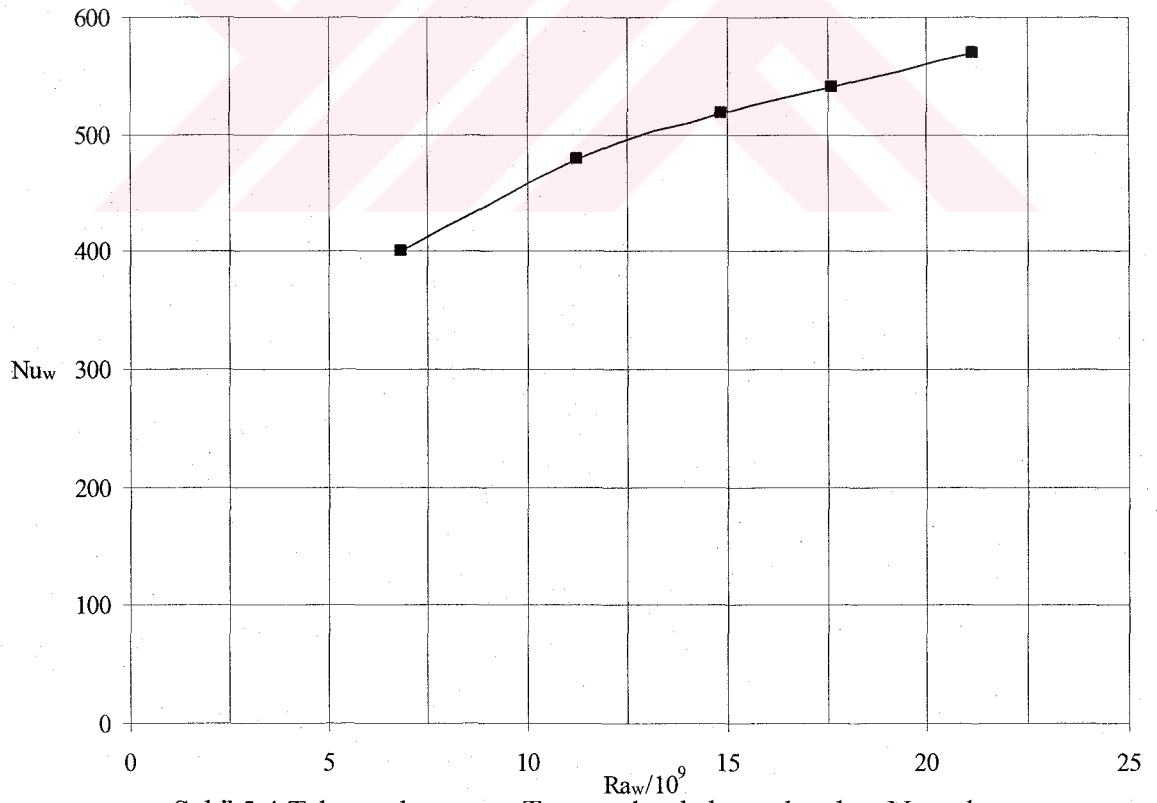
adımında tavan Rayleigh sayısının taban Nusselt sayısına etkilerini tespit etmek için yalıtımsız tavan durumunda ısı transferi sayısal olarak incelenecektir. Bu amaçla belirli duvar sıcaklığında taban ve tavan sıcaklıkları değiştirilerek taban Nusselt sayısı incelenecektir. Elde edilecek olan Nusselt sayısı taban, duvar ve tavan Rayleigh sayılarının fonksiyonu olacaktır. Birinci adımda elde edilecek olan sonuçlar sadece taban ve duvar Rayleigh sayılarının fonksiyonu olacağından dolayı her iki sonucun karşılaştırılmasıyla tavan Rayleigh sayılarının Taban Nusselt sayısı üzerindeki etkisi belirlenmiş olacaktır.

5.1.3.1 Yalıtımlı Tavan Durumunda Isı Transferi

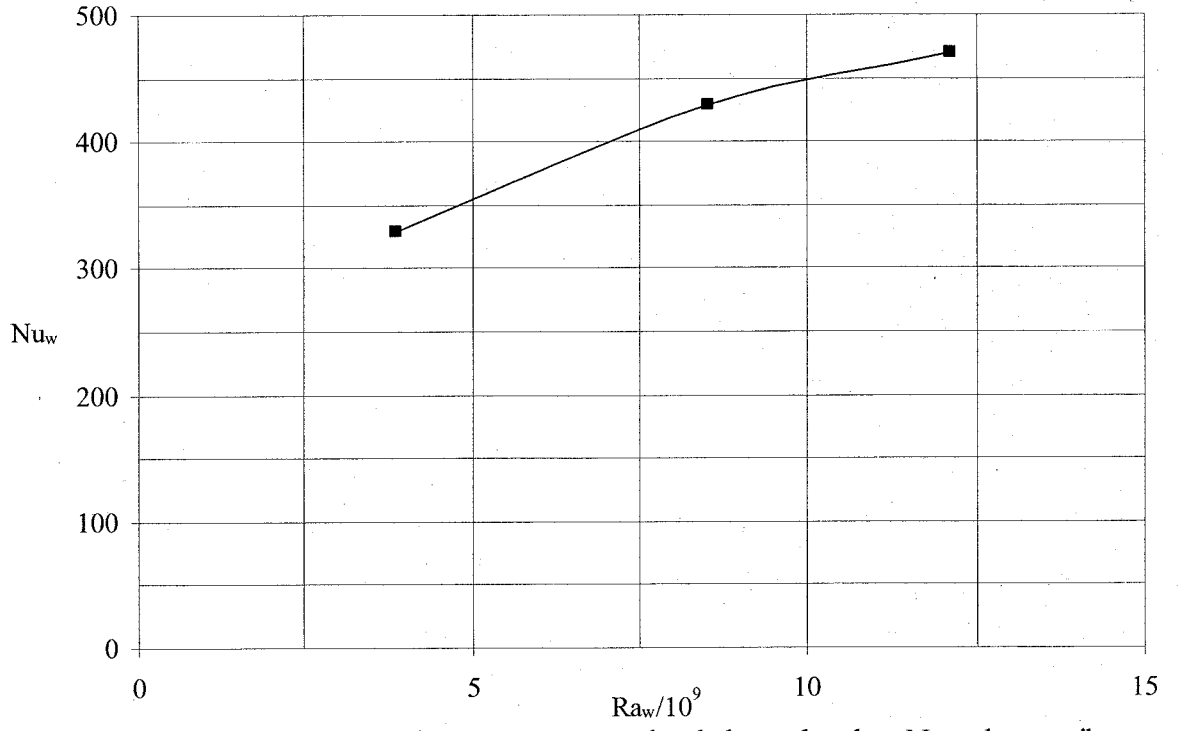
Tabanda kısmi yalıtımın yapılmadığı döşemeden ısıtılmalı bir odada taban Nusselt sayısını taban ve duvar Rayleigh sayılarının fonksiyonu olan bir denklem halinde elde etmek amacıyla taban boyutları 2x2m, duvar yüksekliği 1,75m olan tavanı yalıtımlı bir odada duvar sıcaklığı sabit tutulup, taban sıcaklıkları 27-57 °C arasında değiştirilerek ısı transferi incelendi. Tavan yalıtımlı olduğundan, tavan sıcaklığı oda sıcaklığına eşit olarak kabul edildi. İnceleme 10-15-20 ve 25 °C duvar sıcaklıkları için tekrarlandı. Böylece değişik taban ve duvar Rayleigh sayıları için sonuçlar elde edildi. Dört ayrı duvar sıcaklığında taban Nusselt sayısı ile taban Rayleigh sayısı arasındaki ilişki şekil 5.3 – 5.6 da, taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ise şekil 5.7 – 5.10 da verilmiştir.



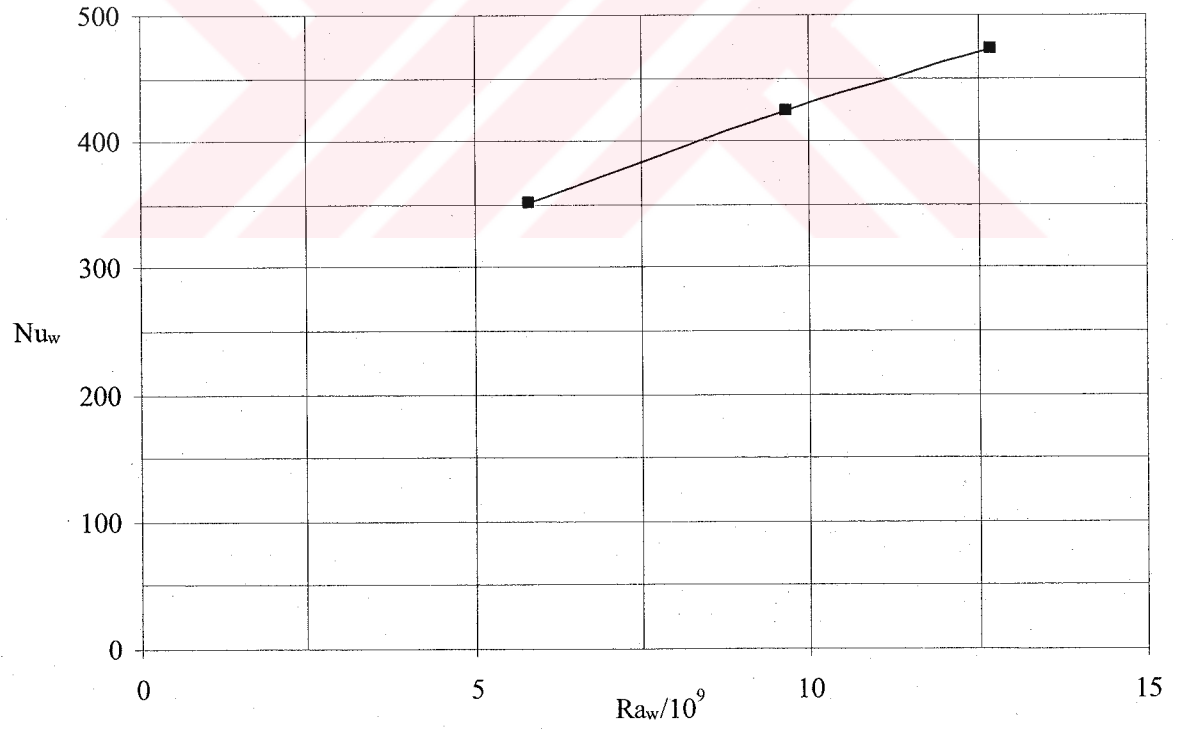
Şekil 5.3 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2 \text{ m}$ ve $T_d = 10^\circ \text{C}$, $T_t = 15-28^\circ \text{C}$)



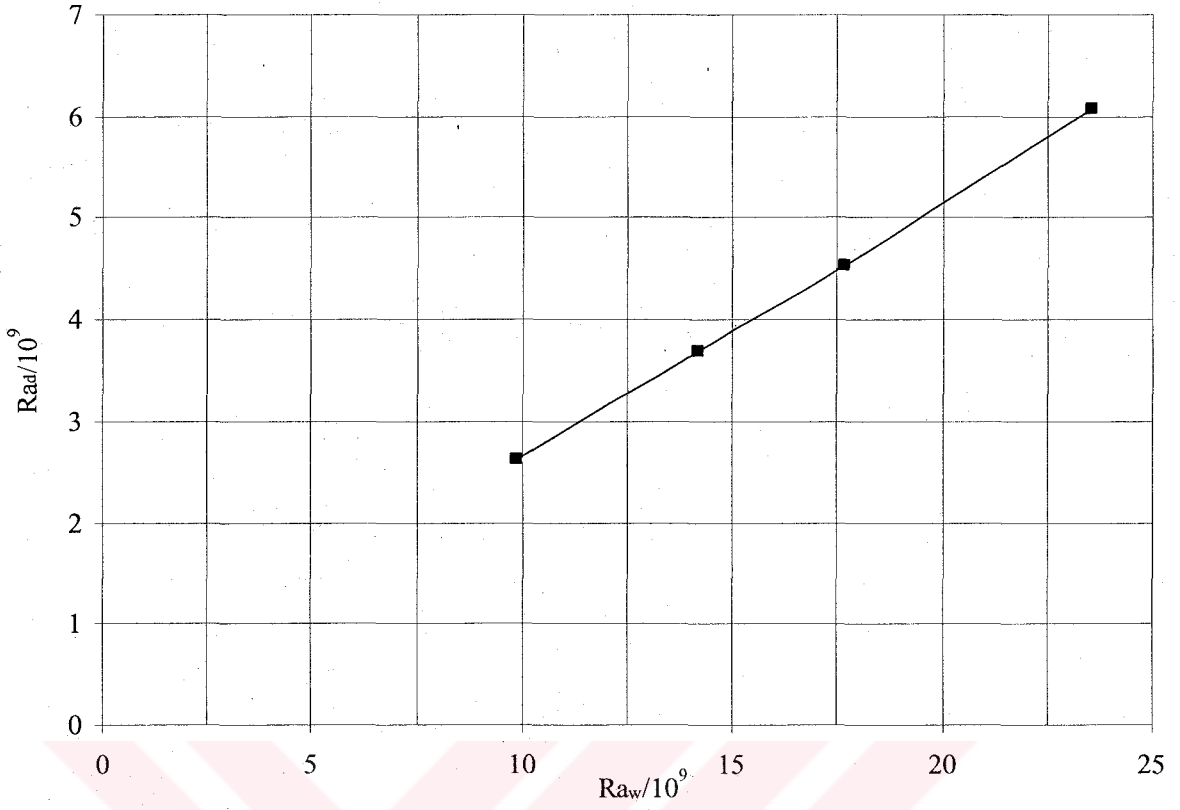
Şekil 5.4 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2 \text{ m}$ ve $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 18-32^\circ \text{C}$)



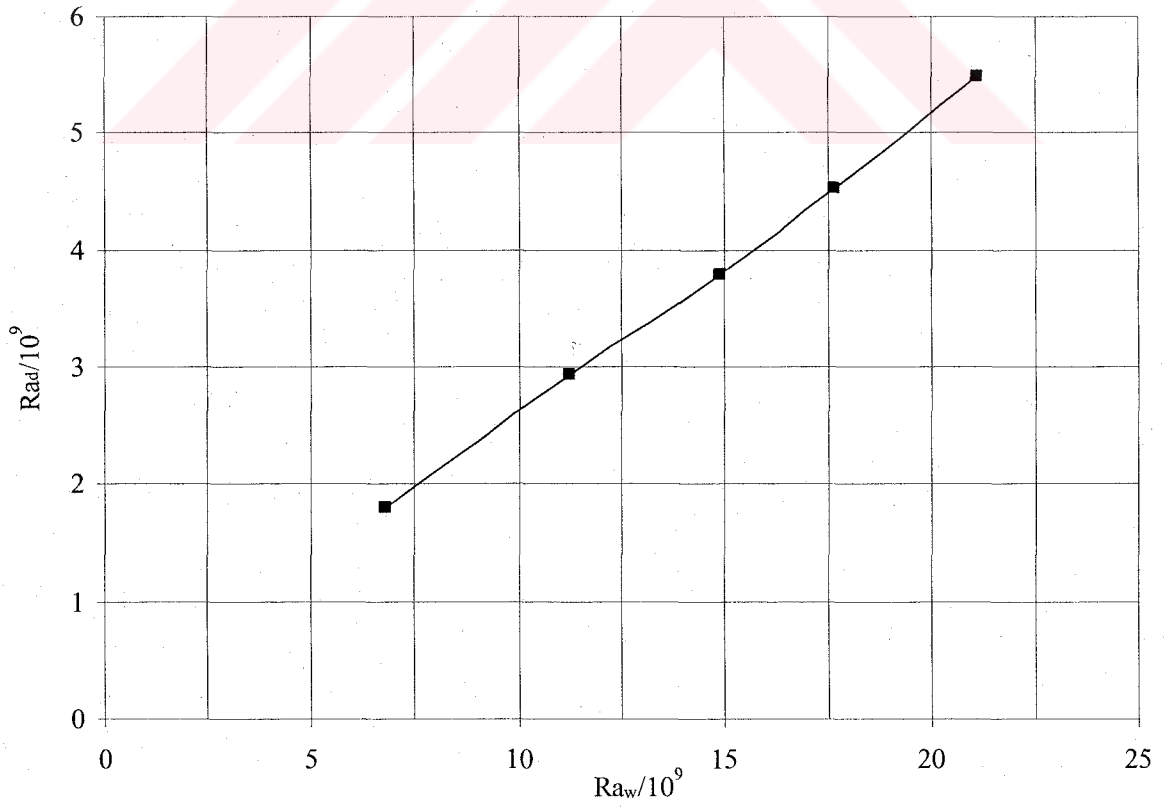
Şekil 5.5 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2 \text{ m}$ ve $T_d = 20^\circ \text{C}$, $T_t = 22-28^\circ \text{C}$)



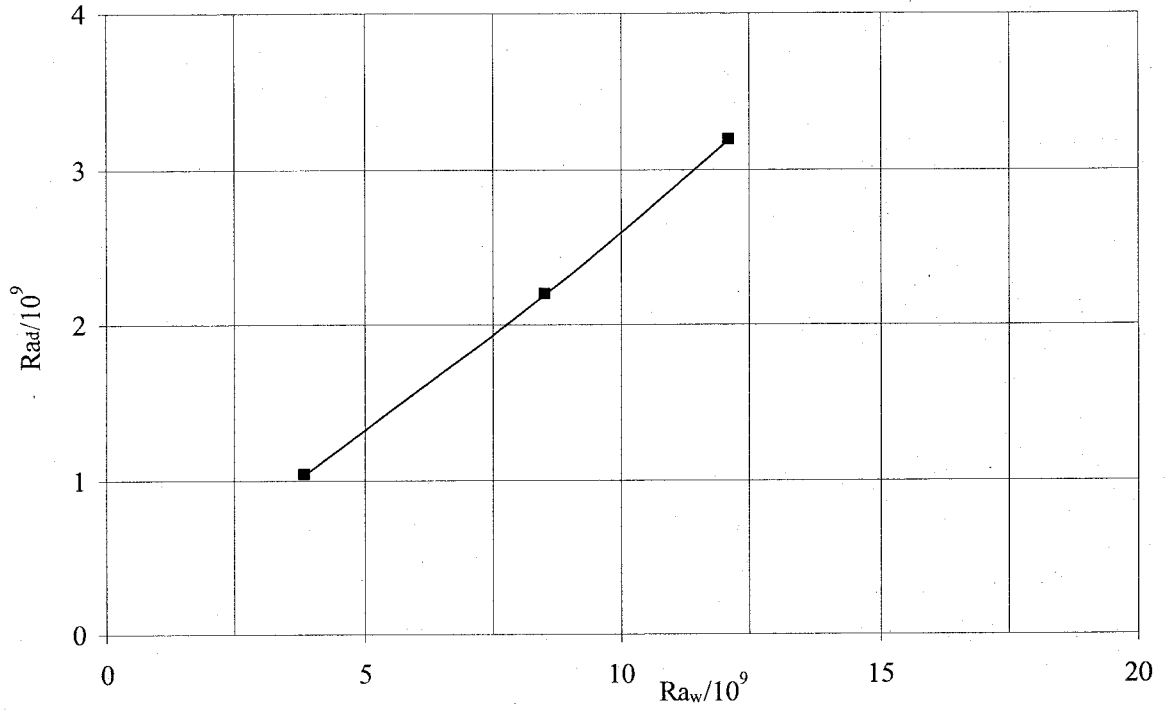
Şekil 5.6 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2 \text{ m}$ ve $T_d = 25^\circ \text{C}$, $T_t = 28-34^\circ \text{C}$)



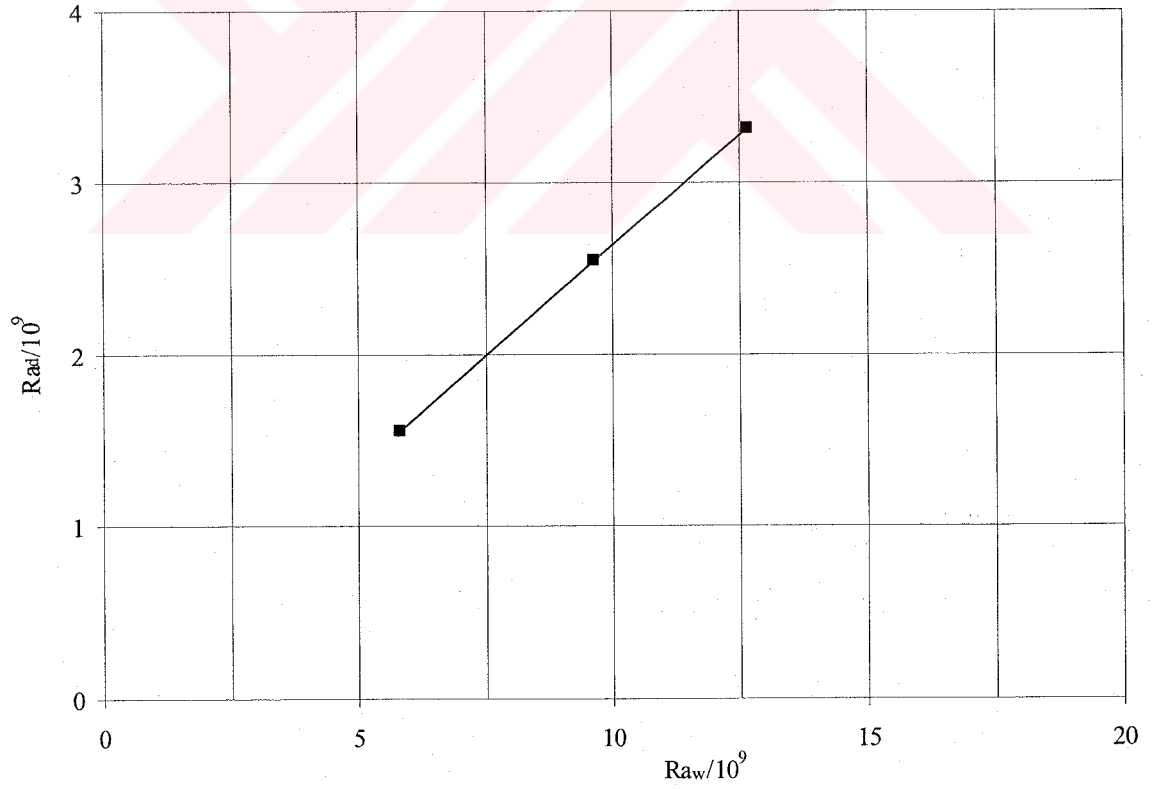
Şekil 5.7 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2 \text{ m}$ ve $T_d=10^\circ\text{C}$, $T_t=15-28^\circ\text{C}$)



Şekil 5.8 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2 \text{ m}$ ve $T_d=15^\circ\text{C}$, $T_t=18-32^\circ\text{C}$)



Şekil 5.9 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2$ m ve $T_d=20^\circ\text{C}$, $T_t=22-28^\circ\text{C}$)



Şekil 5.10 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2$ m ve $T_d=25^\circ\text{C}$, $T_t=28-34^\circ\text{C}$)

Şekil 5.3 – 5.6 da taban Nusselt sayılarının duvar sıcaklıkları ile ters orantılı değişimleri görülmektedir. Farklı duvar yüksekliklerinde Nusselt sayısının değişimini incelemek için taban boyutları sabit tutularak 1m – 2,5m ve 3,25m duvar yükseklikleri için aynı işlemler tekrarlandı. Farklı duvar yüksekliklerinde taban Nusselt sayıları elde edilerek değişik duvar Rayleigh sayılarının taban Nusselt sayısı üzerindeki etkileri incelendi. Değişik taban boyutlarında tabandaki Nusselt sayısının değişimini incelemek için her bir duvar yüksekliğinde taban boyutlarının 1x1m – 4x4m – 6x6m değerleri için duvar ve taban sıcaklıkları da değiştirilerek taban Nusselt sayısı hesaplandı. Yalıtımsız taban ve yalıtımlı tavan durumunda farklı duvar yükseklikleri ve taban boyutları için elde edilen değerlerin tümü kullanılarak tabandaki Nusselt sayısı taban ve duvar Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak ifade edilecektir. Taban ve duvar Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak, tabandaki Nusselt sayısı

$$Nu_w = C_1.Ra_w^m + C_2.Ra_d^n \quad (5.3)$$

şeklinde ifade edilebileceği düşünülerek bu denklemin çözümünden C_1 , m , C_2 ve n sabitleri tespit edilecektir. Ancak elde edilecek denklemde tavan ısı şartlarının da göz önüne alınması durumunda geçerli olması için duvar Rayleigh sayısı yerine hem duvarın hem de tavanın Rayleigh sayılarının alan ağırlıklı ortalamasından oluşan ortak bir Rayleigh sayısının, Ra_{dt} , tanımlanması daha uygun olacaktır. Dolayısıyla taban Nusselt sayısı

$$Nu_w = C_1.Ra_w^m + C_2.Ra_{dt}^n \quad (5.4)$$

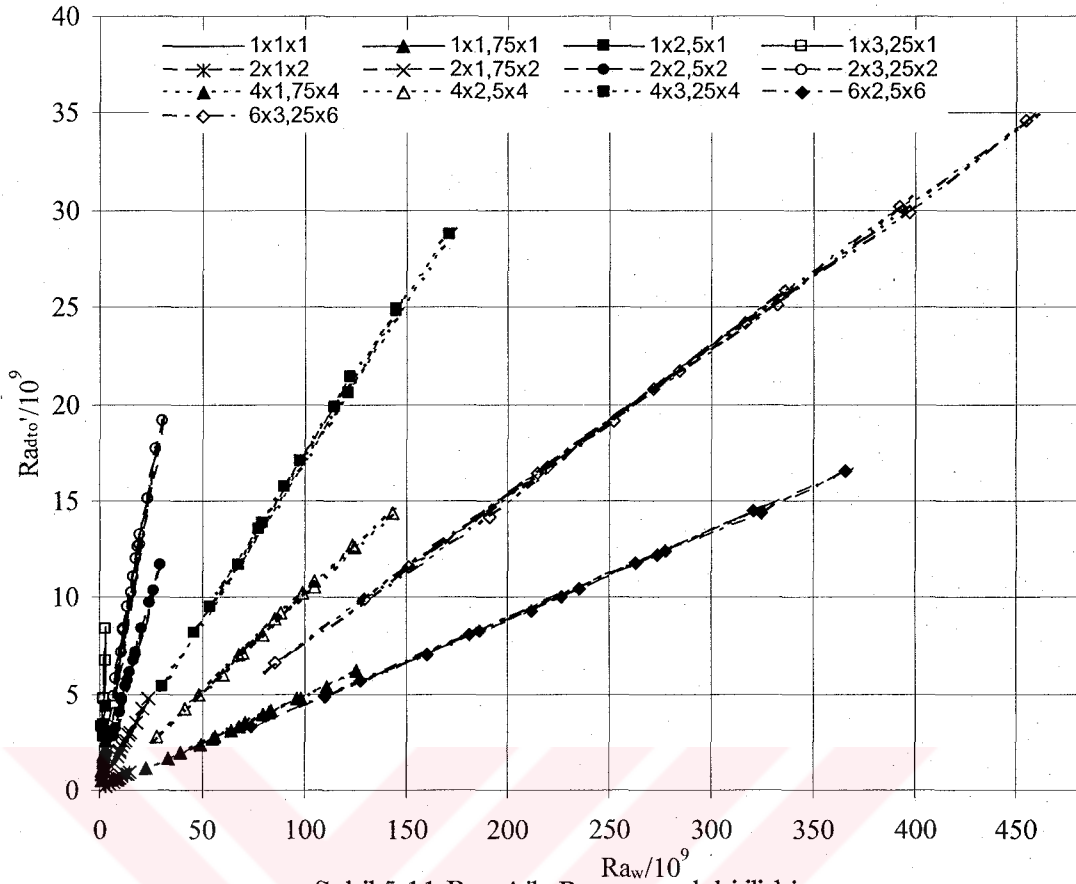
eşitliği ile ifade edilecektir. Üç temel değişkenden (Nu_w , Ra_w ve Ra_{dt}) ve dört bilinmeyenenden oluşan bu denklemin çözümünü kolaylaştırmak için Ra_w ile Ra_{dt} arasında bir ilişki kurulabilir. Bu bağlamda öncelikle Ra_{dt} değeri için bir eşitliğin tanımlanması gerekmektedir. Bunun için önce,

$$Ra_{dt}' = \frac{Ra_d.A_d + Ra_t.A_t}{A_d + A_t} \quad (5.5)$$

şeklinde bir eşitlik öngörülmektedir. Eşitlik yalıtımlı tavan için,

$$Ra_{dto}' = \frac{Ra_d.A_d}{A_d + A_t} \quad (5.6)$$

şeklinde yazılabilir. Yalıtımlı tavan için elde edilen tüm değerler kullanılarak elde edilen Ra_w ile Ra_{dto}' arasındaki ilişki şekil 5.11 de gösterilmektedir.



Şekil 5.11 Ra_{dto}' ile Ra_w arasındaki ilişki

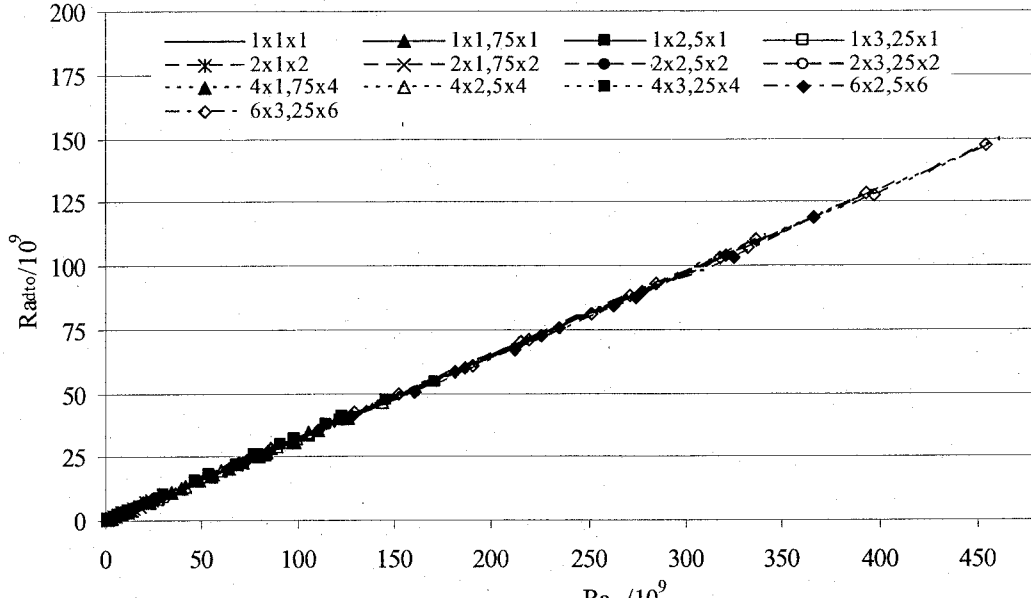
Şekil 5.11 incelendiğinde Ra_{dto}' ile Ra_w arasındaki eğrilerin duvar yükseklikleriyle ters orantılı, taban boyutlarıyla doğru orantılı bir şekilde değiştiği görülmektedir. Ayrıca eğriler arasında eğim farkı da vardır. Rayleigh sayıları arasında bir ilişkinin kurulabilmesi için Ra_{dto}' eşitliğinin

$$Ra_{dto}' = \frac{Ra_d \cdot A_d}{A_d + A_t} \cdot \frac{a \cdot L^b}{H^c}$$

şeklinde düzenlenmesi uygun olacaktır. Şekil 5.11 den a, b ve c değerlerinin 1 den büyük değerler olduğu görülmektedir. Bu bilgiler doğrultusunda deneme yanılma yöntemiyle $a = 1,25$ ve $b = c = 2$ değerlerinde eğrilerin çakışmaları sağlanmıştır. Yalıtımlı tavan için elde edilen tüm değerler kullanılarak aşağıdaki eşitlik yazılır.

$$Ra_{dto} = \frac{1,25 \cdot Ra_d \cdot A_d}{A_d + A_t} \cdot \left(\frac{L}{H}\right)^2 \quad (5.7)$$

Ra_{dto} ile Ra_w arasındaki ilişki şekil 5.12 de gösterilmiştir.



Şekil 5.12 Ra_{dto} ile Ra_w arasındaki ilişki

Ra_{dto} ile Ra_w arasındaki ilişki tek eğri haline getirildikten sonra eğri uydurma yöntemiyle

$$Ra_{dto} = 0,3583.Ra_w^{0,9957} \quad (5.8)$$

$$R^2 = 0,9996$$

eşitliği yazılabilir. Yalıtımsız tavan için

$$Ra_{dt} = \frac{1,25.Ra_d.A_d.\left(\frac{L}{H}\right)^2 + Ra_t.A_t}{A_d + A_t} \quad (5.9)$$

şeklinde olduğu kabul edilerek ve yalıtımlı tavan için elde edilen değerler kullanılarak; taban Nusselt sayısı

$$Nu_w = C_1.Ra_w^m + C_2.(0,3583.Ra_w^{0,9957})^n \quad (5.10)$$

eşitliği yazılabilir. İki değişkenden oluşan bu eşitliğin çözümünden

$$C_1 = 0,15, m = 0,339, C_2 = 0,01069 \text{ ve } n = 0,4166$$

elde edilir. Bu durumda tabandaki Nusselt sayısı aşağıda verildiği gibi olur:

$$Nu_w = 0,15.Ra_w^{0,339} + 0,01069.Ra_{dt}^{0,4166} \quad (5.11)$$

Ancak bu eşitlik yalıtımlı tavan için elde edilen değerlerin tümüne uygulandığında bazı noktalarda sapma oranları yüksek çıkmıştır. Sapma oranlarının düşürülmesi için 5.11 eşitliği

$$Nu_w = 0,15.Ra_w^{0,339} + 0,01069.Ra_{dt}^{0,4166} \cdot f_{dt} \quad (5.12)$$

Şeklinde yeniden düzenlenerek H/L nin iki farklı aralığında f_{dt} ,

$$f_{dt} = 0,8 \cdot \left(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H} \right)^{-0,2} \quad 3,25 \geq H/L > 0,5$$

$$f_{dt} = 1,2 \cdot \left(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H} \right)^{-0,04} \quad 0,5 \geq H/L > 0,166$$

Olarak bulunmuştur. Bu eşitliklerin yalıtımlı tavan hali için sayısal çözüm sonuçlarından elde edilen tüm değerlere uygulanması sonucu ortaya çıkan sapma oranları çizelge 5.5 te gösterilmiştir.



Çizelge 5.5 Yalıtımlı tavan durumunda sayısal çözüm sonuçları ile denklem 5.12 sonuçlarının karşılaştırılması

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _d (°C)	T _i (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
1x1x1	1	1	4	1	27	10	14,3	209,7	1,3E+09	4,3E+08	4,3E+08	216	-3
	1	1	4	1	47	10	19,1	260,1	2,2E+09	7,3E+08	7,3E+08	262	-0,9
	1	1	4	1	57	10	21,4	271,7	2,6E+09	8,2E+08	8,2E+08	275	-1,1
	1	1	4	1	27	15	18	183,7	8,8E+08	2,9E+08	2,9E+08	190	-3,4
	1	1	4	1	37	15	20,5	221,7	1,5E+09	4,8E+08	4,8E+08	226	-1,9
	1	1	4	1	47	15	22,8	242,1	1,9E+09	6,2E+08	6,2E+08	248	-2,5
	1	1	4	1	37	20	24,2	197,3	1,1E+09	3,6E+08	3,6E+08	205	-4
	1	1	4	1	47	20	26,7	221,2	1,6E+09	5,1E+08	5,1E+08	232	-4,8
	1	1	4	1	37	25	28	163,4	7,6E+08	2,5E+08	2,5E+08	180	-10
	1	1	4	1	47	25	30,5	194,2	1,2E+09	4,1E+08	4,1E+08	214	-10
1x1,75x1	1	1,75	7	1	27	10	12,6	243,5	1,5E+09	1,4E+09	5,1E+08	232	4,6
	1	1,75	7	1	37	10	14,1	279,3	2,1E+09	2E+09	7,3E+08	264	5,5
	1	1,75	7	1	47	10	15,5	302,9	2,7E+09	2,5E+09	9E+08	286	5,7
	1	1,75	7	1	57	10	16,9	318,7	3,1E+09	2,9E+09	1E+09	301	5,42
	1	1,75	7	1	27	15	16,9	213,7	1E+09	1E+09	3,6E+08	204	4,8
	1	1,75	7	1	37	15	18,3	258,5	1,7E+09	1,6E+09	5,8E+08	243	5,9
	1	1,75	7	1	47	15	19,8	284,7	2,3E+09	2,1E+09	7,6E+08	269	5,6
	1	1,75	7	1	27	20	21,1	174	5,7E+08	5,7E+08	2E+08	167	4
	1	1,75	7	1	37	20	22,6	233	1,3E+09	1,2E+09	4,4E+08	220	5,7
	1	1,75	7	1	47	20	24	261,3	1,8E+09	1,7E+09	6,1E+08	250	4,2
1x2,5x1	1	2,5	10	1	27	10	11,9	265,9	1,6E+09	3,1E+09	5,6E+08	242	9,03
	1	2,5	10	1	37	10	12,5	298,8	2,4E+09	3,8E+09	6,8E+08	274	8,25
	1	2,5	10	1	47	10	13,3	320,1	3,1E+09	4,7E+09	8,6E+08	300	6,41
1x3,25x1	1	3,25	13	1	27	10	11,4	258,2	1,7E+09	5,1E+09	5,6E+08	248	3,9
	1	3,25	13	1	37	10	12,1	284,9	2,5E+09	7,2E+09	8E+08	284	0,3
	1	3,25	13	1	47	10	12,8	302,2	3,3E+09	9,1E+09	1E+09	310	-3
	1	3,25	13	1	27	15	16	234,1	1,1E+09	3,6E+09	3,9E+08	216	7,5

Çizelge 5.5 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _d (°C)	T _i (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
2x1x2	2	1	8	4	27	10	17,3	466,2	7,7E+09	7,2E+08	2,4E+09	437	6,2
	2	1	8	4	37	10	21,6	530,1	1,1E+10	1E+09	3,4E+09	494	6,9
	2	1	8	4	47	10	25,6	556,2	1,3E+10	1,2E+09	4,1E+09	530	4,7
	2	1	8	4	57	10	30,1	573,3	1,5E+10	1,4E+09	4,6E+09	552	3,6
	2	1	8	4	27	15	20,1	410,1	5,4E+09	5E+08	1,7E+09	384	6,3
	2	1	8	4	37	15	24,3	484,5	8,8E+09	8,1E+08	2,7E+09	458	5,5
	2	1	8	4	47	15	28,7	516,5	1,1E+10	1E+09	3,5E+09	500	3,2
	2	1	8	4	57	15	33,1	543,1	1,3E+10	1,2E+09	4,1E+09	527	2,9
	2	1	8	4	67	15	37,3	564,3	1,4E+10	1,3E+09	4,5E+09	545	3,3
	2	1	8	4	27	20	23	335,6	3,1E+09	2,8E+08	9,4E+08	316	5,9
	2	1	8	4	37	20	27,2	428,8	6,7E+09	6,1E+08	2E+09	415	3,3
	2	1	8	4	47	20	31,6	475,1	9,3E+09	8,7E+08	2,9E+09	468	1,5
	2	1	8	4	57	20	35,9	512	1,1E+10	1,1E+09	3,5E+09	502	2
	2	1	8	4	37	25	30,1	359,8	4,6E+09	4,3E+08	1,4E+09	365	-1
	2	1	8	4	47	25	34,4	435,3	7,5E+09	7E+08	2,3E+09	433	0,5
	2	1	8	4	57	25	38,7	484,3	9,6E+09	9E+08	3E+09	474	2,1
2x1,75x2	2	1,75	14	4	27	10	14,8	456,1	9,9E+09	2,6E+09	3,3E+09	442	3,2
	2	1,75	14	4	37	10	17,6	518,5	1,4E+10	3,7E+09	4,7E+09	500	3,5
	2	1,75	14	4	47	10	20,2	556,6	1,8E+10	4,5E+09	5,8E+09	540	2,9
	2	1,75	14	4	77	10	28,6	597,3	2,4E+10	6,1E+09	7,7E+09	598	-0
	2	1,75	14	4	27	15	18,4	400,2	6,8E+09	1,8E+09	2,3E+09	388	3,1
	2	1,75	14	4	37	15	21,2	479,7	1,1E+10	2,9E+09	3,7E+09	462	3,7
	2	1,75	14	4	47	15	23,8	518,8	1,5E+10	3,8E+09	4,8E+09	509	2
	2	1,75	14	4	57	15	26,6	540,8	1,8E+10	4,5E+09	5,7E+09	540	0,2
	2	1,75	14	4	77	15	32,3	570	2,1E+10	5,5E+09	7E+09	576	-1
	2	1,75	14	4	27	20	22	328,5	3,9E+09	1E+09	1,3E+09	318	3
	2	1,75	14	4	37	20	24,7	428,2	8,5E+09	2,2E+09	2,8E+09	419	2,1
	2	1,75	14	4	47	20	27,6	470,3	1,2E+10	3,2E+09	4E+09	474	-1
	2	1,75	14	4	37	25	28,4	351,3	5,8E+09	1,6E+09	2E+09	368	-5
	2	1,75	14	4	47	25	31,2	423,5	9,7E+09	2,5E+09	3,2E+09	438	-4
	2	1,75	14	4	57	25	34	472,5	1,3E+10	3,3E+09	4,2E+09	482	-2

Çizelge 5.5 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _d (°C)	T _i (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
2x2,5x2	2	2,5	20	4	27	10	13,5	487,3	1,1E+10	5,7E+09	3,8E+09	468	3,9
	2	2,5	20	4	37	10	15,4	553,4	1,6E+10	8,1E+09	5,4E+09	533	3,6
	2	2,5	20	4	47	10	17,4	596,9	2,1E+10	1E+10	6,7E+09	579	3
	2	2,5	20	4	57	10	19,2	625,4	2,4E+10	1,2E+10	7,8E+09	613	2
	2	2,5	20	4	77	10	22,9	652,1	3E+10	1,4E+10	9,3E+09	656	-1
	2	2,5	20	4	27	15	17,5	430,6	7,7E+09	3,9E+09	2,6E+09	410	4,9
	2	2,5	20	4	37	15	19,5	516,2	1,3E+10	6,4E+09	4,3E+09	491	4,9
	2	2,5	20	4	47	15	21,4	564,7	1,7E+10	8,4E+09	5,6E+09	544	3,7
	2	2,5	20	4	57	15	23,2	591,4	2,1E+10	1E+10	6,7E+09	581	1,8
	2	2,5	20	4	77	15	27,1	604,5	2,6E+10	1,2E+10	8,3E+09	627	-4
	2	2,5	20	4	27	20	21,5	352,8	4,3E+09	2,2E+09	1,5E+09	335	4,9
	2	2,5	20	4	37	20	23,5	467,7	9,7E+09	4,8E+09	3,2E+09	444	5,1
	2	2,5	20	4	47	20	25,4	514,5	1,4E+10	6,9E+09	4,6E+09	507	1,5
	2	2,5	20	4	57	20	27,4	528,6	1,8E+10	8,6E+09	5,7E+09	547	-4
	2	2,5	20	4	37	25	27,5	369	6,6E+09	3,3E+09	2,2E+09	388	-5
	2	2,5	20	4	47	25	29,5	454,6	1,1E+10	5,5E+09	3,7E+09	465	-2
2x3,25x2	2	2,5	20	4	57	25	31,5	507,5	1,5E+10	7,3E+09	4,9E+09	514	-1
	2	3,25	26	4	27	10	12,6	480,6	1,2E+10	9,6E+09	4E+09	486	-1
	2	3,25	26	4	37	10	14,1	535,4	1,8E+10	1,4E+10	5,7E+09	555	-4
	2	3,25	26	4	47	10	15,5	571,2	2,3E+10	1,7E+10	7,1E+09	605	-6
	2	3,25	26	4	57	10	16,9	596,1	2,8E+10	2E+10	8,4E+09	644	-8
	2	3,25	26	4	27	15	16,9	432,6	8,3E+09	6,6E+09	2,7E+09	424	2,1
	2	3,25	26	4	37	15	18,4	504,6	1,4E+10	1,1E+10	4,5E+09	509	-1
	2	3,25	26	4	47	15	19,8	546,6	1,9E+10	1,5E+10	6E+09	567	-4
	2	3,25	26	4	57	15	21,2	572,9	2,4E+10	1,7E+10	7,2E+09	609	-6
	2	3,25	26	4	77	15	23,9	606	3,1E+10	2,2E+10	9E+09	666	-9,9
	2	3,25	26	4	27	20	21,1	364,6	4,6E+09	3,8E+09	1,6E+09	346	5
	2	3,25	26	4	37	20	22,6	465,6	1E+10	8,2E+09	3,4E+09	459	1,4
	2	3,25	26	4	47	20	24,1	512,5	1,6E+10	1,2E+10	4,8E+09	527	-3
	2	3,25	26	4	57	20	25,4	538,2	2E+10	1,5E+10	6E+09	573	-7
	2	3,25	26	4	37	25	26,9	395,5	7E+09	5,7E+09	2,3E+09	401	-1
	2	3,25	26	4	47	25	28,4	453	1,2E+10	9,5E+09	3,9E+09	482	-7
	2	3,25	26	4	57	25	29,9	498,1	1,6E+10	1,3E+10	5,2E+09	537	-8
	2	3,25	26	4	67	25	31,4	529,7	2E+10	1,5E+10	6,3E+09	575	-9

Çizelge 5.5 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _d (°C)	T _i (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
4x1,75x4	4	1,75	28	16	27	10	18,1	992	5,6E+10	4,3E+09	1,8E+10	893	10
	4	1,75	28	16	37	10	22,9	1130	8E+10	6,1E+09	2,5E+10	1012	10
	4	1,75	28	16	47	10	27,6	1170	9,8E+10	7,4E+09	3,1E+10	1088	6,9
	4	1,75	28	16	57	10	32,5	1206	1,1E+11	8,5E+09	3,5E+10	1138	5,6
	4	1,75	28	16	77	10	42,1	1271	1,3E+11	9,7E+09	4E+10	1193	6,2
	4	1,75	28	16	27	15	20,7	872	3,9E+10	3E+09	1,2E+10	784	10
	4	1,75	28	16	37	15	25,4	1035	6,4E+10	4,9E+09	2E+10	935	9,7
	4	1,75	28	16	47	15	30,3	1092	8,3E+10	6,3E+09	2,6E+10	1024	6,1
	4	1,75	28	16	57	15	35,1	1151	9,7E+10	7,5E+09	3,1E+10	1085	5,7
	4	1,75	28	16	27	20	23,3	716	2,3E+10	1,7E+09	7,2E+09	643	10
	4	1,75	28	16	37	20	28,1	910,3	4,9E+10	3,7E+09	1,5E+10	847	7
	4	1,75	28	16	47	20	32,9	1016	6,8E+10	5,3E+09	2,2E+10	957	5,8
	4	1,75	28	16	57	20	37,7	1095	8,4E+10	6,4E+09	2,7E+10	1029	6
	4	1,75	28	16	37	25	30,7	785,2	3,4E+10	2,6E+09	1,1E+10	743	5,4
	4	1,75	28	16	47	25	35,5	941,6	5,5E+10	4,2E+09	1,8E+10	885	6
	4	1,75	28	16	57	25	40,3	1041	7,1E+10	5,5E+09	2,3E+10	971	6,7
	4	1,75	28	16	67	25	45,1	1111	8,3E+10	6,4E+09	2,7E+10	1028	7,5
4x2,5x4	4	2,5	40	16	27	10	16,3	932,7	6,9E+10	1E+10	2,3E+10	867	7
	4	2,5	40	16	37	10	20	1050	9,9E+10	1,4E+10	3,3E+10	983	6,3
	4	2,5	40	16	47	10	23,6	1109	1,2E+11	1,8E+10	4E+10	1064	4
	4	2,5	40	16	57	10	27,2	1133	1,4E+11	2E+10	4,6E+10	1116	1,5
	4	2,5	40	16	27	15	19,5	832,1	4,8E+10	6,9E+09	1,6E+10	761	8,5
	4	2,5	40	16	37	15	23,1	977,3	7,9E+10	1,1E+10	2,6E+10	908	7,1
	4	2,5	40	16	47	15	26,7	1031	1,1E+11	1,5E+10	3,4E+10	1001	2,9
	4	2,5	40	16	57	15	30,6	1070	1,2E+11	1,8E+10	4,1E+10	1062	0,7
	4	2,5	40	16	27	20	22,6	694,4	2,7E+10	3,9E+09	9E+09	625	10
	4	2,5	40	16	37	20	26,2	871,2	6E+10	8,5E+09	1,9E+10	823	5,5
	4	2,5	40	16	47	20	30	948,5	8,6E+10	1,2E+10	2,8E+10	934	1,5
	4	2,5	40	16	57	20	33,7	1018	1,1E+11	1,5E+10	3,5E+10	1006	1,2
	4	2,5	40	16	37	25	29,5	738,4	4,1E+10	6E+09	1,4E+10	723	2,1
	4	2,5	40	16	47	25	33,2	879,7	6,8E+10	9,8E+09	2,2E+10	861	2,2
	4	2,5	40	16	57	25	36,9	969,6	8,9E+10	1,3E+10	2,9E+10	947	2,4

Çizelge 5.5 (Devam)

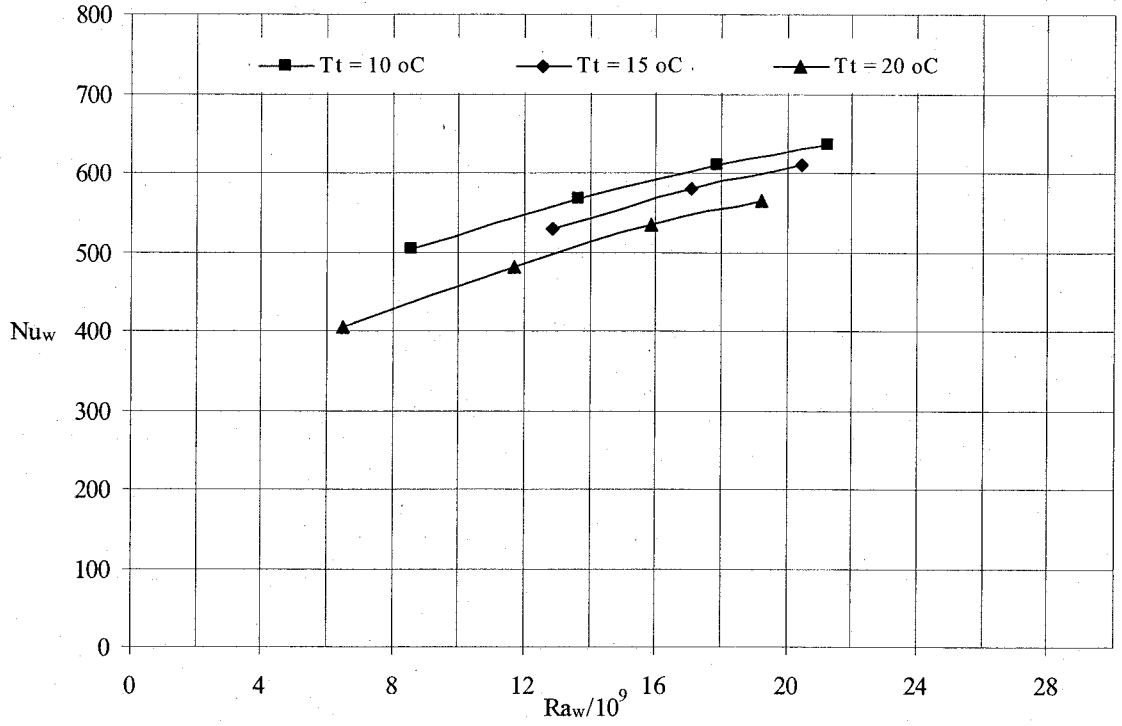
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _d (°C)	T _i (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
4x3,25x4	4	3,25	52	16	27	10	15,1	903,6	8E+10	1,8E+10	2,6E+10	920	-2
	4	3,25	52	16	37	10	18	1010	1,2E+11	2,6E+10	3,8E+10	1045	-3
	4	3,25	52	16	47	10	20,9	1076	1,5E+11	3,2E+10	4,7E+10	1134	-5
	4	3,25	52	16	57	10	23,7	1109	1,7E+11	3,8E+10	5,4E+10	1199	-8
	4	3,25	52	16	27	15	18,6	811,1	5,4E+10	1,2E+10	1,8E+10	803	0,9
	4	3,25	52	16	37	15	21,5	948,7	9,1E+10	2,1E+10	3E+10	962	-1
	4	3,25	52	16	47	15	24,3	1014	1,2E+11	2,7E+10	3,9E+10	1064	-5
	4	3,25	52	16	57	15	27,4	1043	1,5E+11	3,3E+10	4,7E+10	1136	-9
	4	3,25	52	16	27	20	22,1	681,9	3,1E+10	7,1E+09	1E+10	657	3,6
	4	3,25	52	16	37	20	25	862,8	6,8E+10	1,5E+10	2,2E+10	869	-1
	4	3,25	52	16	47	20	28	921,3	9,8E+10	2,2E+10	3,2E+10	989	-7
	4	3,25	52	16	57	20	31	982,8	1,2E+11	2,8E+10	4,1E+10	1072	-9
	4	3,25	52	16	37	25	28,6	723,1	4,6E+10	1,1E+10	1,5E+10	760	-5
	4	3,25	52	16	47	25	31,6	855,4	7,7E+10	1,8E+10	2,6E+10	911	-7
6x2,5x6	6	2,5	60	36	27	10	18,4	1501	1,9E+11	1,3E+10	6E+10	1373	8,5
	6	2,5	60	36	37	10	23,4	1671	2,6E+11	1,9E+10	8,4E+10	1555	7
	6	2,5	60	36	47	10	28,3	1705	3,2E+11	2,3E+10	1E+11	1675	1,8
	6	2,5	60	36	57	10	33,5	1766	3,7E+11	2,6E+10	1,2E+11	1754	0,7
	6	2,5	60	36	27	15	21	1338	1,3E+11	9,1E+09	4,1E+10	1201	10
	6	2,5	60	36	37	15	25,8	1543	2,1E+11	1,5E+10	6,7E+10	1435	7
	6	2,5	60	36	47	15	30,9	1614	2,7E+11	2E+10	8,8E+10	1577	2,3
	6	2,5	60	36	57	15	35,9	1697	3,2E+11	2,3E+10	1E+11	1672	1,5
	6	2,5	60	36	27	20	23,5	1092	7,3E+10	5,2E+09	2,3E+10	982	10
	6	2,5	60	36	37	20	28,4	1369	1,6E+11	1,1E+10	5,1E+10	1298	5,2
	6	2,5	60	36	47	20	33,4	1517	2,3E+11	1,6E+10	7,2E+10	1471	3
	6	2,5	60	36	57	20	38,4	1626	2,8E+11	2E+10	8,9E+10	1586	2,5
	6	2,5	60	36	37	25	30,9	1200	1,1E+11	7,8E+09	3,5E+10	1137	5,2
	6	2,5	60	36	47	25	35,9	1420	1,8E+11	1,3E+10	5,8E+10	1358	4,4
	6	2,5	60	36	57	25	40,9	1554	2,4E+11	1,7E+10	7,6E+10	1494	3,9
	6	2,5	60	36	67	25	45,9	1649	2,8E+11	2E+10	8,9E+10	1585	3,9

Çizelge 5.5 (Devam)

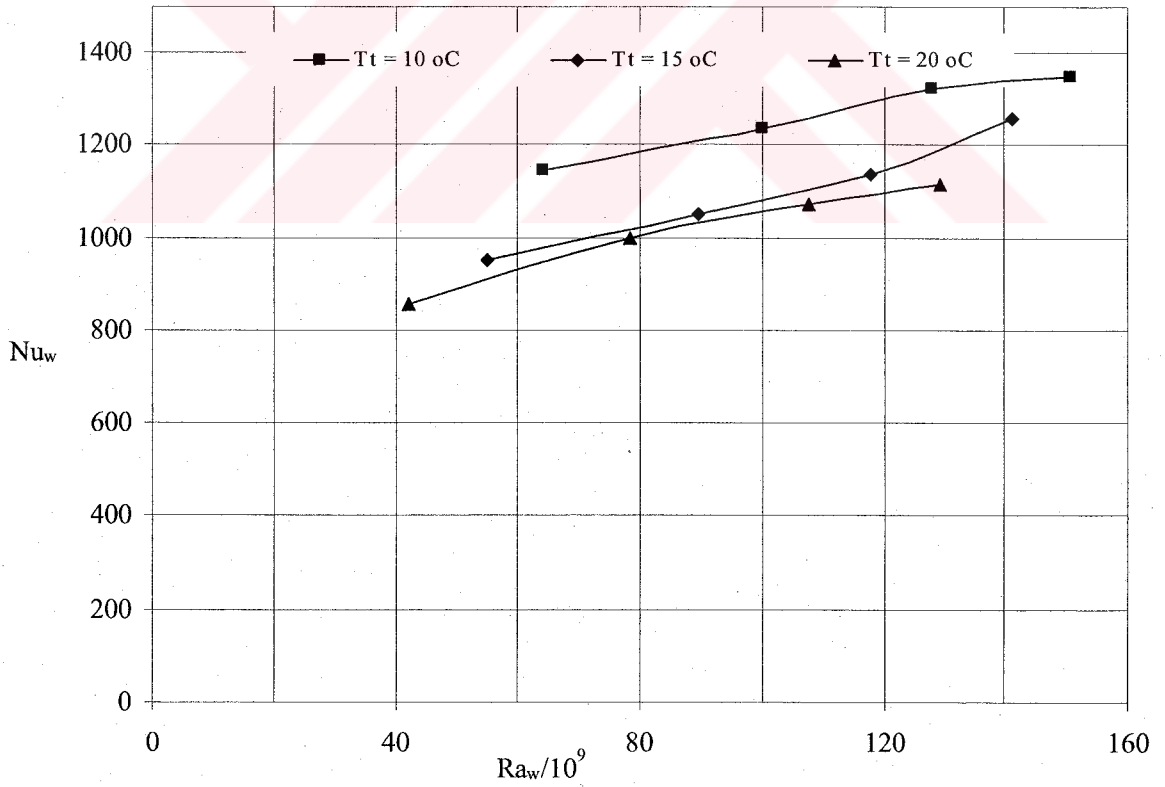
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _d (°C)	T _i (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
6x3,25x6	6	3,25	78	36	27	10	17	1387	2,2E+11	2,4E+10	7,1E+10	1293	6,7
	6	3,25	78	36	37	10	21,1	1541	3,2E+11	3,5E+10	1E+11	1473	4,4
	6	3,25	78	36	47	10	25,1	1608	4E+11	4,4E+10	1,3E+11	1592	1
	6	3,25	78	36	57	10	29,4	1627	4,5E+11	5,1E+10	1,5E+11	1672	-3
	6	3,25	78	36	27	15	20	1251	1,5E+11	1,7E+10	4,9E+10	1137	9,1
	6	3,25	78	36	37	15	24	1445	2,5E+11	2,8E+10	8,1E+10	1357	6,1
	6	3,25	78	36	47	15	28,1	1496	3,3E+11	3,7E+10	1,1E+11	1496	-0
	6	3,25	78	36	57	15	32,4	1565	3,9E+11	4,4E+10	1,3E+11	1589	-2
	6	3,25	78	36	27	20	22,9	1057	8,6E+10	9,6E+09	2,8E+10	932	12
	6	3,25	78	36	37	20	26,9	1294	1,9E+11	2,1E+10	6E+10	1230	5
	6	3,25	78	36	47	20	31,1	1405	2,7E+11	3E+10	8,8E+10	1395	0,7
	6	3,25	78	36	57	20	35,3	1500	3,4E+11	3,8E+10	1,1E+11	1506	-0
	6	3,25	78	36	37	25	30	1119	1,3E+11	1,4E+10	4,2E+10	1076	3,8
	6	3,25	78	36	47	25	34,1	1316	2,1E+11	2,4E+10	7E+10	1286	2,3
	6	3,25	78	36	57	25	38,2	1436	2,8E+11	3,2E+10	9,3E+10	1419	1,2

5.1.3.2 Yalıtımsız Tavan Durumunda Isı Transferi

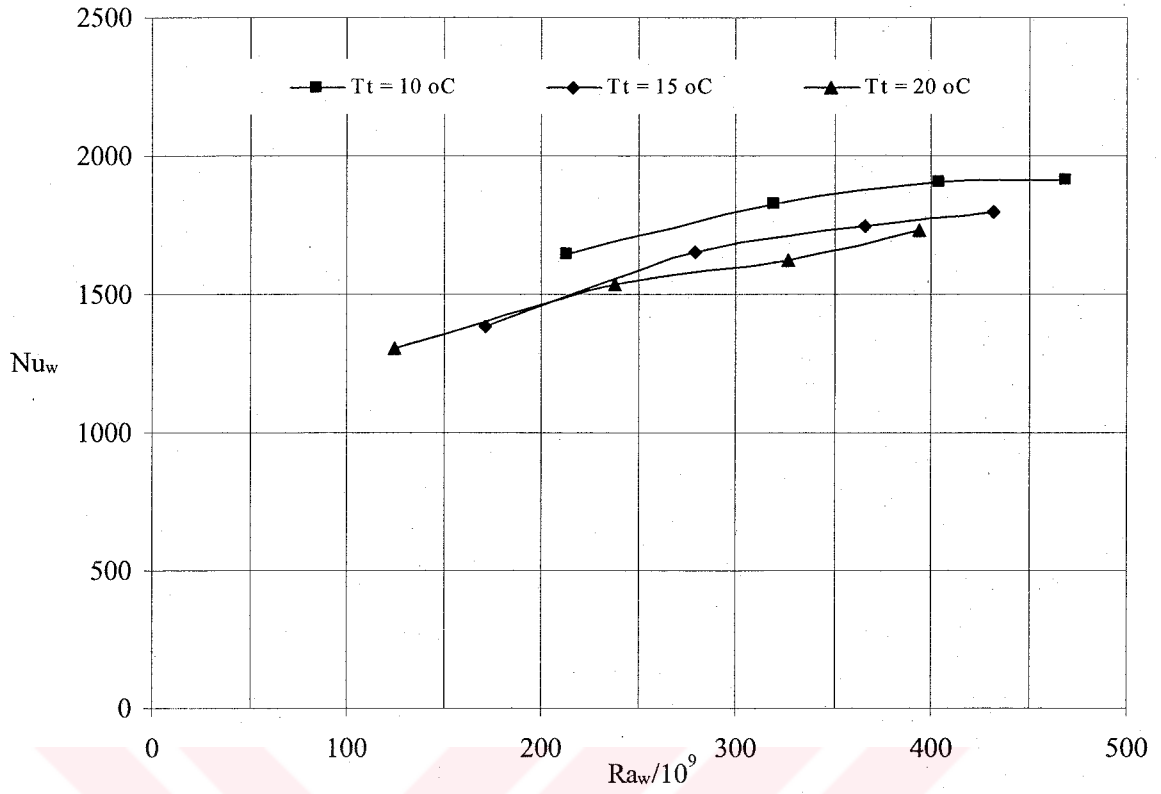
Eşitlik 5.12 tavan ısııl şartlarının etkilerini içermemektedir. Tavan ısııl şartlarının etkilerini tespit etmek için sabit duvar sıcaklığında taban ve tavan sıcaklıkları ile oda boyutları değiştirilerek çözümler tekrarlandı. Duvar sıcaklığının 15 °C olarak sabit tutulduğu çalışmanın bu aşamasında tavan sıcaklıkları 10 – 15 – 20 ve 25 °C olarak değiştirildi. Her bir tavan sıcaklığı için taban sıcaklıkları 27 °C ile 57 °C arasında değiştirilerek taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki incelendi. Çözümler dört farklı taban boyutunda (1x1m – 2x2m – 4x4m ve 6x6m) ve her bir taban boyutu için dört farklı duvar yüksekliğinde (1m – 1,75m – 2,5m ve 3,25m) tekrarlanarak toplam değişik on altı oda büyüklüğü için tavan ısııl şartlarının taban Nusselt sayısı üzerindeki etkisi incelendi. Üç farklı taban boyutu ve tavan sıcaklığı için taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki şekil 5.13 – 5.15 te, taban Rayleigh sayısı ile tavan Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ise şekil 5.16 – 5.18 de gösterilmiştir. Ayrıca bütün boyutlar ve sıcaklıklar için bulunan değerler çizelge 5.7 de verilmiştir.



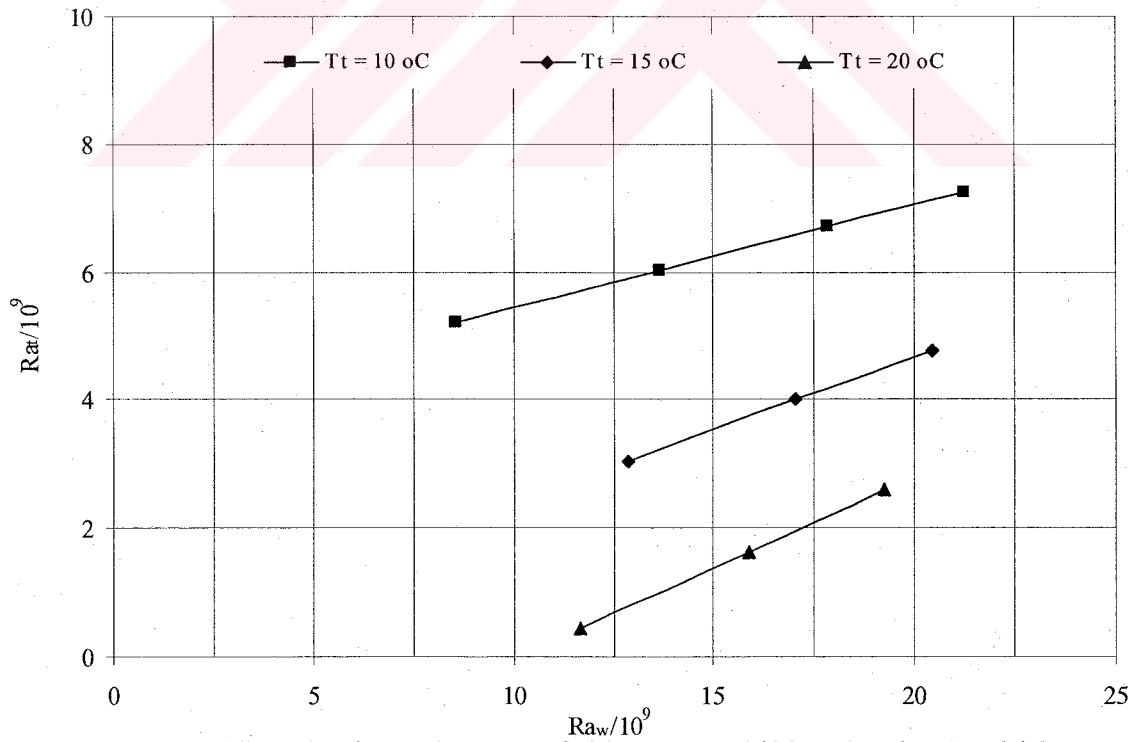
Şekil 5.13 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve $T_d = 15^\circ\text{C}$)



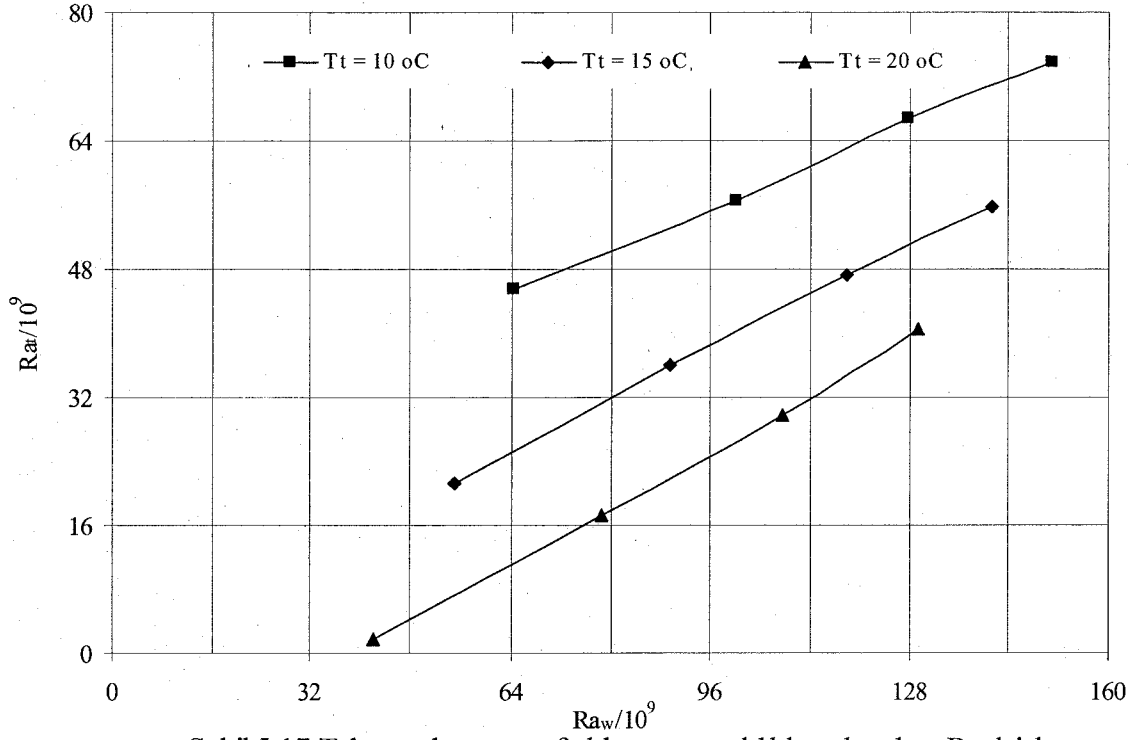
Şekil 5.14 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (4x1,75x4m ve $T_d = 15^\circ\text{C}$)



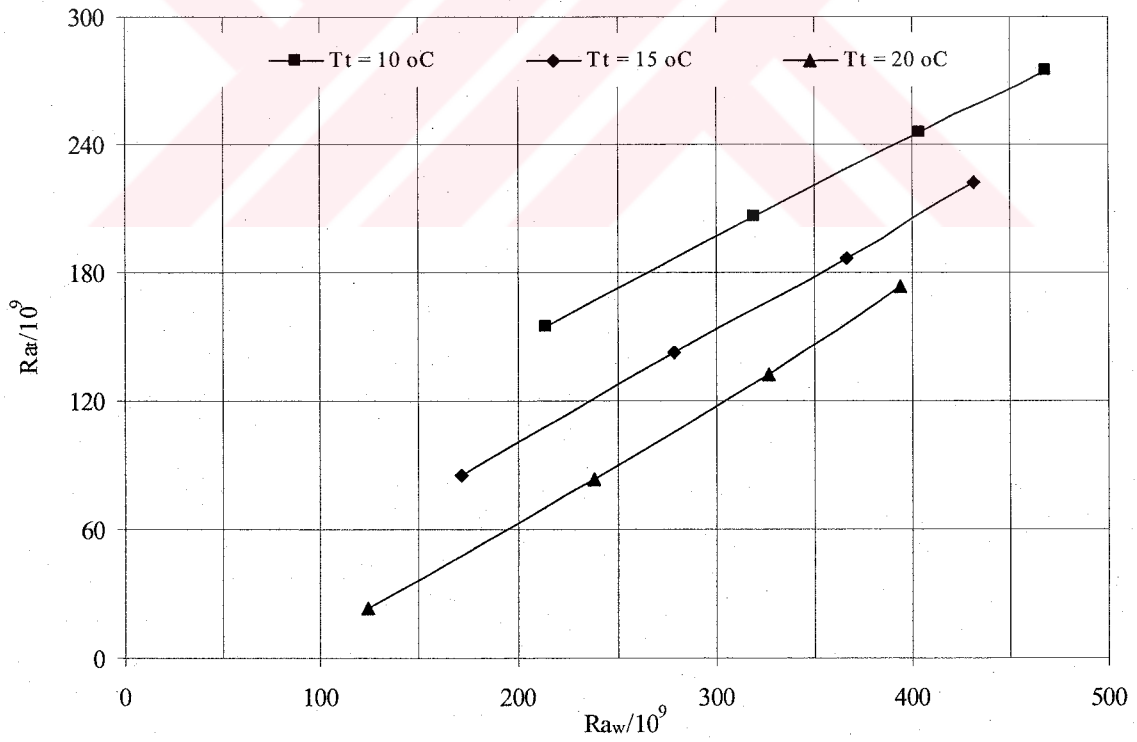
Şekil 5.15 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($6 \times 1,75 \times 6$ m ve $T_d = 15$ °C)



Şekil 5.16 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Rayleigh sayısı ile tavan Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2$ m ve $T_d = 15$ °C)



Şekil 5.17 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Rayleigh sayısı ile tavan Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (4x1,75x4m ve $T_d = 15$ °C)



Şekil 5.18 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Rayleigh sayısı ile tavan Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (6x1,75x6m ve $T_d = 15$ °C)

Değişik tavan sıcaklıklarında elde edilen değerler kullanılarak tavan ısı şartlarının taban Nusselt sayısı üzerindeki etkisi tespit edilebilir. Yalıtımlı tavan durumunda Nusselt sayısı için elde edilen eşitlik yalıtımsız tavan şartlarında elde edilen değerlere uygulandığında eşitliğin, tavan sıcaklığı duvar sıcaklığından yüksek olan şartlara iyi uyum sağladığı diğer şartlarda ise (duvar sıcaklığı tavan sıcaklığından yüksek veya eşit) sapma oranlarının yüksek olduğu görüldü. Isı transferinin fiziksel mekanizması göz önüne alındığında bu beklenen bir husustur. Çünkü yalıtımlı tavan durumunda oda sıcaklığına eşit olan tavan sıcaklığı duvar sıcaklığından daha yüksek değerdedir. Bu bakımdan gerek yalıtımlı tavan durumunda gerekse tavan sıcaklığı duvar sıcaklığından yüksek olan yalıtımsız tavan durumunda konveksiyon akımları zayıflayıp taban Nusselt sayısını azaltıcı yönde etki edecektir. Oysa duvar sıcaklığının tavan sıcaklığından daha yüksek olduğu durumlarda tavanın düşük sıcaklığı taban Nusselt sayısının artması yönünde katkıda bulunacaktır. Tavan sıcaklığı duvar sıcaklığına nispeten azaldıkça taban Nusselt sayısının artması beklenmelidir. Duvar sıcaklığı tavan sıcaklığına eşit olan durumlarda ise tavan sıcaklığı etkili olmamaktadır. Dolayısıyla duvarların ve tavanın farklı sıcaklıklarında elde edilen nümerik bulguları 3 grupta toplamak gerekir.

- 1- Duvar sıcaklığı tavan sıcaklığından yüksek ($T_d > T_t$)
- 2- Tavan sıcaklığı duvar sıcaklığından yüksek ($T_t > T_d$) veya tavan yalıtımlı
- 3- Duvar sıcaklığı tavan sıcaklığına eşit ($T_d = T_t$)

biçimindedir. Gruplar için bulunan taban Nusselt sayıları düzeltme katsayıları sıcaklıklar ve boyutlar cinsinden çizelge 5.6 da verilmiştir. Temel Nusselt sayısı denklem 5.12 de verilmiştir.

Çizelge 5.6 Döşemeden ısıtılan bir odada yalıtımsız taban için düzeltme katsayıları

	Düzeltilme katsayısı f_{dt} (Boyutsuz)	Boyut oranı
$T_d > T_t$	$12,97 \cdot \left(\frac{T_d - T_t}{T_w} \cdot \frac{L}{H} \right)^{0,76}$	$3,25 \geq H/L \geq 1$
	$2,14 \cdot \left(\frac{T_d - T_t}{T_w} \cdot \frac{L}{H} \right)^{0,35}$	$1 > H/L > 0,166$
$T_d < T_t$ ve tavan yalıtlımlı	$0,8 \cdot \left(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H} \right)^{-0,2}$	$3,25 \geq H/L > 0,5$
	$1,2 \cdot \left(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H} \right)^{-0,04}$	$0,5 \geq H/L > 0,166$
$T_d = T_t$	$3,8 \cdot \left(\frac{L}{H} \right)^{1,16}$	$3,25 \geq H/L \geq 1,75$
	$0,93 \cdot \left(\frac{L}{H} \right)^{0,21}$	$1,75 > H/L > 0,166$

Eşitliklerde yer alan duvar ve tavan Rayleigh sayılarının alan ağırlıklı ortalama değeri bütün şartlarda aynı olup, eşitlik 5.9 da tanımlanmıştır. Duvarlar ve tavanın ısı etkilerini içeren sayısal çözüm sonuçları ile denklem 5.12 ve çizelge 5.6 da ki katsayılar kullanılarak elde edilen sonuçlar çizelge 5.7 de karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.7 Döşemeden ısıtılan odada yalıtımsız tavan ve yalıtımsız taban için elde edilen sayısal çözüm sonuçlarının denklem 5.12 sonuçları ile karşılaştırılması

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
1x1x1	1	1	4	1	27	16,3	10	311,6	1,1E+09	1,3E+08	6,3E+08	2,6E+08	295,3	5,2
	1	1	4	1	37	18,1	10	338,1	1,7E+09	2,8E+08	7,3E+08	4,3E+08	320,9	5,1
	1	1	4	1	47	19,8	10	346,5	2,2E+09	3,9E+08	7,9E+08	5,5E+08	330,7	4,6
	1	1	4	1	57	21,2	10	304,1	2,6E+09	4,5E+08	8,1E+08	6,1E+08	332,7	-9,4
	1	1	4	1	27	17,1	15	202,3	9,8E+08	2,1E+08	2,1E+08	2,5E+08	198,6	1,8
	1	1	4	1	37	18,8	15	246,8	1,6E+09	3,4E+08	3,4E+08	4,1E+08	236,7	4,1
	1	1	4	1	47	20,5	15	272,5	2,1E+09	4,4E+08	4,4E+08	5,3E+08	260,2	4,5
	1	1	4	1	57	22,2	15	288,2	2,5E+09	5,1E+08	5,1E+08	6,2E+08	276	4,2
	1	1	4	1	27	18,4	20	189	8,4E+08	3,3E+08	-2E+08	3E+08	187,3	0,9
	1	1	4	1	37	20,1	20	221,4	1,5E+09	4,5E+08	1,2E+07	4,5E+08	226,4	-2,3
	1	1	4	1	47	21,8	20	247,4	2E+09	5,4E+08	1,4E+08	5,7E+08	250,1	-1,1
	1	1	4	1	57	23,5	20	265,4	2,4E+09	6,1E+08	2,5E+08	6,6E+08	265,9	-0,2
	1	1	4	1	37	21,5	25	228,1	1,4E+09	5,6E+08	-3E+08	5E+08	221,5	2,9
	1	1	4	1	47	23,1	25	242,7	1,9E+09	6,4E+08	-1E+08	6,1E+08	246,2	-1,4
	1	1	4	1	57	24,8	25	255,1	2,3E+09	6,9E+08	-2E+07	6,8E+08	262,4	-2,8
1x1,75x1	1	1,75	7	1	27	15,9	10	283	1,1E+09	4,8E+08	6E+08	2,4E+08	254,2	10
	1	1,75	7	1	37	17,1	10	318	1,8E+09	1E+09	6,6E+08	4,5E+08	287,5	9,6
	1	1,75	7	1	47	18,3	10	336	2,4E+09	1,5E+09	7E+08	6,2E+08	304,5	9,4
	1	1,75	7	1	57	19,4	10	348	3E+09	1,9E+09	7,4E+08	7,5E+08	314,8	9,5
	1	1,75	7	1	27	16,5	15	223,7	1E+09	8,2E+08	1,5E+08	3,1E+08	245	-9,5
	1	1,75	7	1	37	17,7	15	302,8	1,8E+09	1,3E+09	2,5E+08	5,1E+08	294,7	2,7
	1	1,75	7	1	47	18,9	15	332	2,4E+09	1,8E+09	3,3E+08	6,7E+08	327,1	1,5
	1	1,75	7	1	57	20	15	351,8	2,9E+09	2,1E+09	3,9E+08	7,9E+08	349,9	0,5
	1	1,75	7	1	37	18,6	20	259,2	1,7E+09	1,7E+09	-1E+08	6E+08	242,3	6,5
	1	1,75	7	1	47	19,5	20	275,3	2,3E+09	2E+09	-4E+07	7E+08	267,9	2,7
	1	1,75	7	1	57	20,9	20	302,5	2,7E+09	2,4E+09	6,7E+07	8,6E+08	286,7	5,2
	1	1,75	7	1	57	21,7	25	302,1	2,7E+09	2,7E+09	-2E+08	9,4E+08	284,8	5,7
	1	1,75	7	1	67	22,8	25	312,1	3,1E+09	2,9E+09	-2E+08	1E+09	298,2	4,5
	1	1,75	7	1	77	23,9	25	319,2	3,4E+09	3E+09	-7E+07	1,1E+09	307,4	3,7

Çizelge 5.7 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
1x2,5x1	1	2,5	10	1	27	15,6	10	244,9	1,2E+09	9,8E+08	5,8E+08	2,3E+08	236,3	3,5
	1	2,5	10	1	37	16,5	10	284,6	1,9E+09	2,1E+09	6,1E+08	4,5E+08	271,9	4,5
	1	2,5	10	1	47	17,3	10	310,3	2,6E+09	3,1E+09	6,4E+08	6,3E+08	292,2	5,8
	1	2,5	10	1	57	18	10	326,4	3,2E+09	3,9E+09	6,6E+08	7,7E+08	305,4	6,4
	1	2,5	10	1	27	16,2	15	237,8	1,1E+09	1,9E+09	1,2E+08	3,5E+08	225,2	5,3
	1	2,5	10	1	37	16,9	15	276,8	1,9E+09	2,9E+09	1,8E+08	5,4E+08	269,9	2,5
	1	2,5	10	1	47	17,7	15	305,3	2,6E+09	3,8E+09	2,4E+08	7,1E+08	300,4	1,6
	1	2,5	10	1	57	18,5	15	323,1	3,2E+09	4,5E+09	2,9E+08	8,4E+08	322,4	0,2
	1	2,5	10	1	37	17,2	20	268,5	1,8E+09	3,3E+09	-3E+08	5,7E+08	250,9	6,6
	1	2,5	10	1	47	18,1	20	304	2,5E+09	4,3E+09	-2E+08	7,6E+08	280,1	7,9
	1	2,5	10	1	57	19	20	319,6	3,1E+09	5E+09	-8E+07	9,1E+08	300,9	5,8
	1	2,5	10	1	67	19,8	20	329,5	3,6E+09	5,7E+09	-2E+07	1E+09	316,7	3,9
	1	2,5	10	1	37	18	25	270,7	1,8E+09	4,4E+09	-6E+08	7,4E+08	250,5	7,5
	1	2,5	10	1	47	19	25	300,5	2,4E+09	5,5E+09	-5E+08	9,5E+08	279,5	7
	1	2,5	10	1	57	19,9	25	318,2	3E+09	6,2E+09	-4E+08	1,1E+09	300,3	5,6
	1	2,5	10	1	67	20,6	25	324,4	3,5E+09	6,6E+09	-3E+08	1,2E+09	315,4	2,8
1x3,25x1	1	3,25	13	1	27	15,5	10	221	1,2E+09	1,6E+09	5,7E+08	2,2E+08	226,2	-2,4
	1	3,25	13	1	37	16,1	10	254,6	2E+09	3,5E+09	5,8E+08	4,3E+08	262,7	-3,2
	1	3,25	13	1	47	16,7	10	276,5	2,7E+09	5,1E+09	6E+08	6,1E+08	284,6	-3
	1	3,25	13	1	57	17,2	10	290,5	3,4E+09	6,5E+09	6,2E+08	7,6E+08	300	-3,3
	1	3,25	13	1	27	15,9	15	239	1,1E+09	3,3E+09	9,7E+07	3,7E+08	215,2	10
	1	3,25	13	1	37	16,5	15	253	2E+09	4,8E+09	1,4E+08	5,4E+08	257,1	-1,6
	1	3,25	13	1	47	17	15	276	2,7E+09	6,3E+09	1,8E+08	7,1E+08	286,7	-3,9
	1	3,25	13	1	57	17,6	15	290,6	3,4E+09	7,6E+09	2,2E+08	8,5E+08	308,6	-6,2
	1	3,25	13	1	27	16,3	20	227	1,1E+09	4,6E+09	-4E+08	4,8E+08	215	5,3
	1	3,25	13	1	37	17	20	268,6	1,9E+09	6,7E+09	-3E+08	7,2E+08	259,2	3,5
	1	3,25	13	1	47	17,2	20	277,1	2,7E+09	6,9E+09	-2E+08	7,4E+08	286,2	-3,3
	1	3,25	13	1	57	17,8	20	290,4	3,3E+09	8,2E+09	-2E+08	8,9E+08	308,8	-6,3
	1	3,25	13	1	47	18,1	25	288,4	2,6E+09	9,4E+09	-6E+08	9,9E+08	288	0,1
	1	3,25	13	1	57	18,7	25	298,4	3,3E+09	1,1E+10	-5E+08	1,1E+09	310,2	-3,9
	1	3,25	13	1	67	19,3	25	314,5	3,8E+09	1,2E+10	-5E+08	1,3E+09	328,3	-4,4

Çizelge 5.7 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
2x1x2	2	1	8	4	27	16,7	10	505,8	8,2E+09	1,6E+08	5,3E+09	2,3E+09	473,1	6,5
	2	1	8	4	37	19,2	10	541	1,3E+10	3,7E+08	6,5E+09	3,4E+09	533,9	1,3
	2	1	8	4	47	21,7	10	574,4	1,6E+10	5,3E+08	7,5E+09	4,3E+09	569,5	0,8
	2	1	8	4	57	24,2	10	591,8	1,9E+10	6,6E+08	8,1E+09	4,9E+09	590,5	0,2
	2	1	8	4	27	18,1	15	395,7	7E+09	3E+08	2,4E+09	1,8E+09	409,6	-3,5
	2	1	8	4	37	20,7	15	484,9	1,1E+10	5E+08	4E+09	3E+09	487,6	-0,6
	2	1	8	4	47	23,2	15	530,5	1,5E+10	6,5E+08	5,2E+09	3,9E+09	536,4	-1,1
	2	1	8	4	57	25,7	15	554,3	1,8E+10	7,5E+08	6E+09	4,5E+09	567,2	-2,3
	2	1	8	4	27	19,9	20	401,8	5,5E+09	4,8E+08	-7E+07	1,6E+09	385,8	4
	2	1	8	4	37	22,4	20	465,1	1E+10	6,5E+08	1,7E+09	2,7E+09	476,8	-2,5
	2	1	8	4	47	24,9	20	504,4	1,4E+10	7,7E+08	3E+09	3,6E+09	529,5	-5
	2	1	8	4	57	27,5	20	529,1	1,6E+10	8,7E+08	4,2E+09	4,3E+09	562,7	-6,3
	2	1	8	4	37	24,3	25	483,3	8,8E+09	8E+08	-5E+08	2,5E+09	454,4	6
	2	1	8	4	47	26,8	25	499,3	1,2E+10	9,1E+08	1,1E+09	3,4E+09	513,2	-2,8
	2	1	8	4	57	29,5	25	521,9	1,5E+10	1E+09	2,5E+09	4,1E+09	550,7	-5,5
2x1,75x2	2	1,75	14	4	27	16,4	10	504	8,6E+09	7,7E+08	5,2E+09	2,1E+09	451,9	10
	2	1,75	14	4	37	18,3	10	568,2	1,4E+10	1,6E+09	6E+09	3,4E+09	520,1	8,5
	2	1,75	14	4	47	20,1	10	609	1,8E+10	2,3E+09	6,7E+09	4,4E+09	561,9	7,7
	2	1,75	14	4	57	22	10	635	2,1E+10	2,8E+09	7,2E+09	5,2E+09	589,5	7,2
	2	1,75	14	4	37	19,2	15	529,3	1,3E+10	2E+09	3E+09	3,3E+09	494,8	6,5
	2	1,75	14	4	47	21,1	15	580,4	1,7E+10	2,7E+09	4E+09	4,3E+09	546,8	5,8
	2	1,75	14	4	57	22,9	15	610,9	2E+10	3,2E+09	4,8E+09	5,1E+09	582,6	4,6
	2	1,75	14	4	27	18,8	20	405	6,5E+09	2E+09	-1E+09	2,3E+09	382,6	5,5
	2	1,75	14	4	37	20,6	20	481,8	1,2E+10	2,7E+09	4,5E+08	3,5E+09	465,4	3,4
	2	1,75	14	4	47	22,5	20	533,9	1,6E+10	3,3E+09	1,6E+09	4,5E+09	516,7	3,2
	2	1,75	14	4	57	24,4	20	565,5	1,9E+10	3,7E+09	2,6E+09	5,3E+09	551,9	2,4
	2	1,75	14	4	37	22,1	25	484,8	1,1E+10	3,4E+09	-2E+09	3,8E+09	453,3	6,5
	2	1,75	14	4	47	23,9	25	518,7	1,5E+10	3,8E+09	-7E+08	4,7E+09	506,9	2,3
	2	1,75	14	4	57	25,7	25	544,1	1,8E+10	4,2E+09	4,3E+08	5,4E+09	543,3	0,1
	2	1,75	14	4	67	27,8	25	562,5	2,1E+10	4,5E+09	1,5E+09	6,1E+09	568,5	-1,1

Çizelge 5.7 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
2x2,5x2	2	2,5	20	4	27	16,1	10	575,8	9E+09	1,8E+09	5,1E+09	2,1E+09	601,3	-4,4
	2	2,5	20	4	37	17,7	10	633,2	1,5E+10	3,9E+09	5,8E+09	3,6E+09	663,2	-4,7
	2	2,5	20	4	47	19,2	10	665,5	2E+10	5,7E+09	6,4E+09	4,9E+09	693,6	-4,2
	2	2,5	20	4	57	20,4	10	668	2,3E+10	6,7E+09	6,7E+09	5,6E+09	703,6	-5,3
	2	2,5	20	4	27	16,9	15	443,7	8,2E+09	2,9E+09	1,5E+09	2,2E+09	418,4	5,7
	2	2,5	20	4	37	18,4	15	523,8	1,4E+10	4,9E+09	2,5E+09	3,7E+09	502,3	4,1
	2	2,5	20	4	47	19,9	15	571,9	1,9E+10	6,5E+09	3,3E+09	4,9E+09	557,4	2,5
	2	2,5	20	4	57	21,3	15	601,9	2,3E+10	7,8E+09	4E+09	5,9E+09	597,5	0,7
	2	2,5	20	4	27	18	20	410	7,2E+09	4,7E+09	-2E+09	2,8E+09	404,1	1,4
	2	2,5	20	4	37	19,5	20	514,8	1,3E+10	6,5E+09	-4E+08	4,2E+09	490	4,8
	2	2,5	20	4	47	21,1	20	579,3	1,8E+10	8E+09	7,1E+08	5,5E+09	545,8	5,8
	2	2,5	20	4	57	22,4	20	593,5	2,2E+10	9E+09	1,5E+09	6,3E+09	585,1	1,4
	2	2,5	20	4	37	20,6	25	489,6	1,2E+10	7,9E+09	-3E+09	4,7E+09	481,3	1,7
	2	2,5	20	4	47	22	25	544,4	1,7E+10	9,1E+09	-2E+09	5,8E+09	538,3	1,1
	2	2,5	20	4	57	23,4	25	585,1	2,1E+10	1E+10	-1E+09	6,7E+09	578,7	1,1
2x3,25x2	2	2,5	20	4	67	24,9	25	608,5	2,4E+10	1,1E+10	-4E+07	7,4E+09	608,5	0
	2	3,25	26	4	27	15,9	10	522,3	9,3E+09	3,1E+09	4,9E+09	1,9E+09	555,9	-6,4
	2	3,25	26	4	37	17,1	10	577	1,5E+10	6,9E+09	5,5E+09	3,5E+09	625,4	-8,4
	2	3,25	26	4	47	18,2	10	610,3	2,1E+10	1E+10	6E+09	4,9E+09	662,7	-8,6
	2	3,25	26	4	57	19,4	10	632,4	2,6E+10	1,3E+10	6,4E+09	6,1E+09	686,9	-8,6
	2	3,25	26	4	27	16,5	15	434,7	8,6E+09	5,3E+09	1,2E+09	2,3E+09	421,8	3
	2	3,25	26	4	37	17,7	15	504,9	1,5E+10	8,8E+09	2E+09	3,9E+09	507,7	-0,5
	2	3,25	26	4	47	18,9	15	546,9	2E+10	1,2E+10	2,7E+09	5,2E+09	565,6	-3,4
	2	3,25	26	4	57	20	15	557,1	2,5E+10	1,4E+10	3,3E+09	6,3E+09	608,4	-9,2
	2	3,25	26	4	37	18,6	20	506,8	1,4E+10	1,2E+10	-1E+09	4,6E+09	507,6	-0,2
	2	3,25	26	4	47	19,7	20	545,8	1,9E+10	1,4E+10	-2E+08	5,9E+09	566,7	-3,8
	2	3,25	26	4	67	22	20	590,6	2,8E+10	1,9E+10	1,2E+09	7,8E+09	643,1	-8,9
	2	3,25	26	4	37	19,2	25	511,5	1,3E+10	1,3E+10	-4E+09	5E+09	502,1	1,8
	2	3,25	26	4	47	20,5	25	563,6	1,9E+10	1,7E+10	-3E+09	6,4E+09	562,7	0,2

Çizelge 5.7 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
4x1x4	4	1	16	16	27	17,1	10	1114	6,3E+10	2,1E+08	4,5E+10	2,5E+10	1126	-1,1
	4	1	16	16	37	20,5	10	1222	9,3E+10	4,8E+08	5,9E+10	3,4E+10	1238	-1,3
	4	1	16	16	47	23,8	10	1267	1,2E+11	7E+08	7E+10	4,2E+10	1299	-2,6
	4	1	16	16	57	27,1	10	1280	1,3E+11	8,5E+08	7,7E+10	4,7E+10	1332	-4,1
	4	1	16	16	27	19	15	877,3	5E+10	3,9E+08	2,5E+10	1,6E+10	875,4	0,2
	4	1	16	16	37	22,4	15	1073	8,1E+10	6,4E+08	4,1E+10	2,7E+10	1045	2,6
	4	1	16	16	47	25,7	15	1142	1,1E+11	8,3E+08	5,3E+10	3,5E+10	1148	-0,6
	4	1	16	16	57	29,1	15	1184	1,2E+11	9,8E+08	6,3E+10	4,1E+10	1215	-2,7
	4	1	16	16	27	21,3	20	824	3,5E+10	6,1E+08	7,9E+09	1E+10	743,2	9,8
	4	1	16	16	37	24,5	20	989,6	6,9E+10	8,2E+08	2,5E+10	2,1E+10	948,5	4,2
	4	1	16	16	47	27,9	20	1058	9,4E+10	9,9E+08	3,9E+10	2,9E+10	1065	-0,7
	4	1	16	16	57	31,3	20	1130	1,1E+11	1,1E+09	5E+10	3,6E+10	1140	-0,9
	4	1	16	16	37	26,8	25	964	5,5E+10	1E+09	1E+10	1,5E+10	868,8	9,9
	4	1	16	16	47	30,2	25	1040	8,1E+10	1,2E+09	2,5E+10	2,4E+10	1006	3,2
	4	1	16	16	57	33,6	25	1106	1E+11	1,3E+09	3,7E+10	3,1E+10	1093	1,2
	4	1	16	16	67	36,9	25	1163	1,2E+11	1,3E+09	4,6E+10	3,6E+10	1150	1,2
4x1,75x4	4	1,75	28	16	27	17	10	1144	6,4E+10	1,1E+09	4,6E+10	2,1E+10	1031	9,9
	4	1,75	28	16	37	19,7	10	1237	1E+11	2,3E+09	5,7E+10	3E+10	1156	6,5
	4	1,75	28	16	47	22,7	10	1321	1,3E+11	3,4E+09	6,7E+10	3,8E+10	1231	6,8
	4	1,75	28	16	57	25,5	10	1348	1,5E+11	4,2E+09	7,4E+10	4,4E+10	1279	5,1
	4	1,75	28	16	27	18,3	15	949,2	5,5E+10	1,8E+09	2,1E+10	1,5E+10	862,4	9,1
	4	1,75	28	16	37	21,3	15	1052	8,9E+10	3E+09	3,6E+10	2,6E+10	1030	2,1
	4	1,75	28	16	47	24,2	15	1136	1,2E+11	4E+09	4,7E+10	3,4E+10	1137	-0,1
	4	1,75	28	16	57	26,9	15	1258	1,4E+11	4,7E+09	5,6E+10	4E+10	1212	3,7
	4	1,75	28	16	27	20,3	20	855,7	4,2E+10	2,8E+09	1,8E+09	1,2E+10	796,1	7
	4	1,75	28	16	37	23,1	20	997	7,8E+10	3,8E+09	1,7E+10	2,2E+10	992,8	0,4
	4	1,75	28	16	47	25,9	20	1070	1,1E+11	4,6E+09	3E+10	3E+10	1111	-3,8
	4	1,75	28	16	57	28,8	20	1114	1,3E+11	5,3E+09	4,1E+10	3,7E+10	1190	-6,8
	4	1,75	28	16	37	25	25	1015	6,7E+10	4,7E+09	5E+06	1,9E+10	940	7,4
	4	1,75	28	16	27	17	10	1144	6,4E+10	1,1E+09	4,6E+10	2,1E+10	1070	-2,8
	4	1,75	28	16	37	19,7	10	1237	1E+11	2,3E+09	5,7E+10	3E+10	1156	-5,5
	4	1,75	28	16	47	22,7	10	1321	1,3E+11	3,4E+09	6,7E+10	3,8E+10	1215	-6

Çizelge 5.7 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
4x2,5x4	4	2,5	40	16	27	16,6	10	1018	6,8E+10	2,6E+09	4,3E+10	1,8E+10	985,6	3,2
	4	2,5	40	16	37	19	10	1140	1,1E+11	5,8E+09	5,4E+10	2,9E+10	1126	1,2
	4	2,5	40	16	47	21,5	10	1217	1,4E+11	8,6E+09	6,3E+10	3,8E+10	1212	0,5
	4	2,5	40	16	57	23,9	10	1259	1,7E+11	1,1E+10	6,9E+10	4,5E+10	1269	-0,8
	4	2,5	40	16	27	17,9	15	922,4	5,9E+10	4,5E+09	1,9E+10	1,6E+10	865,9	6,1
	4	2,5	40	16	37	20,2	15	1073	9,8E+10	7,5E+09	3,1E+10	2,6E+10	1039	3,3
	4	2,5	40	16	47	22,8	15	1177	1,3E+11	1E+10	4,2E+10	3,5E+10	1151	2,2
	4	2,5	40	16	57	25	15	1206	1,6E+11	1,2E+10	4,9E+10	4,2E+10	1230	-1,9
	4	2,5	40	16	27	19,5	20	834,2	4,7E+10	7E+09	-3E+09	1,5E+10	756,9	9,3
	4	2,5	40	16	37	21,9	20	979,2	8,7E+10	9,7E+09	1,1E+10	2,5E+10	932	4,8
	4	2,5	40	16	47	24,3	20	1061	1,2E+11	1,2E+10	2,3E+10	3,4E+10	1041	1,9
	4	2,5	40	16	57	26,3	20	1149	1,5E+11	1,3E+10	3,1E+10	3,9E+10	1120	2,5
	4	2,5	40	16	37	23,5	25	986,2	7,7E+10	1,2E+10	-8E+09	2,5E+10	895,8	9,2
	4	2,5	40	16	47	25,9	25	1033	1,1E+11	1,4E+10	4,5E+09	3,3E+10	1012	2
	4	2,5	40	16	57	28,4	25	1070	1,4E+11	1,6E+10	1,6E+10	4E+10	1090	-1,9
	4	2,5	40	16	67	30,9	25	1114	1,6E+11	1,7E+10	2,6E+10	4,6E+10	1147	-3
4x3,25x4	4	3,25	52	16	27	16,4	10	959,2	7E+10	5E+09	4,2E+10	1,7E+10	962,6	-0,4
	4	3,25	52	16	37	18,5	10	1067	1,1E+11	1,1E+10	5,1E+10	2,9E+10	1112	-4,2
	4	3,25	52	16	47	20,6	10	1137	1,5E+11	1,7E+10	6E+10	3,8E+10	1208	-6,3
	4	3,25	52	16	57	22,6	10	1180	1,8E+11	2,1E+10	6,6E+10	4,6E+10	1272	-7,8
	4	3,25	52	16	27	17,5	15	880,2	6,2E+10	8,6E+09	1,6E+10	1,6E+10	870	1,2
	4	3,25	52	16	37	19,5	15	1024	1E+11	1,5E+10	2,7E+10	2,7E+10	1047	-2,3
	4	3,25	52	16	47	21,6	15	1105	1,4E+11	2E+10	3,7E+10	3,7E+10	1166	-5,5
	4	3,25	52	16	57	23,6	15	1152	1,7E+11	2,4E+10	4,5E+10	4,5E+10	1251	-8,6
	4	3,25	52	16	27	18,9	20	815,6	5,2E+10	1,3E+10	-7E+09	1,8E+10	791,9	2,9
	4	3,25	52	16	37	20,9	20	952,4	9,5E+10	1,9E+10	5,5E+09	2,8E+10	970,7	-1,9
	4	3,25	52	16	47	23	20	1037	1,3E+11	2,3E+10	1,6E+10	3,8E+10	1087	-4,7
	4	3,25	52	16	57	24,7	20	1123	1,6E+11	2,7E+10	2,4E+10	4,4E+10	1171	-4,3
	4	3,25	52	16	37	22,3	25	955,7	8,5E+10	2,3E+10	-2E+10	3E+10	943,5	1,3
	4	3,25	52	16	47	24,3	25	1015	1,2E+11	2,7E+10	-4E+09	3,8E+10	1063	-4,8
	4	3,25	52	16	57	26,4	25	1050	1,5E+11	3E+10	6,9E+09	4,6E+10	1147	-9,2
	4	3,25	52	16	67	28,6	25	1096	1,8E+11	3,3E+10	1,6E+10	5,2E+10	1205	-10

Çizelge 5.7 (Devam)

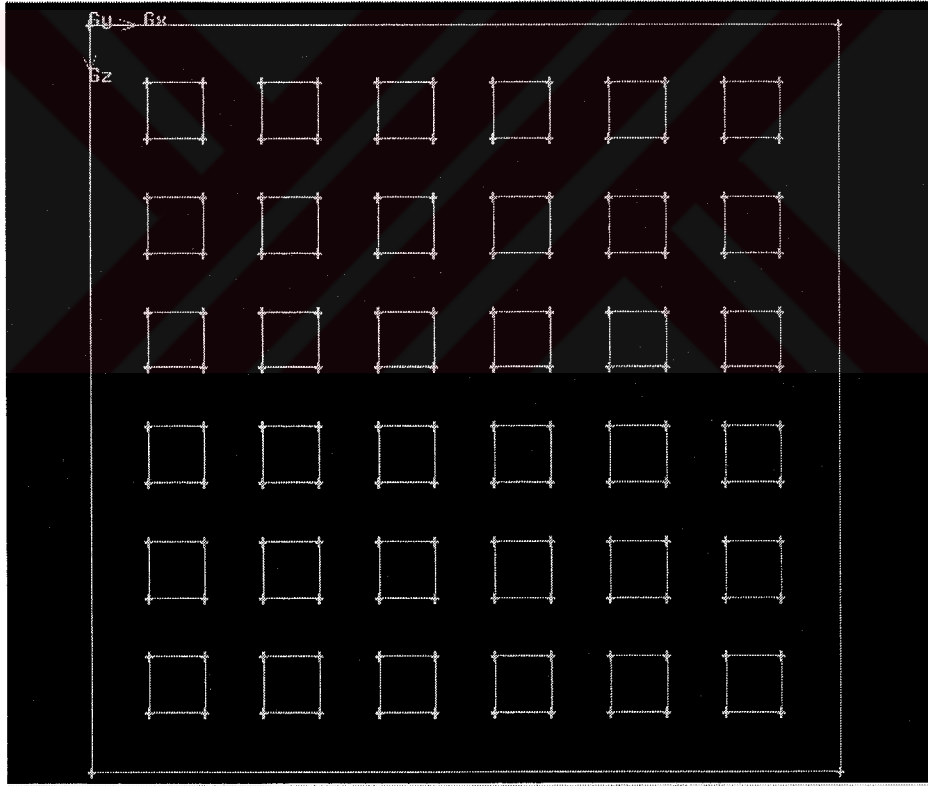
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
6x1x6	6	1	24	36	27	17,8	10	2124	2E+11	2,7E+08	1,7E+11	1E+11	1940	8,7
	6	1	24	36	37	21,5	10	2234	3E+11	5,7E+08	2,2E+11	1,4E+11	2102	5,9
	6	1	24	36	47	25,2	10	2214	3,7E+11	8E+08	2,6E+11	1,7E+11	2186	1,2
	6	1	24	36	57	29,1	10	2248	4,2E+11	9,9E+08	2,9E+11	1,9E+11	2227	0,9
	6	1	24	36	27	19,5	15	1489	1,6E+11	4,4E+08	9,6E+10	6,5E+10	1402	5,8
	6	1	24	36	37	23,4	15	1830	2,6E+11	7,3E+08	1,6E+11	1,1E+11	1676	8,4
	6	1	24	36	47	27,2	15	1913	3,3E+11	9,5E+08	2E+11	1,4E+11	1844	3,6
	6	1	24	36	57	31,1	15	2025	3,9E+11	1,1E+09	2,4E+11	1,6E+11	1952	3,6
	6	1	24	36	27	21,9	20	1237	1,1E+11	6,6E+08	3,9E+10	3,5E+10	1118	9,6
	6	1	24	36	37	25,6	20	1550	2,1E+11	9,1E+08	1E+11	7,9E+10	1449	6,5
	6	1	24	36	47	29,4	20	1715	2,9E+11	1,1E+09	1,6E+11	1,1E+11	1635	4,7
	6	1	24	36	57	33,4	20	1872	3,5E+11	1,3E+09	2E+11	1,4E+11	1752	6,4
	6	1	24	36	37	28	25	1439	1,6E+11	1,1E+09	5,5E+10	5,3E+10	1301	9,6
	6	1	24	36	47	31,8	25	1614	2,5E+11	1,3E+09	1,1E+11	9E+10	1528	5,3
	6	1	24	36	57	35,7	25	1767	3,1E+11	1,4E+09	1,5E+11	1,2E+11	1667	5,7
	6	1	24	36	67	39,5	25	1895	3,6E+11	1,5E+09	1,9E+11	1,4E+11	1760	7,1
6x1,75x6	6	1,75	42	36	27	17,1	10	1648	2,1E+11	1,1E+09	1,5E+11	8E+10	1722	-4,5
	6	1,75	42	36	37	20,6	10	1824	3,2E+11	2,7E+09	2,1E+11	1,2E+11	1904	-4,4
	6	1,75	42	36	47	24	10	1905	4E+11	3,9E+09	2,5E+11	1,4E+11	2007	-5,3
	6	1,75	42	36	57	27,4	10	1912	4,7E+11	4,9E+09	2,7E+11	1,7E+11	2065	-8
	6	1,75	42	36	27	19	15	1383	1,7E+11	2,1E+09	8,5E+10	5,6E+10	1351	2,3
	6	1,75	42	36	37	22,4	15	1652	2,8E+11	3,5E+09	1,4E+11	9,3E+10	1618	2,1
	6	1,75	42	36	47	25,8	15	1746	3,7E+11	4,6E+09	1,9E+11	1,2E+11	1784	-2,2
	6	1,75	42	36	57	29,3	15	1796	4,3E+11	5,5E+09	2,2E+11	1,5E+11	1896	-5,6
	6	1,75	42	36	27	21,1	20	1301	1,2E+11	3,2E+09	2,3E+10	3,6E+10	1169	10
	6	1,75	42	36	37	24,4	20	1539	2,4E+11	4,4E+09	8,3E+10	7,3E+10	1488	3,3
	6	1,75	42	36	47	27,8	20	1623	3,3E+11	5,4E+09	1,3E+11	1E+11	1674	-3,2
	6	1,75	42	36	57	31,3	20	1729	3,9E+11	6,2E+09	1,7E+11	1,3E+11	1797	-3,9
	6	1,75	42	36	37	26,5	25	1525	2E+11	5,3E+09	2,9E+10	5,6E+10	1373	10
	6	1,75	42	36	47	29,9	25	1591	2,9E+11	6,2E+09	8,3E+10	8,7E+10	1588	0,2
	6	1,75	42	36	57	33,4	25	1691	3,6E+11	6,9E+09	1,3E+11	1,1E+11	1726	-2,1
	6	1,75	42	36	67	36,9	25	1779	4,1E+11	7,4E+09	1,6E+11	1,3E+11	1820	-2,3

Çizelge 5.7 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _w	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
6x2,5x6	6	2,5	60	36	27	17	10	1629	2,2E+11	3,2E+09	1,5E+11	7,2E+10	1625	0,3
	6	2,5	60	36	37	20,1	10	1693	3,4E+11	7,3E+09	2E+11	1,1E+11	1822	-7,6
	6	2,5	60	36	47	23,1	10	1783	4,3E+11	1,1E+10	2,4E+11	1,4E+11	1939	-8,8
	6	2,5	60	36	57	26,4	10	1939	5,1E+11	1,4E+10	2,7E+11	1,6E+11	2019	-4,1
	6	2,5	60	36	27	18,6	15	1335	1,8E+11	5,6E+09	7,7E+10	5,4E+10	1338	-0,2
	6	2,5	60	36	37	21,7	15	1569	3E+11	9,4E+09	1,3E+11	9,1E+10	1605	-2,3
	6	2,5	60	36	47	24,7	15	1674	4E+11	1,3E+10	1,7E+11	1,2E+11	1777	-6,2
	6	2,5	60	36	57	27,8	15	1720	4,7E+11	1,5E+10	2,1E+11	1,5E+11	1894	-10
	6	2,5	60	36	27	20,4	20	1291	1,4E+11	8,4E+09	9,3E+09	4,1E+10	1226	5
	6	2,5	60	36	37	23,4	20	1487	2,4E+11	1,1E+10	5,9E+10	7E+10	1482	0,4
	6	2,5	60	36	47	26,4	20	1576	3,6E+11	1,4E+10	1,1E+11	1,1E+11	1728	-9,6
	6	2,5	60	36	57	29,6	20	1688	4,4E+11	1,7E+10	1,5E+11	1,3E+11	1856	-10
	6	2,5	60	36	37	25,3	25	1507	2,2E+11	1,4E+10	5,3E+09	6,6E+10	1451	3,8
	6	2,5	60	36	47	28,3	25	1532	3,2E+11	1,7E+10	5,7E+10	9,6E+10	1660	-8,4
	6	2,5	60	36	57	31,4	25	1640	4E+11	1,9E+10	1E+11	1,2E+11	1799	-9,7
6x3,25x6	6	2,5	60	36	67	34,5	25	1721	4,6E+11	2E+10	1,4E+11	1,4E+11	1899	-10
	6	3,25	78	36	27	16,8	10	1497	2,3E+11	6,4E+09	1,5E+11	6,7E+10	1568	-4,8
	6	3,25	78	36	37	19,5	10	1658	3,5E+11	1,5E+10	1,9E+11	1E+11	1782	-7,5
	6	3,25	78	36	47	22,3	10	1757	4,6E+11	2,2E+10	2,3E+11	1,4E+11	1915	-9
	6	3,25	78	36	57	25,1	10	1826	5,5E+11	2,8E+10	2,6E+11	1,6E+11	2002	-9,7
	6	3,25	78	36	27	18,1	15	1356	1,9E+11	1,1E+10	6,9E+10	5,4E+10	1340	1,2
	6	3,25	78	36	37	20,9	15	1571	3,2E+11	1,9E+10	1,2E+11	9,2E+10	1613	-2,6
	6	3,25	78	36	47	23,6	15	1686	4,3E+11	2,5E+10	1,6E+11	1,2E+11	1794	-6,4
	6	3,25	78	36	57	26,5	15	1739	5,2E+11	3,1E+10	1,9E+11	1,5E+11	1918	-10
	6	3,25	78	36	27	19,9	20	1244	1,5E+11	1,7E+10	3E+09	4,8E+10	1138	8,5
	6	3,25	78	36	37	22,5	20	1432	2,8E+11	2,4E+10	5E+10	8,4E+10	1410	1,5
	6	3,25	78	36	47	25,2	20	1530	3,9E+11	2,9E+10	9,4E+10	1,2E+11	1581	-3,3
	6	3,25	78	36	57	28	20	1567	4,8E+11	3,4E+10	1,3E+11	1,4E+11	1699	-8,4
	6	3,25	78	36	37	24,2	25	1450	2,5E+11	2,8E+10	2E+10	7,7E+10	1347	7,1
	6	3,25	78	36	47	26,8	25	1488	3,6E+11	3,3E+10	3,2E+10	1,1E+11	1531	-2,9
	6	3,25	78	36	57	29,7	25	1544	4,4E+11	3,8E+10	7,6E+10	1,3E+11	1654	-7,2

5.1.4 Kısmi Yalıtımlı tabandan Isı Transferi

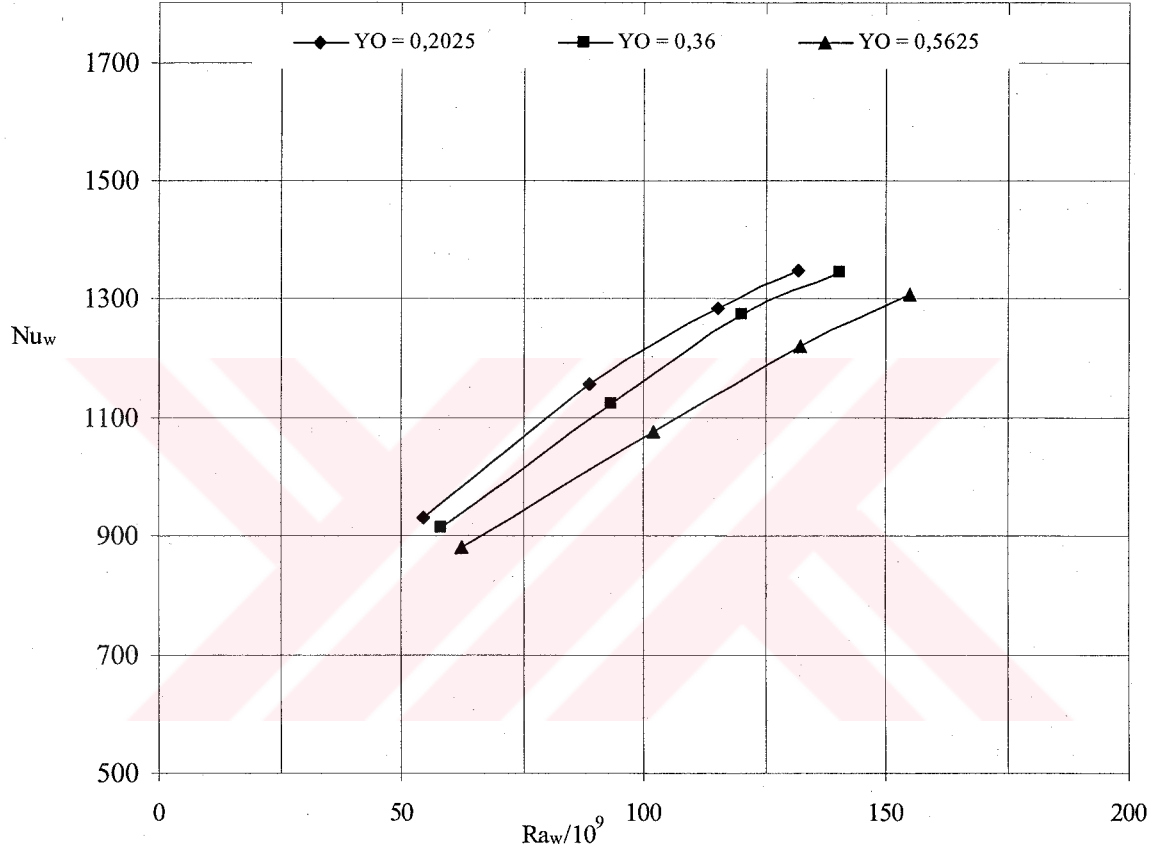
Önceki kısımda döşemeden ısıtmalı bir odada taban yüzeyinde kısmi yalıtım olmaması halinde taban, duvar ve tavan yüzey sıcaklıkları ile boyutların ısı transferi üzerindeki etkileri incelendi. Ancak döşemeden ısıtılan konutlarda tabanda kullanılan halı, mobilya ve benzeri malzemeler taban ısının odaya verilmesini etkilemektedir. Çalışmamızın asıl konusu olan döşemeden ısıtma sistemlerinin tavuk üretim çiftliklerine uygulanmasında da benzer bir durum söz konusudur. Çünkü tabanda yetiştirilen civciv veya tavuklar tabandan ısı transferini etkilemektedir. Çalışmanın bu kısmında dört farklı boyuttaki odanın tabanları farklı oranda ve farklı boyutta yalıtım malzemeleri ile yalıtılarak yalıtım oranı ve boyutlarının ısı transferi üzerindeki etkileri incelendi. 4x2,5x4m boyutlarındaki odanın tabanında 36 adet 0,3x0,3m yüzey alanına sahip yalıtım malzemesinin homojen olarak yerleştirilmesi şekil 5.19 da gösterilmiştir.



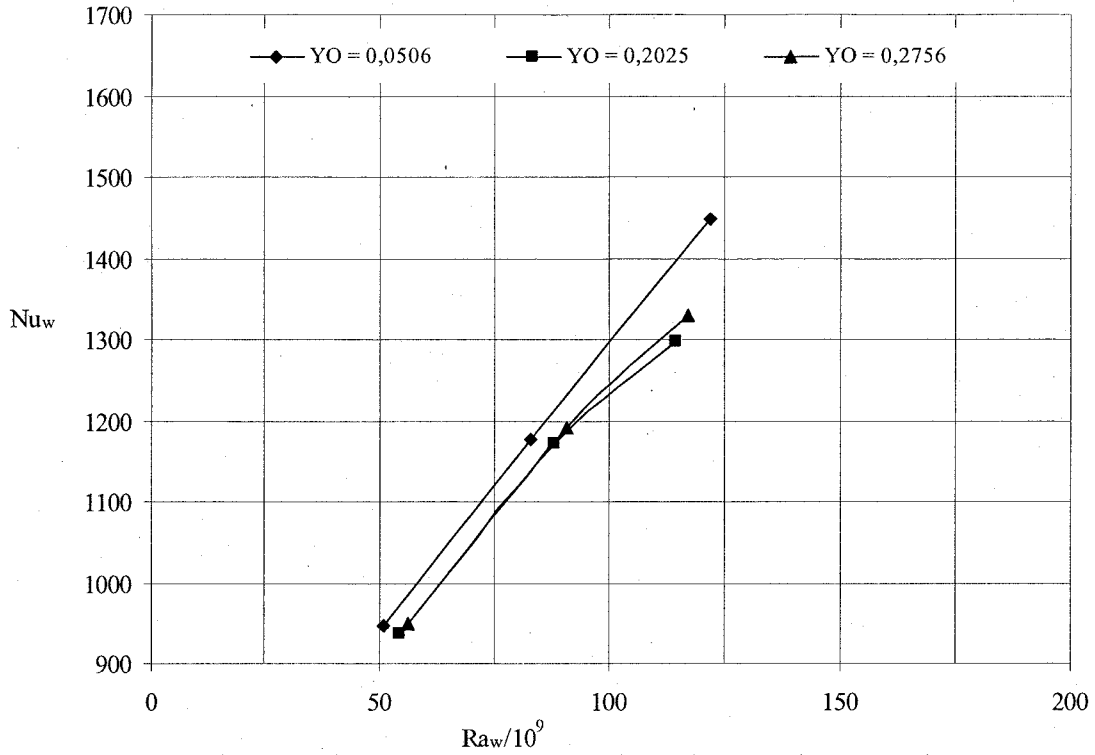
Şekil 5.19 Tabanda 36 adet 0,3x0,3m yüzey alanına sahip yalıtım malzemesi homojen olarak yerleştirilmiş olan 4x2,5x4m boyutlu odanın üstten görünümü

Yalıtımsız taban için elde edilen değerlerin yanı sıra üç farklı yalıtım oranında elde edilen değerler kullanılarak yalıtım oranının ısı transferi üzerindeki etkileri incelendikten sonra her bir yalıtım parçasının büyüklüğünün de Nusselt sayısı üzerindeki etkileri araştırıldı.

Yalıtımın bir kenarının taban karakteristik uzunluğuna oranı, L_{yb}/L , yalıtım boyutsuz karakteristik uzunluğu olarak ifade edildi. Yalıtım boyutsuz karakteristik uzunluğunun $L_{yb}/L = 0,15$ ve $0,075$ olması durumunda üç değişik yalıtım oranlarında $4 \times 1,75 \times 4 \text{ m}$ boyutlu oda için $T_d = T_t = 15^\circ \text{C}$ şartlarında bulunan taban Nusselt sayılarının Rayleigh sayılarına göre değişimi şekil 5.20 ve 5.21 de verilmiştir. Farklı oda boyutlarında, yalıtım oranlarında, yalıtım boyutlarında ve duvar ve tavan sıcaklık şartlarında bulunan değerlerin tümü çizelge 5.9 da verilmiştir.



Şekil 5.20 Kısmi taban yalıtımının farklı oranlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($4 \times 1,75 \times 4 \text{ m}$, $L_{yb}/L = 0,15$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 15^\circ \text{C}$)



Şekil 5.21 Kısmi taban yalıtımının farklı oranlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($4 \times 1,75 \times 4 \text{ m}$, $L_{yb}/L = 0,075$ $T_d = T_t = 15^\circ \text{C}$)

5.1.4.1 Kısmi Yalıtımlı Tabanda Nusselt Sayısı Yalıtım Oranı İlişkisi

Tabanda kısmi yalıtımın bulunmadığı döşemeden ısıtmalı bir odada taban, duvarlar ve tavanın boyutlarını ve ısı etkilerini içeren düzeltme katsayıları çizelge 5.6 da, temel ifade ise denklem 5.12 de verilmiştir. Oda taban boyutları kare şeklinde seçilen bu çalışmada yalıtımsız taban koşullarında taban Rayleigh sayısı için kenar uzunluğu karakteristik uzunluk olarak alınmıştır. Tabanda belirli oranlarda ve homojen olarak kısmi yalıtım yapılması durumunda; taban karakteristik uzunluğunun belirlenmesi ile ilgili bir çalışma bulunmamaktadır. Dolayısıyla yalıtımsız taban için verilen eşitlikleri tabanı kısmi yalıtımlı döşemeden ısıtma sistemlerine de uygulayabilmek için taban Rayleigh sayısının yalıtım oranının fonksiyonu olarak yeniden tanımlanması gerekmektedir. Kısmi yalıtımlı taban durumunda da taban karakteristik uzunluğu, yalıtımsız tabanda olduğu gibi taban kenar uzunluğu olarak alınmış ancak taban Rayleigh sayısı, taban yalıtım oranının fonksiyonu olarak;

$$Ra_{wy} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \cdot Pr \cdot L^3 \cdot f_y \quad (5.13)$$

$$f_y = C_y \cdot (1 - YO)^{n_y}$$

şeklinde ifade edilerek C_y ve n_y sabitleri belirlenmiştir. Tabanda değişik yalıtım oranlarında yalıtım yapılarak sayısal çözümden elde edilen taban Nusselt sayılarının analizinden, n_y sabiti,

$$T_d > T_t \Rightarrow n_y = 0,1$$

$$T_d = T_t \Rightarrow n_y = 0,25$$

$$T_d < T_t \Rightarrow n_y = 0,4$$

olarak hesaplanmıştır. C_y sabitinin ise yalıtım boyutlarının fonksiyonu olarak değişik değerler olmak üzere $C_y > 1$ şeklinde değerler aldığı görülmüştür. Ancak yalıtım oranının sıfır olması durumunda $C_y = 1$ sınır şartı sağlanmalıdır. Bu nedenle

$$C_y = f\left(1 + \frac{L_{yb}}{L}\right)$$

şeklinde bir fonksiyon tanımlanmıştır. Yalıtım oranının sıfır olması, yani tabanın yalıtımsız olması aynı zamanda $L_{yb} = 0$ olması anlamına da geldiğinden $C_y = 1$ sınır şartı sağlanmış olacaktır. 3 değişik yalıtım boyutu ve her yalıtım boyutunun 3 farklı yalıtım oranlarında sayısal çözümlerden elde edilen sonuçların analizinden

$$C_y = 1 + \left(\frac{L_{yb}}{L}\right)^{n_y}$$

şeklinde bir eşitlik elde edilmiştir. Yalıtımsız taban için geliştirilen denklem 5.12 ve çizelge 5.6 da ki düzeltme katsayıları kısmi taban yalıtımlı döşemeden ısıtma sisteminde de kullanılacaktır. Ayrıca kısmi taban yalıtımlı durum için bulunan katsayılar yalıtımsız taban için de kullanılabilecektir. Çünkü daha önce de ifade edildiği gibi yalıtımsız durumda $YO = 0$ ve $L_{yb} = 0$ olacağından dolayı $C_y \cdot (1 - YO)^{n_y} = 1$ olacaktır. Bu bakımdan gerek yalıtımsız taban, gerekse yalıtımlı taban için kullanılabilecek eşitlikler son şekliyle çizelge 5.8 de verilmiştir.

Çizelge 5.8 Tabanı yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı bir odanın döşemeden ısıtılmasında kullanılacak eşitlikler ve düzeltme katsayıları ($YO \leq 0,56$ ve $L_{yb}/L = 0,025-0,15$)

$Nu_w = 0,15.Ra_{wy}^{0,339} + 0,01069.Ra_{dt}^{0,4166} \cdot f_{dt}$ $Ra_{wy} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_i)}{\nu^2} \cdot Pr \cdot L^3 \cdot (1 + (\frac{L_{yb}}{L})^{n_y}) \cdot (1 - YO)^{n_y}$					
Geçerlilik		f_{dt}	n_y	Ortalama sapma %	Standart sapma %
$T_d > T_t$	$3,25 \geq H/L \geq 1$	$12,97 \cdot (\frac{T_d - T_t}{T_w} \cdot \frac{L}{H})^{0,76}$	0,1	2,903	3,58
	$0,166 < H/L < 1$	$2,14 \cdot (\frac{T_d - T_t}{T_w} \cdot \frac{L}{H})^{0,35}$			
$T_d < T_t$ ve tavan yalıtımlı	$3,25 \geq H/L > 0,5$	$0,8 \cdot (\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H})^{-0,2}$	0,4	2,344	2,798
	$0,166 < H/L \leq 0,5$	$1,2 \cdot (\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H})^{-0,04}$			
$T_d = T_t$	$3,25 \geq H/L \geq 1,75$	$3,8 \cdot (\frac{L}{H})^{1,16}$	0,25	2,545	3,13
	$1,75 > H/L > 0,166$	$0,93 \cdot (\frac{L}{H})^{0,21}$			

Çizelge 5.8 de hem tabanı yalıtımsız hem de kısmi yalıtımlı döşemeden ısıtma sistemlerinde geçerli olan genel denklem ve denkleme ait düzeltme katsayıları verilmiştir. Denklemin geçerliliği: Taban boyutları 1 – 6 m, duvar yükseklikleri 1 – 3,25m, duvar ve tavan sıcaklıkları 10 – 25 °C, oda sıcaklığı 15 – 34 °C, kısmi taban yalıtım oranı % 0 – 56,25 aralıklarındadır. Literatür kısmında kümes yüksekliklerinin iklim şartlarına bağlı olarak değiştiği belirtilmiştir. Erensayın (2001), uygun kümes yüksekliklerinin 2,5 m olduğunu ve yüksekliğin sıcak iklimli bölgelerde 3 m ye kadar arttırılabileceğini belirtmiştir. TSE (1987), duvar yüksekliklerinin 2 – 3m arasında olduğu belirtilmiştir. Kümes taban boyutlarının ise tavuk üretim kapasitesine bağlı olarak değişik boyutlarda yapılabileceği belirtilmiştir. Alkan (1969), kümes taban boyutlarının 7-11 m arasında değiştiği, küçük yaşlarda daha küçük boyutların seçilebileceği belirtilmiştir. Ayrıca kümeslerin tek bölme halinde olabileceği gibi her bir bölmede 300 - 350 tavuk yetiştirilecek şekilde bölmelere ayrılabilceği belirtilmiştir. Mutaf (1976), 1 m² lik taban alanında optimum tavuk sayısının 15 – 16 olduğu belirtilmiştir. Buradan her bir bölmenin taban alanının 20 – 25 m² olabileceği görülmektedir. Larry (1997), kümeslerde konfor

sıcaklıkları civciv veya tavuk yaşına bağlı olarak 21 – 30 °C aralıklarında verilmiştir. Kümes boyutları ve tavuk konfor sıcaklıkları ile ilgili literatür bilgileri göz önüne alındığında çizelge 5.8 de verilen denklemin tavuk üretim çiftliklerinde de kullanılabileceği görülmektedir.

Değişik yalıtım boyutlarında ve yalıtım oranlarında sayısal çözümlerden elde edilen sonuçların, çizelge 5.8 de verilen eşitliklerin sonuçları ile karşılaştırılması çizelge 5.9 da verilmiştir.



Çizelge 5.9 Döşemeden ısıtılan odada kısmi yalıtımlı taban için elde edilen sayısal çözüm sonuçlarının çizelge 5.8 de verilen eşitliklerin sonuçları ile karşılaştırılması

YO = 0,2025								L _{yb} /L = 0,15						
Boyut mxmxm	L m	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
4x1,75x4	4	1,75	28	16	27	16,7	10	1266	1,2E+11	9,1E+08	4,2E+10	1,9E+10	1171	7,49
	4	1,75	28	16	37	19,4	10	1283	1,8E+11	2,1E+09	5,3E+10	2,8E+10	1316	-2,59
	4	1,75	28	16	47	22,2	10	1390	2,2E+11	3,0E+09	6,1E+10	3,5E+10	1398	-0,58
	4	1,75	28	16	57	25,0	10	1438	2,6E+11	3,7E+09	6,7E+10	4,0E+10	1446	-0,61
	4	1,75	28	16	27	18,3	15	930	8,4E+10	1,7E+09	2,1E+10	1,5E+10	960	-3,26
	4	1,75	28	16	37	21,1	15	1158	1,4E+11	2,9E+09	3,4E+10	2,4E+10	1144	1,26
	4	1,75	28	16	47	23,9	15	1283	1,8E+11	3,7E+09	4,5E+10	3,2E+10	1256	2,14
	4	1,75	28	16	57	27,2	15	1349	2,0E+11	4,5E+09	5,4E+10	3,8E+10	1323	1,92
	4	1,75	28	16	37	23,0	20	1056	1,0E+11	3,7E+09	1,7E+10	2,1E+10	1063	-0,62
	4	1,75	28	16	47	25,8	20	1169	1,4E+11	4,4E+09	2,8E+10	2,9E+10	1183	-1,19
	4	1,75	28	16	57	28,6	20	1217	1,7E+11	5,0E+09	3,8E+10	3,5E+10	1260	-3,57
	4	1,75	28	16	47	27,6	25	1053	1,3E+11	5,1E+09	1,3E+10	2,6E+10	1141	-8,35
	4	1,75	28	16	67	33,6	25	1239	1,7E+11	6,0E+09	3,3E+10	3,7E+10	1282	-3,45
	4	1,75	28	16	77	36,3	25	1304	1,9E+11	6,2E+09	3,9E+10	4,0E+10	1318	-1,06
4x2,5x4	4	2,5	40	16	27	16,5	10	1158	1,2E+11	2,4E+09	4,2E+10	1,7E+10	1128	2,61
	4	2,5	40	16	37	19,1	10	1308	1,8E+11	5,7E+09	5,2E+10	2,8E+10	1285	1,81
	4	2,5	40	16	47	21,4	10	1387	2,3E+11	8,0E+09	5,8E+10	3,5E+10	1376	0,83
	4	2,5	40	16	57	23,9	10	1447	2,7E+11	9,9E+09	6,4E+10	4,1E+10	1431	1,10
	4	2,5	40	16	27	17,9	15	958	8,8E+10	4,5E+09	1,8E+10	1,5E+10	962	-0,44
	4	2,5	40	16	37	20,5	15	1188	1,4E+11	7,6E+09	3,1E+10	2,6E+10	1146	3,55
	4	2,5	40	16	47	23,1	15	1313	1,9E+11	1,0E+10	4,1E+10	3,5E+10	1260	4,10
	4	2,5	40	16	57	25,6	15	1373	2,2E+11	1,2E+10	4,8E+10	4,0E+10	1335	2,75
	4	2,5	40	16	37	22,0	20	1101	1,1E+11	9,5E+09	1,1E+10	2,5E+10	1001	9,13
	4	2,5	40	16	47	24,5	20	1218	1,5E+11	1,2E+10	2,3E+10	3,3E+10	1109	8,89
	4	2,5	40	16	57	27,0	20	1268	1,8E+11	1,3E+10	3,1E+10	3,9E+10	1181	6,85
	4	2,5	40	16	47	25,9	25	1104	1,4E+11	1,3E+10	4,6E+09	3,2E+10	1080	2,12
	4	2,5	40	16	57	28,7	25	1206	1,7E+11	1,5E+10	1,6E+10	3,9E+10	1156	4,21
	4	2,5	40	16	67	31,2	25	1274	1,9E+11	1,6E+10	2,5E+10	4,3E+10	1206	5,30

Çizelge 5.9 (Devam)

YO = 0,2025															L _{yb} /L = 0,15	
Boyut mxmxm	L m	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %		
6x1,75x6	6	1,75	42	36	27	16,8	10	2042	3,9E+11	9,3E+08	1,4E+11	7,4E+10	1935	5,27		
	6	1,75	42	36	37	20,0	10	2257	5,8E+11	2,3E+09	1,9E+11	1,1E+11	2142	5,08		
	6	1,75	42	36	47	22,9	10	2299	7,3E+11	3,3E+09	2,2E+11	1,3E+11	2253	1,97		
	6	1,75	42	36	27	18,8	15	1470	2,7E+11	2,0E+09	7,9E+10	5,2E+10	1496	-1,71		
	6	1,75	42	36	37	22,0	15	1715	4,3E+11	3,2E+09	1,3E+11	8,6E+10	1782	-3,90		
	6	1,75	42	36	47	25,1	15	1878	5,6E+11	4,2E+09	1,7E+11	1,1E+11	1955	-4,10		
	6	1,75	42	36	57	28,5	15	2127	6,5E+11	5,0E+09	2,0E+11	1,3E+11	2069	2,76		
	6	1,75	42	36	27	21,0	20	1267	1,7E+11	3,1E+09	2,1E+10	3,4E+10	1256	0,84		
	6	1,75	42	36	37	24,2	20	1567	3,2E+11	4,2E+09	7,7E+10	6,9E+10	1590	-1,47		
	6	1,75	42	36	47	27,4	20	1806	4,3E+11	5,1E+09	1,2E+11	9,6E+10	1781	1,36		
	6	1,75	42	36	57	30,6	20	1804	5,2E+11	5,7E+09	1,6E+11	1,2E+11	1902	-5,44		
	6	1,75	42	36	37	26,4	25	1490	2,6E+11	5,2E+09	2,6E+10	5,3E+10	1469	1,40		
	6	1,75	42	36	47	29,7	25	1594	3,8E+11	5,9E+09	7,6E+10	8,2E+10	1692	-6,16		
	6	1,75	42	36	57	32,9	25	1731	4,7E+11	6,4E+09	1,1E+11	1,0E+11	1831	-5,79		
6	1,75	42	36	67	36,1	25	1846	5,4E+11	6,7E+09	1,4E+11	1,2E+11	1921	-4,04			
6x2,5x6	6	2,5	60	36	27	16,8	10	2053	3,9E+11	2,9E+09	1,5E+11	6,8E+10	1837	10,52		
	6	2,5	60	36	37	20,0	10	2310	5,8E+11	6,9E+09	1,9E+11	1,0E+11	2059	10,84		
	6	2,5	60	36	47	23,1	10	2473	7,4E+11	1,0E+10	2,3E+11	1,3E+11	2188	11,53		
	6	2,5	60	36	27	18,5	15	1548	2,8E+11	5,4E+09	7,5E+10	5,2E+10	1482	4,25		
	6	2,5	60	36	37	21,6	15	1897	4,5E+11	9,0E+09	1,2E+11	8,7E+10	1768	6,82		
	6	2,5	60	36	47	24,5	15	2083	5,9E+11	1,2E+10	1,6E+11	1,1E+11	1944	6,71		
	6	2,5	60	36	67	30,5	15	2184	7,6E+11	1,5E+10	2,1E+11	1,5E+11	2135	2,22		
	6	2,5	60	36	37	23,5	20	1747	3,4E+11	1,1E+10	6,5E+10	7,6E+10	1639	6,22		
	6	2,5	60	36	47	26,5	20	1895	4,5E+11	1,4E+10	1,1E+11	1,0E+11	1814	4,32		
	6	2,5	60	36	57	29,6	20	1982	5,5E+11	1,6E+10	1,4E+11	1,2E+11	1951	1,56		
	6	2,5	60	36	47	28,3	25	1657	4,2E+11	1,6E+10	5,4E+10	9,2E+10	1758	-6,08		
	6	2,5	60	36	57	31,4	25	1855	5,1E+11	1,8E+10	9,5E+10	1,1E+11	1894	-2,11		
	6	2,5	60	36	67	34,5	25	2020	5,8E+11	1,9E+10	1,3E+11	1,3E+11	1984	1,79		

Çizelge 5.9 (Devam)

Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	YO = 0,36		L _{yb} /L = 0,15		Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
								Nu _w Sayısal									
4x1,75x4	4	1,75	28	16	27	16,2	10	1128				1,2E+11	6,4E+08	3,9E+10	1,7E+10	1161	-2,93
	4	1,75	28	16	37	18,7	10	1293				1,8E+11	1,7E+09	4,9E+10	2,5E+10	1305	-0,96
	4	1,75	28	16	47	21,1	10	1405				2,3E+11	2,6E+09	5,6E+10	3,1E+10	1387	1,28
	4	1,75	28	16	57	23,5	10	1468				2,6E+11	3,2E+09	6,0E+10	3,5E+10	1434	2,32
	4	1,75	28	16	27	17,7	15	914				8,4E+10	1,4E+09	1,7E+10	1,2E+10	946	-3,47
	4	1,75	28	16	37	20,3	15	1124				1,4E+11	2,4E+09	2,9E+10	2,1E+10	1125	-0,16
	4	1,75	28	16	47	22,8	15	1273				1,7E+11	3,2E+09	3,9E+10	2,7E+10	1234	3,06
	4	1,75	28	16	57	25,2	15	1345				2,0E+11	3,8E+09	4,5E+10	3,2E+10	1304	3,06
	4	1,75	28	16	27	19,6	20	806				5,6E+10	2,4E+09	2,2E+09	9,2E+09	836	-3,73
	4	1,75	28	16	37	22,0	20	1002				1,0E+11	3,2E+09	1,1E+10	1,7E+10	1037	-3,50
	4	1,75	28	16	57	26,9	20	1211				1,6E+11	4,3E+09	3,0E+10	2,9E+10	1229	-1,47
	4	1,75	28	16	47	26,2	25	1027				1,2E+11	4,6E+09	6,1E+09	2,1E+10	1113	-8,35
	4	1,75	28	16	57	28,8	25	1119				1,5E+11	5,0E+09	1,6E+10	2,7E+10	1195	-6,80
4x2,5x4	4	2,5	40	16	27	16,1	10	1147				1,2E+11	1,7E+09	3,9E+10	1,5E+10	1115	2,77
	4	2,5	40	16	37	18,2	10	1322				1,9E+11	4,5E+09	4,7E+10	2,4E+10	1271	3,83
	4	2,5	40	16	47	20,4	10	1428				2,4E+11	6,7E+09	5,3E+10	3,0E+10	1361	4,70
	4	2,5	40	16	57	22,5	10	1497				2,7E+11	8,3E+09	5,7E+10	3,5E+10	1415	5,46
	4	2,5	40	16	27	17,4	15	931				8,8E+10	3,6E+09	1,5E+10	1,3E+10	946	-1,62
	4	2,5	40	16	37	19,5	15	1159				1,4E+11	6,2E+09	2,5E+10	2,1E+10	1127	2,78
	4	2,5	40	16	47	21,7	15	1294				1,8E+11	8,2E+09	3,3E+10	2,8E+10	1238	4,39
	4	2,5	40	16	57	23,7	15	1374				2,2E+11	9,6E+09	3,9E+10	3,3E+10	1309	4,68
	4	2,5	40	16	27	19,0	20	827				6,1E+10	6,1E+09	6,2E+09	1,2E+10	802	3,09
	4	2,5	40	16	47	23,2	20	1205				1,5E+11	9,9E+09	1,6E+10	2,7E+10	1084	10,04
	4	2,5	40	16	57	25,2	20	1281				1,7E+11	1,1E+10	2,3E+10	3,2E+10	1153	10,01
	4	2,5	40	16	67	27,4	20	1312				1,9E+11	1,2E+10	2,9E+10	3,6E+10	1197	8,76
	4	2,5	40	16	37	22,8	25	1014				9,6E+10	1,1E+10	1,2E+10	2,1E+10	942	7,06
	4	2,5	40	16	57	26,8	25	1153				1,6E+11	1,3E+10	7,8E+09	3,1E+10	1129	2,04
	4	2,5	40	16	67	29,1	25	1247				1,8E+11	1,4E+10	1,6E+10	3,5E+10	1177	5,61

Çizelge 5.9 (Devam)

YO = 0,36								L _{yb} /L = 0,15						
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
5x1,75x6	6	1,75	42	36	27	16,1	10	2222	4,1E+11	6,0E+08	1,3E+11	6,5E+10	1917	13,73
	6	1,75	42	36	37	19,0	10	2277	6,0E+11	1,9E+09	1,7E+11	9,3E+10	2123	6,75
	6	1,75	42	36	47	21,7	10	2337	7,4E+11	2,8E+09	2,0E+11	1,1E+11	2236	4,32
	6	1,75	42	36	57	24,4	10	2406	8,5E+11	3,5E+09	2,2E+11	1,3E+11	2300	4,43
	6	1,75	42	36	27	18,2	15	1431	2,7E+11	1,7E+09	6,8E+10	4,5E+10	1475	-3,08
	6	1,75	42	36	37	21,1	15	1824	4,3E+11	2,8E+09	1,1E+11	7,5E+10	1757	3,67
	6	1,75	42	36	47	23,9	15	2041	5,6E+11	3,7E+09	1,5E+11	9,7E+10	1928	5,55
	6	1,75	42	36	57	26,6	15	2092	6,5E+11	4,3E+09	1,7E+11	1,1E+11	2037	2,61
	6	1,75	42	36	27	20,5	20	1237	1,7E+11	2,9E+09	1,1E+10	2,8E+10	1227	0,80
	6	1,75	42	36	37	23,3	20	1508	3,1E+11	3,8E+09	6,1E+10	5,8E+10	1554	-3,04
	6	1,75	42	36	47	26,0	20	1756	4,3E+11	4,5E+09	9,8E+10	8,1E+10	1740	0,92
	6	1,75	42	36	57	28,8	20	1855	5,1E+11	5,0E+09	1,3E+11	9,9E+10	1858	-0,13
	6	1,75	42	36	37	25,6	25	1497	2,6E+11	4,8E+09	1,1E+10	4,3E+10	1436	4,09
	6	1,75	42	36	47	28,4	25	1554	3,7E+11	5,4E+09	5,5E+10	6,8E+10	1653	-6,31
	6	1,75	42	36	57	31,2	25	1669	4,6E+11	5,8E+09	8,9E+10	8,7E+10	1788	-7,09
	6	1,75	42	36	67	33,9	25	1780	5,2E+11	6,0E+09	1,1E+11	1,0E+11	1874	-5,26
6x2,5x6	6	2,5	60	36	27	16,3	10	1884	4,0E+11	2,0E+09	1,4E+11	6,9E+10	1850	1,79
	6	2,5	60	36	37	19,0	10	2150	6,0E+11	5,5E+09	1,7E+11	1,1E+11	2100	2,29
	6	2,5	60	36	47	21,6	10	2333	7,6E+11	8,1E+09	2,0E+11	1,5E+11	2236	4,14
	6	2,5	60	36	57	24,2	10	2429	8,7E+11	1,0E+10	2,2E+11	1,7E+11	2314	4,73
	6	2,5	60	36	37	20,8	15	1920	4,4E+11	7,9E+09	1,1E+11	1,1E+11	1813	5,55
	6	2,5	60	36	47	23,4	15	2135	5,8E+11	1,0E+10	1,4E+11	1,5E+11	1993	6,62
	6	2,5	60	36	57	26,0	15	2225	6,8E+11	1,2E+10	1,7E+11	1,7E+11	2110	5,17
	6	2,5	60	36	27	20,0	20	1293	1,8E+11	7,5E+09	7,8E+08	6,9E+10	1387	-7,27
	6	2,5	60	36	37	22,6	20	1674	3,3E+11	1,0E+10	4,8E+10	1,1E+11	1702	-1,64
	6	2,5	60	36	57	27,8	20	1981	5,3E+11	1,4E+10	1,2E+11	1,7E+11	2007	-1,33
	6	2,5	60	36	37	24,6	25	1579	2,8E+11	1,3E+10	7,7E+09	1,1E+11	1642	-4,00
	6	2,5	60	36	47	27,0	25	1652	4,1E+11	1,4E+10	3,3E+10	1,4E+11	1841	-11,43
	6	2,5	60	36	57	29,8	25	1848	4,9E+11	1,6E+10	7,0E+10	1,7E+11	1969	-6,59
	6	2,5	60	36	67	32,3	25	1958	5,6E+11	1,6E+10	9,6E+10	1,9E+11	2053	-4,85

Çizelge 5.9 (Devam)

YO = 0,5625								L _{yb} /L = 0,15						
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
4x1,75x4	4	1,75	28	16	37	17,3	10	1269	1,9E+11	1,1E+09	4,1E+10	1,9E+10	1287	-1,42
	4	1,75	28	16	47	19,1	10	1376	2,4E+11	1,7E+09	4,6E+10	2,4E+10	1369	0,45
	4	1,75	28	16	57	20,6	10	1457	2,8E+11	2,1E+09	4,8E+10	2,6E+10	1418	2,65
	4	1,75	28	16	27	17,0	15	881	8,3E+10	1,1E+09	1,3E+10	9,0E+09	919	-4,32
	4	1,75	28	16	37	18,8	15	1077	1,3E+11	1,8E+09	2,1E+10	1,5E+10	1094	-1,62
	4	1,75	28	16	47	20,5	15	1220	1,7E+11	2,3E+09	2,8E+10	2,0E+10	1201	1,63
	4	1,75	28	16	57	22,3	15	1309	2,0E+11	2,7E+09	3,2E+10	2,3E+10	1269	3,02
	4	1,75	28	16	27	19,0	20	814	5,2E+10	2,1E+09	6,1E+09	6,5E+09	797	2,14
	4	1,75	28	16	47	22,6	20	1098	1,3E+11	3,1E+09	1,3E+10	1,8E+10	1103	-0,48
	4	1,75	28	16	57	24,2	20	1177	1,5E+11	3,4E+09	1,9E+10	2,1E+10	1175	0,19
	4	1,75	28	16	67	26,1	20	1234	1,7E+11	3,6E+09	2,4E+10	2,4E+10	1222	0,96
	4	1,75	28	16	67	28,2	25	1150	1,6E+11	4,3E+09	1,2E+10	2,2E+10	1194	-3,83
4	1,75	28	16	77	30,0	25	1191	1,7E+11	4,3E+09	1,7E+10	2,4E+10	1229	-3,19	
4	1,75	28	16	87	31,7	25	1225	1,8E+11	4,4E+09	2,1E+10	2,6E+10	1256	-2,59	
4x2,5x4	4	2,5	40	16	27	15,4	10	1152	1,2E+11	5,6E+08	3,4E+10	1,1E+10	1093	5,11
	4	2,5	40	16	37	16,9	10	1301	1,9E+11	2,6E+09	3,9E+10	1,7E+10	1249	4,01
	4	2,5	40	16	47	18,5	10	1412	2,4E+11	4,3E+09	4,3E+10	2,2E+10	1340	5,09
	4	2,5	40	16	27	16,8	15	932	8,5E+10	2,8E+09	1,1E+10	9,5E+09	917	1,54
	4	2,5	40	16	37	18,4	15	1156	1,4E+11	4,7E+09	1,9E+10	1,6E+10	1093	5,44
	4	2,5	40	16	47	20,1	15	1307	1,8E+11	6,3E+09	2,6E+10	2,2E+10	1202	8,05
	4	2,5	40	16	47	21,4	20	1162	1,4E+11	7,8E+09	6,8E+09	2,0E+10	1041	10,42
	4	2,5	40	16	57	23,1	20	1223	1,6E+11	8,8E+09	1,4E+10	2,4E+10	1107	9,51
	4	2,5	40	16	67	24,5	20	1289	1,8E+11	9,4E+09	1,8E+10	2,7E+10	1151	10,65
	4	2,5	40	16	47	23,4	25	1111	1,2E+11	1,0E+10	7,7E+09	2,1E+10	1014	8,71
	4	2,5	40	16	57	24,8	25	1193	1,5E+11	1,1E+10	8,3E+08	2,4E+10	1085	9,01
	4	2,5	40	16	67	26,2	25	1201	1,7E+11	1,1E+10	4,6E+09	2,6E+10	1131	5,77

Çizelge 5.9 (Devam)

Boyut mxmxm	YO = 0,5625								L _{yb} /L = 0,15					
	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
6x1,75x6	6	1,75	42	36	27	15,5	10	1894	4,1E+11	2,9E+08	1,2E+11	5,7E+10	1888	0,27
	6	1,75	42	36	37	17,4	10	2187	6,3E+11	1,1E+09	1,4E+11	7,4E+10	2089	4,47
	6	1,75	42	36	47	19,6	10	2200	7,8E+11	2,0E+09	1,6E+11	9,1E+10	2205	-0,23
	6	1,75	42	36	57	21,7	10	2274	9,0E+11	2,5E+09	1,8E+11	1,0E+11	2272	0,09
	6	1,75	42	36	27	17,5	15	1377	2,6E+11	1,3E+09	5,3E+10	3,5E+10	1435	-4,21
	6	1,75	42	36	37	19,6	15	1751	4,3E+11	2,2E+09	8,7E+10	5,7E+10	1710	2,37
	6	1,75	42	36	47	21,7	15	1956	5,6E+11	2,8E+09	1,1E+11	7,4E+10	1877	4,06
	6	1,75	42	36	57	23,7	15	2096	6,6E+11	3,2E+09	1,3E+11	8,6E+10	1984	5,37
	6	1,75	42	36	27	19,9	20	1261	1,6E+11	2,5E+09	2,4E+09	1,9E+10	1170	7,23
	6	1,75	42	36	37	22,0	20	1486	3,0E+11	3,2E+09	3,7E+10	4,2E+10	1486	-0,01
	6	1,75	42	36	47	24,0	20	1703	4,0E+11	3,7E+09	6,6E+10	6,0E+10	1665	2,25
	6	1,75	42	36	57	26,0	20	1846	4,8E+11	4,0E+09	8,8E+10	7,3E+10	1780	3,55
	6	1,75	42	36	57	28,6	25	1663	4,4E+11	4,9E+09	5,3E+10	6,4E+10	1712	-2,93
	6	1,75	42	36	67	30,7	25	1762	5,0E+11	5,1E+09	7,4E+10	7,4E+10	1797	-2,01
	6	1,75	42	36	77	32,7	25	1855	5,4E+11	5,1E+09	9,0E+10	8,2E+10	1853	0,13
6x2,5x6	6	2,5	60	36	27	15,4	10	1794	4,2E+11	6,7E+08	1,2E+11	4,7E+10	1784	0,55
	6	2,5	60	36	37	17,4	10	2111	6,3E+11	3,3E+09	1,4E+11	6,8E+10	2005	5,04
	6	2,5	60	36	47	19,1	10	2299	8,1E+11	5,2E+09	1,6E+11	8,2E+10	2132	7,26
	6	2,5	60	36	57	21,1	10	2414	9,3E+11	6,8E+09	1,7E+11	9,5E+10	2209	8,49
	6	2,5	60	36	27	17,2	15	1430	2,7E+11	3,4E+09	4,7E+10	3,3E+10	1419	0,79
	6	2,5	60	36	37	19,3	15	1876	4,4E+11	5,8E+09	8,1E+10	5,7E+10	1692	9,79
	6	2,5	60	36	47	21,2	15	2101	5,8E+11	7,7E+09	1,1E+11	7,4E+10	1860	11,49
	6	2,5	60	36	57	23,0	15	2152	6,8E+11	8,9E+09	1,2E+11	8,6E+10	1970	8,46
	6	2,5	60	36	37	21,2	20	1601	3,1E+11	8,4E+09	2,3E+10	4,7E+10	1527	4,63
	6	2,5	60	36	47	23,1	20	1833	4,2E+11	9,8E+09	5,2E+10	6,4E+10	1703	7,10
	6	2,5	60	36	57	25,1	20	2004	5,1E+11	1,1E+10	7,7E+10	7,8E+10	1820	9,21
	6	2,5	60	36	67	27,1	20	2048	5,7E+11	1,2E+10	9,5E+10	8,8E+10	1895	7,45
	6	2,5	60	36	57	27,0	25	1814	4,7E+11	1,3E+10	2,9E+10	6,9E+10	1763	2,82
	6	2,5	60	36	67	28,8	25	1888	5,3E+11	1,3E+10	5,0E+10	7,8E+10	1846	2,22
	6	2,5	60	36	77	30,9	25	1979	5,8E+11	1,4E+10	7,0E+10	8,8E+10	1904	3,83

Çizelge 5.9 (Devam)

YO = 0,0506								L _{yb} /L = 0,075						
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
4x1,75x4	4	1,75	28	16	27	17,3	10	1285	1,1E+11	1,2E+09	4,6E+10	2,2E+10	1168	9,13
	4	1,75	28	16	37	20,7	10	1471	1,6E+11	2,7E+09	6,0E+10	3,3E+10	1310	10,97
	4	1,75	28	16	47	24,1	10	1580	2,0E+11	3,8E+09	7,0E+10	4,1E+10	1390	12,06
	4	1,75	28	16	57	27,5	10	1592	2,3E+11	4,7E+09	7,8E+10	4,8E+10	1434	9,92
	4	1,75	28	16	27	18,8	15	948	7,7E+10	2,0E+09	2,4E+10	1,7E+10	951	-0,37
	4	1,75	28	16	37	22,1	15	1175	1,2E+11	3,3E+09	3,9E+10	2,8E+10	1132	3,73
	4	1,75	28	16	47	25,2	15	1285	1,6E+11	4,2E+09	5,1E+10	3,6E+10	1242	3,31
	4	1,75	28	16	57	29,3	15	1447	1,8E+11	5,2E+09	6,3E+10	4,5E+10	1310	9,48
	4	1,75	28	16	27	20,6	20	833	5,3E+10	2,9E+09	3,6E+09	1,3E+10	851	-2,24
	4	1,75	28	16	37	23,9	20	1077	9,6E+10	4,1E+09	2,1E+10	2,5E+10	1057	1,88
	4	1,75	28	16	47	27,0	20	1162	1,3E+11	4,9E+09	3,4E+10	3,3E+10	1176	-1,27
	4	1,75	28	16	57	30,4	20	1240	1,5E+11	5,6E+09	4,5E+10	4,0E+10	1252	-0,98
	4	1,75	28	16	57	32,3	25	1192	1,4E+11	6,2E+09	3,1E+10	3,7E+10	1218	-2,19
	4	1,75	28	16	67	35,5	25	1273	1,6E+11	6,6E+09	4,0E+10	4,2E+10	1273	0,05
	4	1,75	28	16	77	38,7	25	1336	1,7E+11	6,8E+09	4,7E+10	4,5E+10	1308	2,12
4x2,5x4	4	2,5	40	16	37	20,0	10	1309	1,7E+11	6,9E+09	5,7E+10	3,2E+10	1280	2,19
	4	2,5	40	16	47	22,6	10	1380	2,2E+11	9,4E+09	6,4E+10	4,0E+10	1368	0,88
	4	2,5	40	16	57	25,6	10	1455	2,5E+11	1,2E+10	7,1E+10	4,7E+10	1421	2,35
	4	2,5	40	16	67	28,3	10	1423	2,8E+11	1,3E+10	7,4E+10	5,1E+10	1419	0,31
	4	2,5	40	16	27	18,4	15	963	8,2E+10	5,1E+09	2,1E+10	1,8E+10	955	0,85
	4	2,5	40	16	37	21,3	15	1181	1,3E+11	8,6E+09	3,5E+10	3,0E+10	1138	3,65
	4	2,5	40	16	47	24,1	15	1295	1,7E+11	1,1E+10	4,6E+10	3,9E+10	1251	3,43
	4	2,5	40	16	57	26,9	15	1331	2,0E+11	1,3E+10	5,4E+10	4,5E+10	1324	0,51
	4	2,5	40	16	37	22,8	20	1063	1,0E+11	1,1E+10	1,6E+10	2,9E+10	991	6,76
	4	2,5	40	16	47	25,6	20	1160	1,4E+11	1,3E+10	2,8E+10	3,7E+10	1099	5,25
	4	2,5	40	16	57	28,5	20	1242	1,7E+11	1,5E+10	3,8E+10	4,4E+10	1168	5,90
	4	2,5	40	16	67	31,5	20	1301	1,9E+11	1,6E+10	4,6E+10	5,0E+10	1217	6,45
	4	2,5	40	16	57	30,2	25	1217	1,6E+11	1,6E+10	2,3E+10	4,4E+10	1143	6,13
	4	2,5	40	16	67	33,1	25	1267	1,8E+11	1,7E+10	3,2E+10	4,9E+10	1192	5,92
	4	2,5	40	16	77	36,0	25	1314	1,9E+11	1,8E+10	3,9E+10	5,2E+10	1227	6,64

Çizelge 5.9 (Devam)

		YO = 0,0506							L _{yb} /L = 0,075						
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %	
6x1,75x6	6	1,75	42	36	27	17,3	10	2041	3,7E+11	1,2E+09	1,5E+11	8,1E+10	1931	5,41	
	6	1,75	42	36	37	20,9	10	2223	5,4E+11	2,8E+09	2,1E+11	1,2E+11	2135	3,98	
	6	1,75	42	36	47	24,4	10	2344	6,7E+11	3,9E+09	2,4E+11	1,4E+11	2246	4,16	
	6	1,75	42	36	27	19,3	15	1437	2,4E+11	2,2E+09	9,0E+10	5,9E+10	1484	-3,25	
	6	1,75	42	36	37	22,9	15	1951	4,0E+11	3,7E+09	1,5E+11	9,7E+10	1769	9,30	
	6	1,75	42	36	47	26,5	15	2069	5,1E+11	4,8E+09	1,9E+11	1,3E+11	1940	6,22	
	6	1,75	42	36	27	21,4	20	1285	1,5E+11	3,3E+09	3,0E+10	4,0E+10	1249	2,85	
	6	1,75	42	36	37	25,0	20	1606	3,0E+11	4,6E+09	9,2E+10	7,8E+10	1582	1,50	
	6	1,75	42	36	47	28,6	20	1835	4,0E+11	5,5E+09	1,4E+11	1,1E+11	1771	3,50	
	6	1,75	42	36	57	32,2	20	2002	4,8E+11	6,2E+09	1,8E+11	1,3E+11	1891	5,57	
	6	1,75	42	36	37	27,1	25	1477	2,4E+11	5,5E+09	3,9E+10	6,2E+10	1461	1,07	
	6	1,75	42	36	47	30,8	25	1626	3,5E+11	6,4E+09	9,4E+10	9,4E+10	1682	-3,44	
6	1,75	42	36	57	34,4	25	1783	4,3E+11	6,9E+09	1,4E+11	1,2E+11	1818	-1,95		
6x2,5x6	6	1,75	42	36	67	37,9	25	2021	4,9E+11	7,3E+09	1,7E+11	1,3E+11	1909	5,53	
	6	2,5	60	36	27	17,4	10	2099	3,6E+11	3,7E+09	1,6E+11	7,6E+10	1833	12,71	
	6	2,5	60	36	37	21,0	10	2375	5,4E+11	8,2E+09	2,1E+11	1,2E+11	2051	13,62	
	6	2,5	60	36	47	24,4	10	2527	6,8E+11	1,2E+10	2,5E+11	1,5E+11	2174	13,95	
	6	2,5	60	36	57	28,0	10	2521	7,8E+11	1,4E+10	2,8E+11	1,7E+11	2243	11,02	
	6	2,5	60	36	27	19,0	15	1566	2,5E+11	6,1E+09	8,5E+10	5,9E+10	1471	6,11	
	6	2,5	60	36	37	22,4	15	1919	4,2E+11	1,0E+10	1,4E+11	9,8E+10	1754	8,59	
	6	2,5	60	36	47	26,2	15	2221	5,3E+11	1,4E+10	1,9E+11	1,3E+11	1927	13,25	
	6	2,5	60	36	57	29,8	15	2319	6,2E+11	1,6E+10	2,2E+11	1,6E+11	2040	12,05	
	6	2,5	60	36	27	20,9	20	1332	1,7E+11	8,9E+09	1,8E+10	4,7E+10	1307	1,89	
	6	2,5	60	36	37	24,2	20	1753	3,2E+11	1,2E+10	7,9E+10	8,6E+10	1631	6,92	
	6	2,5	60	36	47	27,5	20	1866	4,3E+11	1,5E+10	1,3E+11	1,1E+11	1819	2,49	
	6	2,5	60	36	57	31,0	20	2008	5,1E+11	1,7E+10	1,6E+11	1,4E+11	1942	3,28	
	6	2,5	60	36	67	34,4	20	2129	5,7E+11	1,9E+10	1,9E+11	1,5E+11	2021	5,09	
	6	2,5	60	36	37	26,1	25	1558	2,7E+11	1,5E+10	2,0E+10	7,4E+10	1538	1,27	
	6	2,5	60	36	47	29,6	25	1750	3,8E+11	1,7E+10	7,5E+10	1,1E+11	1749	0,03	
	6	2,5	60	36	57	32,9	25	1926	4,7E+11	1,9E+10	1,2E+11	1,3E+11	1884	2,18	
	6	2,5	60	36	67	36,3	25	2055	5,4E+11	2,0E+10	1,5E+11	1,5E+11	1973	4,02	
	6	2,5	60	36	77	39,6	25	2155	5,8E+11	2,1E+10	1,7E+11	1,6E+11	2035	5,57	

Çizelge 5.9 (Devam)

YO = 0,2025								L _{yb} /L = 0,075						
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %
4x1,75x4	4	1,75	28	16	27	16,6	10	1118	1,1E+11	8,6E+08	4,2E+10	1,9E+10	1162	-3,90
	4	1,75	28	16	37	19,5	10	1291	1,7E+11	2,1E+09	5,3E+10	2,8E+10	1306	-1,12
	4	1,75	28	16	47	22,3	10	1405	2,1E+11	3,1E+09	5,2E+10	3,5E+10	1387	1,27
	4	1,75	28	16	57	25,1	10	1453	2,5E+11	3,8E+09	5,8E+10	4,0E+10	1435	1,28
	4	1,75	28	16	27	18,3	15	937	7,9E+10	1,7E+09	2,0E+10	1,5E+10	943	-0,71
	4	1,75	28	16	37	21,2	15	1171	1,3E+11	2,9E+09	3,5E+10	2,5E+10	1123	4,09
	4	1,75	28	16	47	24	15	1298	1,6E+11	3,8E+09	4,5E+10	3,2E+10	1233	5,01
	4	1,75	28	16	57	26,9	15	1331	1,9E+11	4,4E+09	5,3E+10	3,7E+10	1303	2,11
	4	1,75	28	16	37	23	20	1073	9,5E+10	3,7E+09	1,7E+10	2,2E+10	1041	2,98
	4	1,75	28	16	47	25,8	20	1259	1,3E+11	4,5E+09	2,9E+10	2,9E+10	1160	7,87
	4	1,75	28	16	57	28,7	20	1340	1,5E+11	5,0E+09	3,8E+10	3,5E+10	1235	7,81
	4	1,75	28	16	67	31,7	20	1303	1,7E+11	5,5E+09	4,6E+10	3,9E+10	1284	1,47
	4	1,75	28	16	47	27,8	25	1098	1,2E+11	5,2E+09	1,4E+10	2,7E+10	1117	-1,75
	4	1,75	28	16	57	30,8	25	1184	1,4E+11	5,7E+09	2,5E+10	3,3E+10	1201	-1,41
	4	1,75	28	16	67	33,6	25	1260	1,6E+11	6,0E+09	3,3E+10	3,7E+10	1255	0,39
	4	1,75	28	16	77	36,5	25	1324	1,7E+11	6,2E+09	4,0E+10	4,0E+10	1291	2,48
4x2,5x4	4	2,5	40	16	27	16,6	10	1163	1,1E+11	2,4E+09	4,2E+10	1,8E+10	1119	3,77
	4	2,5	40	16	37	19,2	10	1324	1,8E+11	5,8E+09	5,2E+10	2,8E+10	1275	3,76
	4	2,5	40	16	47	21,8	10	1431	2,2E+11	8,5E+09	5,0E+10	3,7E+10	1364	4,64
	4	2,5	40	16	27	17,9	15	966	8,3E+10	4,4E+09	1,8E+10	1,5E+10	946	2,13
	4	2,5	40	16	37	20,5	15	1189	1,3E+11	7,5E+09	3,1E+10	2,6E+10	1127	5,24
	4	2,5	40	16	47	23,0	15	1314	1,7E+11	9,9E+09	4,1E+10	3,4E+10	1239	5,69
	4	2,5	40	16	37	22,0	20	1054	1,0E+11	9,6E+09	1,1E+10	2,5E+10	978	7,22
	4	2,5	40	16	47	24,5	20	1168	1,4E+11	1,2E+10	2,3E+10	3,3E+10	1085	7,09
	4	2,5	40	16	67	29,6	20	1280	1,9E+11	1,4E+10	3,9E+10	4,4E+10	1202	6,06
	4	2,5	40	16	57	28,7	25	1216	1,6E+11	1,5E+10	1,7E+10	3,9E+10	1130	7,12
	4	2,5	40	16	67	31,3	25	1261	1,7E+11	1,6E+10	2,5E+10	4,3E+10	1177	6,65
	4	2,5	40	16	77	33,9	25	1308	1,9E+11	1,6E+10	3,2E+10	4,7E+10	1213	7,27
4	2,5	40	16	87	36,4	25	1331	2,0E+11	1,7E+10	3,7E+10	4,9E+10	1236	7,14	

Çizelge 5.9 (Devam)

YO = 0,2025															L _{yb} /L = 0,075				
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %					
6x1,75x6	6	1,75	42	36	27	16,7	10	2118	3,8E+11	9,0E+08	1,4E+11	7,3E+10	1921	9,28					
	6	1,75	42	36	37	20,1	10	2263	5,6E+11	2,4E+09	1,9E+11	1,1E+11	2127	6,01					
	6	1,75	42	36	47	23,3	10	2381	7,0E+11	3,5E+09	2,3E+11	1,3E+11	2240	5,90					
	6	1,75	42	36	57	26,6	10	2375	7,9E+11	4,3E+09	2,5E+11	1,5E+11	2302	3,07					
	6	1,75	42	36	27	18,8	15	1544	2,5E+11	2,0E+09	8,1E+10	5,3E+10	1472	4,66					
	6	1,75	42	36	37	22,2	15	1925	4,0E+11	3,3E+09	1,3E+11	8,8E+10	1754	8,90					
	6	1,75	42	36	47	25,4	15	2095	5,2E+11	4,3E+09	1,7E+11	1,1E+11	1926	8,07					
	6	1,75	42	36	57	28,7	15	2128	6,0E+11	5,1E+09	2,0E+11	1,3E+11	2036	4,32					
	6	1,75	42	36	27	21,0	20	1265	1,6E+11	3,1E+09	2,1E+10	3,4E+10	1230	2,76					
	6	1,75	42	36	37	24,2	20	1571	2,9E+11	4,2E+09	7,8E+10	6,9E+10	1558	0,83					
	6	1,75	42	36	47	27,5	20	1816	4,0E+11	5,1E+09	1,2E+11	9,7E+10	1746	3,87					
	6	1,75	42	36	57	30,8	20	1958	4,8E+11	5,8E+09	1,6E+11	1,2E+11	1865	4,76					
	6	1,75	42	36	37	26,4	25	1490	2,4E+11	5,2E+09	2,6E+10	5,3E+10	1440	3,40					
	6	1,75	42	36	47	29,7	25	1592	3,5E+11	5,9E+09	7,6E+10	8,2E+10	1658	-4,18					
	6	1,75	42	36	57	32,9	25	1735	4,3E+11	6,5E+09	1,2E+11	1,0E+11	1794	-3,41					
	6	1,75	42	36	67	36,2	25	1859	4,9E+11	6,8E+09	1,4E+11	1,2E+11	1883	-1,29					
6x2,5x6	6	2,5	60	36	27	16,7	10	1825	3,8E+11	2,7E+09	1,4E+11	6,6E+10	1821	0,21					
	6	2,5	60	36	37	20,0	10	2169	5,6E+11	7,0E+09	1,9E+11	1,0E+11	2042	5,84					
	6	2,5	60	36	47	23,1	10	2336	7,1E+11	1,0E+10	2,3E+11	1,3E+11	2168	7,19					
	6	2,5	60	36	57	26,2	10	2385	8,2E+11	1,2E+10	2,5E+11	1,5E+11	2242	6,00					
	6	2,5	60	36	27	18,7	15	1591	2,5E+11	5,6E+09	7,7E+10	5,4E+10	1458	8,37					
	6	2,5	60	36	37	21,8	15	1963	4,1E+11	9,4E+09	1,3E+11	9,1E+10	1739	11,40					
	6	2,5	60	36	47	24,9	15	2152	5,4E+11	1,2E+10	1,7E+11	1,2E+11	1912	11,13					
	6	2,5	60	36	57	28,0	15	2171	6,3E+11	1,4E+10	2,0E+11	1,4E+11	2025	6,70					
	6	2,5	60	36	37	23,5	20	1725	3,1E+11	1,2E+10	5,6E+10	7,7E+10	1606	6,88					
	6	2,5	60	36	47	26,6	20	1914	4,2E+11	1,4E+10	1,1E+11	1,0E+11	1792	6,33					
	6	2,5	60	36	57	29,8	20	2012	5,0E+11	1,6E+10	1,5E+11	1,3E+11	1912	4,95					
	6	2,5	60	36	47	28,5	25	1741	3,8E+11	1,6E+10	5,8E+10	9,4E+10	1723	1,06					
	6	2,5	60	36	57	31,6	25	1913	4,6E+11	1,8E+10	9,8E+10	1,2E+11	1857	2,91					
	6	2,5	60	36	67	34,7	25	2045	5,3E+11	1,9E+10	1,3E+11	1,3E+11	1944	4,91					

Çizelge 5.9 (Devam)

YO = 0,275															
L _{yb} /L = 0,075															
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %	
4x1,75x4	4	1,75	28	16	27	16,5	10	1289	1,1E+11	7,7E+08	4,1E+10	1,8E+10	1159	10,08	
	4	1,75	28	16	37	19,2	10	1456	1,7E+11	2,0E+09	5,2E+10	2,7E+10	1303	10,52	
	4	1,75	28	16	47	22,0	10	1568	2,2E+11	2,9E+09	6,0E+10	3,4E+10	1385	11,65	
	4	1,75	28	16	27	18,0	15	948	7,9E+10	1,6E+09	1,9E+10	1,3E+10	938	1,07	
	4	1,75	28	16	37	20,8	15	1192	1,3E+11	2,7E+09	3,2E+10	2,3E+10	1117	6,24	
	4	1,75	28	16	47	23,5	15	1331	1,6E+11	3,5E+09	4,2E+10	3,0E+10	1226	7,88	
	4	1,75	28	16	37	22,4	20	1013	9,6E+10	3,4E+09	1,3E+10	1,9E+10	1030	-1,68	
	4	1,75	28	16	47	25,2	20	1212	1,3E+11	4,2E+09	2,6E+10	2,7E+10	1148	5,30	
	4	1,75	28	16	57	27,9	20	1252	1,5E+11	4,7E+09	3,5E+10	3,2E+10	1223	2,30	
	4	1,75	28	16	47	26,9	25	1057	1,2E+11	4,9E+09	9,2E+09	2,4E+10	1107	-4,66	
	4	1,75	28	16	57	29,6	25	1125	1,4E+11	5,3E+09	2,0E+10	2,9E+10	1189	-5,70	
	4	1,75	28	16	67	32,7	25	1276	1,6E+11	5,8E+09	3,0E+10	3,5E+10	1244	2,53	
4x2,5x4	4	2,5	40	16	27	16,4	10	1190	1,2E+11	2,2E+09	4,1E+10	1,7E+10	1115	6,36	
	4	2,5	40	16	37	18,7	10	1328	1,8E+11	5,1E+09	4,9E+10	2,6E+10	1270	4,38	
	4	2,5	40	16	47	21,0	10	1508	2,3E+11	7,5E+09	5,6E+10	3,3E+10	1362	9,70	
	4	2,5	40	16	37	20,1	15	1224	1,3E+11	7,0E+09	2,9E+10	2,4E+10	1120	8,51	
	4	2,5	40	16	47	22,5	15	1361	1,7E+11	9,3E+09	3,8E+10	3,2E+10	1232	9,49	
	4	2,5	40	16	57	24,9	15	1427	2,1E+11	1,1E+10	4,5E+10	3,8E+10	1306	8,50	
	4	2,5	40	16	37	21,5	20	1082	1,0E+11	8,9E+09	8,3E+09	2,3E+10	970	10,36	
	4	2,5	40	16	47	24,0	20	1271	1,4E+11	1,1E+10	2,0E+10	3,1E+10	1076	15,33	
	4	2,5	40	16	57	26,3	20	1328	1,6E+11	1,2E+10	2,9E+10	3,7E+10	1144	13,81	
	4	2,5	40	16	47	25,4	25	1143	1,3E+11	1,3E+10	2,2E+09	3,0E+10	1047	8,35	
	4	2,5	40	16	57	27,8	25	1200	1,5E+11	1,4E+10	1,2E+10	3,5E+10	1121	6,58	
	4	2,5	40	16	67	30,4	25	1320	1,7E+11	1,5E+10	2,2E+10	4,0E+10	1168	11,54	

Çizelge 5.9 (Devam)

YO = 0,275															L _{yb} /L = 0,075				
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %					
6x1,75x6	6	1,75	42	36	27	16,6	10	1890	3,8E+11	8,3E+08	1,4E+11	7,1E+10	1916	-1,40					
	6	1,75	42	36	37	19,5	10	2010	5,7E+11	2,1E+09	1,8E+11	1,0E+11	2119	-5,38					
	6	1,75	42	36	47	22,6	10	2163	7,1E+11	3,2E+09	2,1E+11	1,2E+11	2232	-3,20					
	6	1,75	42	36	57	25,8	10	2461	8,1E+11	4,0E+09	2,4E+11	1,4E+11	2299	6,56					
	6	1,75	42	36	27	18,5	15	1397	2,5E+11	1,9E+09	7,5E+10	4,9E+10	1464	-4,78					
	6	1,75	42	36	37	21,6	15	1759	4,0E+11	3,1E+09	1,2E+11	8,2E+10	1744	0,85					
	6	1,75	42	36	47	24,7	15	1941	5,2E+11	4,0E+09	1,6E+11	1,1E+11	1914	1,37					
	6	1,75	42	36	37	23,8	20	1569	2,9E+11	4,0E+09	7,0E+10	6,4E+10	1544	1,60					
	6	1,75	42	36	47	26,9	20	1825	4,0E+11	4,9E+09	1,1E+11	9,1E+10	1730	5,18					
	6	1,75	42	36	57	29,9	20	1838	4,7E+11	5,4E+09	1,5E+11	1,1E+11	1848	-0,55					
	6	1,75	42	36	37	26,0	25	1504	2,4E+11	5,0E+09	1,8E+10	4,8E+10	1426	5,19					
	6	1,75	42	36	47	29,1	25	1593	3,5E+11	5,7E+09	6,7E+10	7,6E+10	1643	-3,14					
	6	1,75	42	36	57	32,1	25	1730	4,3E+11	6,2E+09	1,0E+11	9,7E+10	1777	-2,70					
	6	1,75	42	36	67	35,2	25	1852	4,9E+11	6,5E+09	1,3E+11	1,1E+11	1865	-0,71					
6x2,5x6	6	2,5	60	36	27	16,6	10	2117	3,8E+11	2,5E+09	1,4E+11	6,5E+10	1817	14,14					
	6	2,5	60	36	37	19,6	10	2374	5,8E+11	6,4E+09	1,8E+11	9,8E+10	2039	14,11					
	6	2,5	60	36	47	22,5	10	2532	7,3E+11	9,4E+09	2,2E+11	1,2E+11	2166	14,44					
	6	2,5	60	36	27	18,4	15	1595	2,6E+11	5,2E+09	7,1E+10	5,0E+10	1450	9,06					
	6	2,5	60	36	37	21,5	15	1997	4,1E+11	8,9E+09	1,2E+11	8,6E+10	1731	13,34					
	6	2,5	60	36	47	24,2	15	2170	5,4E+11	1,1E+10	1,6E+11	1,1E+11	1902	12,37					
	6	2,5	60	36	37	23,0	20	1672	3,1E+11	1,1E+10	5,6E+10	7,0E+10	1590	4,89					
	6	2,5	60	36	47	26,0	20	1921	4,2E+11	1,3E+10	1,0E+11	9,8E+10	1776	7,57					
	6	2,5	60	36	57	29,0	20	2016	5,0E+11	1,5E+10	1,3E+11	1,2E+11	1895	6,01					
	6	2,5	60	36	47	27,7	25	1678	3,8E+11	1,5E+10	4,5E+10	8,5E+10	1707	-1,74					
	6	2,5	60	36	57	30,6	25	1836	4,7E+11	1,7E+10	8,3E+10	1,1E+11	1838	-0,14					

Çizelge 5.9 (Devam)

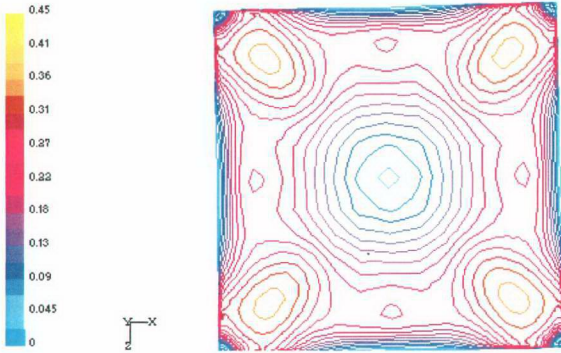
YO = 0,0306															L _{yb} /L = 0,025				
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %					
4x1,75x4	4	1,75	28	16	27	17	10	1145,6	1,0E+11	1,2E+09	4,6E+10	2,2E+10	1155	-0,85					
	4	1,75	28	16	37	21	10	1318,3	1,6E+11	2,7E+09	6,2E+10	3,4E+10	1318	0,02					
	4	1,75	28	16	47	24	10	1420,3	1,9E+11	3,7E+09	6,9E+10	4,0E+10	1374	3,29					
	4	1,75	28	16	27	19	15	939,7	7,1E+10	2,0E+09	2,4E+10	1,7E+10	931,2	0,91					
	4	1,75	28	16	37	22	15	1171,1	1,1E+11	3,3E+09	4,0E+10	2,8E+10	1108	5,41					
	4	1,75	28	16	47	25	15	1284,5	1,5E+11	4,3E+09	5,1E+10	3,6E+10	1215	5,40					
	4	1,75	28	16	27	20	20	803,3	4,9E+10	2,8E+09	2,6E+09	1,3E+10	833	-3,67					
	4	1,75	28	16	37	24	20	1046,1	8,9E+10	4,0E+09	2,0E+10	2,4E+10	1034	1,20					
	4	1,75	28	16	47	27	20	1139,5	1,2E+11	4,9E+09	3,4E+10	3,3E+10	1150	-0,96					
	4	1,75	28	16	37	25	25	963,1	7,7E+10	4,8E+09	2,1E+09	2,1E+10	980	-1,74					
	4	1,75	28	16	47	29	25	1065,8	1,1E+11	5,6E+09	1,8E+10	3,0E+10	1109	-4,06					
	4	1,75	28	16	57	32	25	1154,7	1,3E+11	6,1E+09	3,0E+10	3,6E+10	1192	-3,20					
4x2,5x4	4	2,5	40	16	27	17	10	1133,9	1,1E+11	3,1E+09	4,4E+10	2,0E+10	1113	1,87					
	4	2,5	40	16	37	20	10	1294,3	1,6E+11	6,8E+09	5,6E+10	3,2E+10	1265	2,27					
	4	2,5	40	16	47	23	10	1394,2	2,1E+11	9,7E+09	6,5E+10	4,1E+10	1352	3,00					
	4	2,5	40	16	27	18	15	955,9	7,5E+10	5,2E+09	2,1E+10	1,8E+10	934	2,25					
	4	2,5	40	16	37	21	15	1174,4	1,2E+11	8,6E+09	3,5E+10	3,0E+10	1114	5,15					
	4	2,5	40	16	47	24	15	1292,0	1,6E+11	1,1E+10	4,6E+10	3,9E+10	1224	5,26					
	4	2,5	40	16	37	23	20	1075,7	9,7E+10	1,0E+10	1,5E+10	2,8E+10	967	10,08					
	4	2,5	40	16	47	26	20	1191,0	1,3E+11	1,3E+10	2,7E+10	3,7E+10	1072	9,97					
	4	2,5	40	16	57	28	20	1230,5	1,5E+11	1,5E+10	3,8E+10	4,4E+10	1140	7,34					
	4	2,5	40	16	47	27	25	1066,5	1,2E+11	1,4E+10	8,7E+09	3,5E+10	1045	2,06					
	4	2,5	40	16	57	30	25	1174,6	1,5E+11	1,6E+10	2,2E+10	4,3E+10	1117	4,93					
	4	2,5	40	16	67	33	25	1248,7	1,7E+11	1,7E+10	3,1E+10	4,8E+10	1168	6,46					

Çizelge 5.9 (Devam)

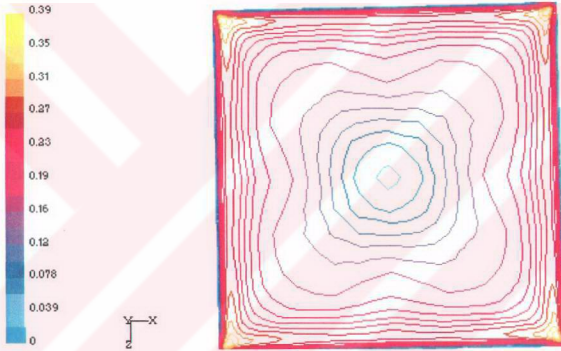
YO = 0,0306															L _{yb} /L = 0,025	
Boyut mxmxm	L (m)	H (m)	A _d (m ²)	A _t (m ²)	T _w (°C)	T _i (°C)	T _t (°C)	Nu _w Sayısal	Ra _{wy}	Ra _d	Ra _t	Ra _{dt}	Nu _w Denk.	Sap ma %		
6x1,75x6	6	1,75	42	36	27	17	10	2057,4	3,5E+11	1,2E+09	1,6E+11	8,2E+10	1912	7,05		
	6	1,75	42	36	37	21	10	2201,2	5,1E+11	2,8E+09	2,1E+11	1,2E+11	2113	3,99		
	6	1,75	42	36	47	25	10	2297,0	6,4E+11	4,0E+09	2,5E+11	1,4E+11	2222	3,27		
	6	1,75	42	36	27	19	15	1525,3	2,3E+11	2,2E+09	9,0E+10	5,9E+10	1454	4,64		
	6	1,75	42	36	37	23	15	1887,4	3,6E+11	3,7E+09	1,5E+11	9,8E+10	1734	8,14		
	6	1,75	42	36	47	27	15	2011,3	4,7E+11	4,8E+09	1,9E+11	1,3E+11	1901	5,47		
	6	1,75	42	36	27	21	20	1245,3	1,4E+11	3,3E+09	2,8E+10	3,9E+10	1222	1,88		
	6	1,75	42	36	37	25	20	1640,5	2,7E+11	4,5E+09	9,0E+10	7,7E+10	1548	5,67		
	6	1,75	42	36	47	29	20	1776,9	3,7E+11	5,5E+09	1,4E+11	1,1E+11	1731	2,57		
	6	1,75	42	36	37	27	25	1439,0	2,2E+11	5,4E+09	3,6E+10	6,0E+10	1429	0,67		
	6	1,75	42	36	47	31	25	1629,3	3,2E+11	6,3E+09	9,2E+10	9,2E+10	1646	-1,05		
	6	1,75	42	36	57	34	25	1818,7	4,0E+11	6,9E+09	1,3E+11	1,2E+11	1781	2,09		
6x2,5x6	6	2,5	60	36	27	17	10	1882,6	3,5E+11	3,8E+09	1,6E+11	7,6E+10	1812	3,73		
	6	2,5	60	36	37	21	10	2145,7	5,2E+11	8,1E+09	2,1E+11	1,1E+11	2028	5,48		
	6	2,5	60	36	47	24	10	2295,0	6,5E+11	1,1E+10	2,4E+11	1,4E+11	2149	6,36		
	6	2,5	60	36	27	19	15	1571,8	2,3E+11	6,2E+09	8,6E+10	6,1E+10	1440	8,39		
	6	2,5	60	36	37	23	15	1927,7	3,8E+11	1,0E+10	1,4E+11	1,0E+11	1718	10,88		
	6	2,5	60	36	47	26	15	2082,2	4,9E+11	1,3E+10	1,8E+11	1,3E+11	1887	9,36		
	6	2,5	60	36	37	24	20	1703,8	2,9E+11	1,2E+10	7,7E+10	8,4E+10	1595	6,36		
	6	2,5	60	36	47	28	20	1827,7	3,9E+11	1,5E+10	1,3E+11	1,2E+11	1779	2,66		
	6	2,5	60	36	57	31	20	1974,1	4,7E+11	1,7E+10	1,7E+11	1,4E+11	1899	3,79		
	6	2,5	60	36	47	29	25	1707,7	3,5E+11	1,7E+10	7,3E+10	1,0E+11	1712	-0,26		
	6	2,5	60	36	57	33	25	1868,4	4,3E+11	1,9E+10	1,1E+11	1,3E+11	1844	1,32		
	6	2,5	60	36	67	36	25	1997,5	5,0E+11	2,0E+10	1,5E+11	1,5E+11	1936	3,07		

5.1.5 Döşemeden Isıtılan Bir Odada Sıcaklık ve Hız Konturları

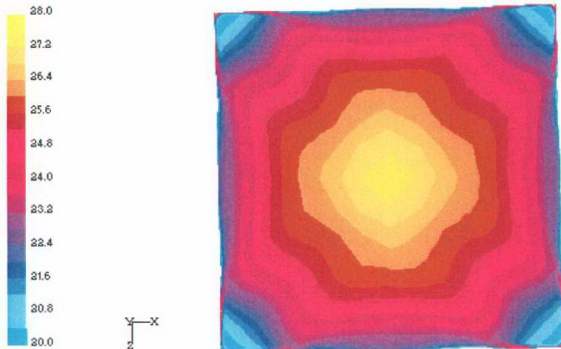
Duvar ve tavan ısı şartlarının taban Nusselt sayısı üzerinde etkili oldukları daha önce belirtilmişti. Duvar veya tavan sıcaklıklarının artması oda ile yüzeyler arasındaki sıcaklık farkının azalmasına ve dolayısıyla yüzeylere yakın noktalarda oluşan hava akımlarının azalmasına sebep olur. Duvar veya tavanda oluşan hava akımlarının azalması tabandan yükselen hava akımlarının zayıflamasına ve böylece ısı transfer katsayısının düşmesine yol açar. Duvar yükseklikleri ile taban konveksiyon katsayısının doğru orantılı oldukları da yukarıda belirtilmişti. Bu durum tabandaki sıcaklık ve hız konturlarından görülebilir. Bu amaçla iki farklı duvar yüksekliğinde ve iki farklı tavan sıcaklığındaki odalarda tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemlerin sıcaklık ve hız konturları incelendi. Duvar sıcaklıkları 15 °C olan 6x1,75x6m boyutundaki odanın iki farklı tavan sıcaklığında ($T_t = 10$ °C ve 25 °C) tabandan 1 cm yükseklikte oluşturulan yatay düzlemdeki sıcaklık ve hız konturları şekil 5.22-5.25 te gösterilmiştir. Şekillerden görüldüğü gibi tavan sıcaklığı 25 °C olan durumda tabandaki hava akım hızları tavan sıcaklığı 10 °C olan duruma göre daha düşüktür. Duvar yükseklikleri artırılarak $T_d = 15$ °C, $T_t = 25$ °C sıcaklıklarında aynı düzlemde oluşan hız konturları ve sıcaklık konturları ise şekil 5.26 ve 5.27 de gösterilmiştir. Duvar yüksekliğinin 2,5 m olduğu durumda tabandaki hava akım hızlarının 1,75 m yüksekliğindeki hızlara göre daha yüksek olduğu görülmektedir.



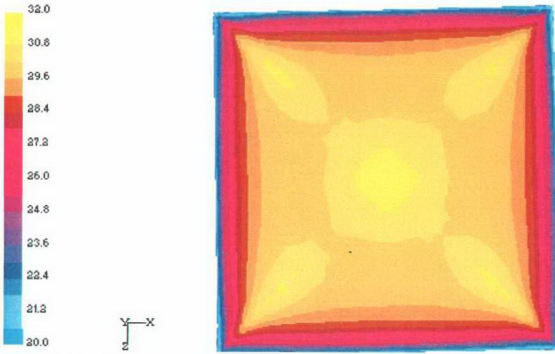
Şekil 5.22 (6x1,75x6m) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde hız konturları (m/s) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)



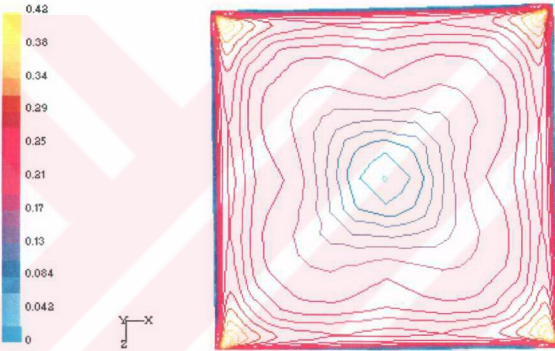
Şekil 5.23 (6x1,75x6m) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde hız konturları (m/s) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 25^\circ\text{C}$)



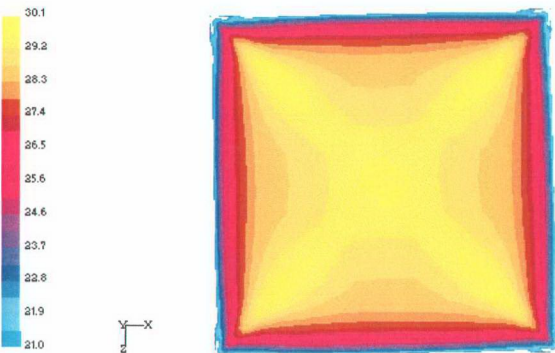
Şekil 5.24 (6x1,75x6m) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^\circ\text{C}$) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)



Şekil 5.25 (6x1,75x6m) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 25^{\circ}\text{C}$)



Şekil 5.26 (6x2,5x6m) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde hız konturları (m/s) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 25^{\circ}\text{C}$)



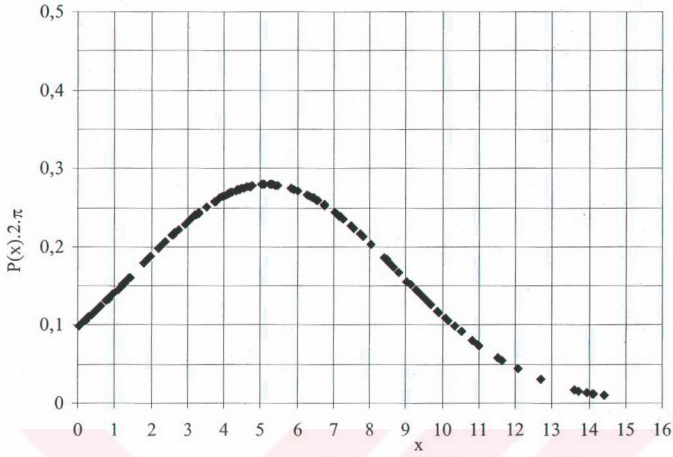
Şekil 5.27 (6x2,5x6m) boyutlu odada tabandan 1 cm yükseklikteki yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) (Taban yalıtımsız, $T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 25^{\circ}\text{C}$)

5.1.6 Hata Analizi

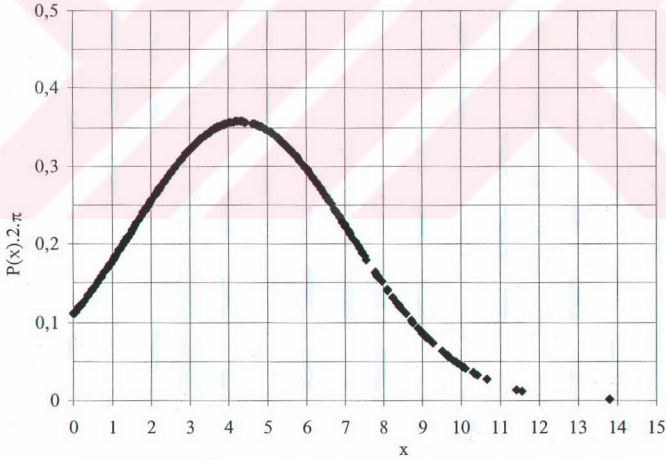
Fluent programının kullanıldığı bu nümerik çalışmada çözümün elde edilmesinde relaxation metodu kullanılmaktadır. Bu metoda göre elde edilen son iki çözüm arasındaki fark önceden tanımlanan ve rezidual olarak adlandırılan değerin altına inmesi durumunda çözümün tamamlandığı kabul edilir. Rezidual değerinin çok küçük seçilmesi çözümün hassasiyetini arttırmakla birlikte çözüm süresini de uzatır. Elde edilen değerlerin momentum, enerji ve türbülans denklemlerine göre kontrol edildiği bu nümerik çalışmada rezidual değeri enerji için 10^{-6} , diğer denklemler için 10^{-3} olarak seçilmiştir. Bu rezidual değerlerinden dolayı sonuçlarda az da olsa bir hatanın olması söz konusudur. Ayrıca mesh sayısının ve mesh biçiminin sonuçlar üzerinde etkili oldukları bilinmektedir. Daha hassas çözüm için mesh sayısının artırılması istenir. Ancak mesh sayısının artırılması ile çözüm süresinin de artmış olacağı bilinmektedir. Bu nedenle çalışmada bir ön değerlendirme sonucu uygun mesh sayısı belirlenmiştir. Ancak kullanılan mesh sayısı ve biçiminin % 100 doğru olması beklenemez. Sayısal çözümde elde edilen Nusselt değerleri kullanılarak bulunan denklemin sonuçları ile sayısal çözüm sonuçları arasında hatalardan dolayı bazı sapmalar olmaktadır. Bu sapma oranlarının belirli aralığa dağılma olasılığını incelemek için Gauss veya normal hata dağılımı yöntemi kullanılmaktadır. Bu yöntemle göre belirli bir x fiziksel büyüklüğünün belirli bir aralıkta bulunma olasılığını tespit etmek amacıyla,

$$P(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-(x-x_m)^2 / 2\sigma^2} \quad (5.14)$$

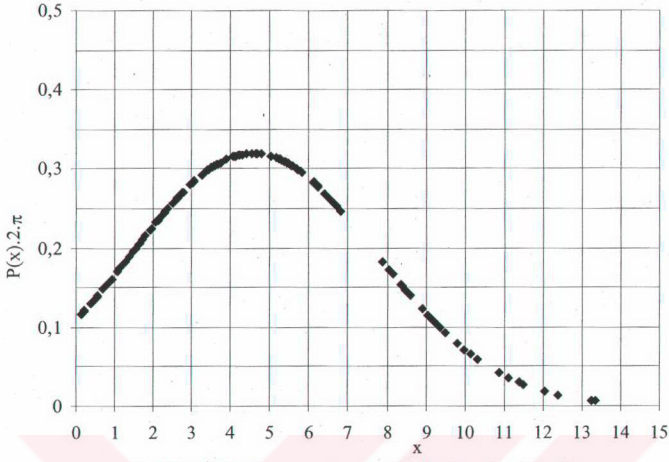
şeklinde tanımlanan bir fonksiyon kullanılmaktadır. Sayısal çözüm sonucu elde edilen Nusselt sayısı ile denklem sonucu elde edilen Nusselt sayısı arasındaki sapma oranının x olarak alınması durumunda $P(x).2.\pi$ eşitliği ile x değeri arasındaki ilişki incelenerek x_m ortalama değeri etrafında dağılma olasılığı duvar ve tavan sıcaklıklarının üç farklı durumuna göre şekil 5.28 – 5.30 da gösterilmiştir. Bu yolla x_m ortalama değerindeki dağılma olasılığının, $P(x_m)$, yüksek olması hassasiyet ölçüsü olarak kabul edilir. Şekil 5.28–5.30 incelendiğinde sapma oranlarının ağırlıklı olarak ortalama sapma oranı etrafında dağılımları görülür.



Şekil 5.28 Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban için $T_d > T_t$ durumunda Gauss veya normal hata dağılımı $\sigma = 3,58$



Şekil 5.29 Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban için $T_d < T_t$ ve $Q_t = 0$ durumunda Gauss veya normal hata dağılımı $\sigma = 2,798$



Şekil 5.30 Yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban için $T_d = T_t$ durumunda Gauss veya normal hata dağılımı $\sigma = 3,13$

6. SONUÇLAR ve KARŞILAŞTIRMA

Deneyssel ve sayısal yöntemlerin kullanıldığı bu tezden elde edilen sonuçlar aşağıda görülmektedir.

- 1 Döşemeden ısıtılan kümeşte yükseklik boyunca sıcaklık değişiminin 1 °C nin altında, elektrikli soba ile ısıtılan kümeşte ise 7-8 °C civarında olduğu deneyssel olarak belirlenmiştir (Çizelge 4.1 ve 4.2).

Literatürde sıcaklık dağılımı ile ilgili benzer görüşler vardır. Gürses (1985), deneyssel çalışmasında döşemeden ısıtılmalı odada taban ile tavan arasında ortalama olarak 2 °C fark olmasına rağmen diğer ısıtma sisteminde bu farkın 8–10 °C olduğunu belirtmiştir. Athienitis ve Chen (1997), döşemeden ısıtma ile ilgili yapılan deneyssel çalışmalarda oda merkezindeki sıcaklık ile odanın ortalama hava sıcaklığı arasındaki farkın 0,5 °C yi nadiren geçtiğini göstermiştir. By Bjarne (2002), yükseklik boyunca sıcaklık değişimlerinin döşemeden ısıtmada yaklaşık olarak 0,5 °C, pencere altında radyant panelin bulunması durumunda 6 °C, duvardan sıcak havanın verilmesi durumunda ise 2,5 °C olduğunu belirtmiştir. Bu deneyssel çalışmanın ve literatür çalışmalarının sonuçları döşemeden ısıtma sistemlerinin diğer ısıtma sistemlerine göre homojen sıcaklık dağılımından dolayı ekonomik avantaj sağladığını göstermektedir.

- 2 Döşemeden ısıtılan kümeşte konfor sıcaklıklarının elektrikli soba ile ısıtılan kümeşteki konfor sıcaklıklarından yaklaşık 2 °C daha küçük olduğu deneyssel olarak belirlenmiştir (Çizelge 4.3).

Döşemeden ısıtılan kümeşte cıvıvler sıcak yüzey ile temas halinde oldukları için ve tabandan yayılan radyasyon ısısı doğrudan cıvıvlere verildiği için diğer ısıtma sistemlerine nisbeten daha düşük sıcaklıklarda konfor sağlanmaktadır.

- 3 Döşemeden ısıtma sisteminin tavuk gelişim verimi üzerinde her hangi bir etkisi görülmemiştir (Çizelge 4.4 - 4.6).
- 4 Döşemeden ısıtma sistemi diğer ısıtma sistemine göre verilen deney şartlarında % 18-24 civarında bir enerji tasarrufu sağlamaktadır (Çizelge 4.7).

Döşemeden ısıtma sisteminin diğer ısıtma sistemine göre enerjide sağladığı tasarruf oda içerisinde yükseklik boyunca sıcaklık dağılımının homojen olmasından ve konfor için gerekli oda sıcaklığının diğer ısıtma sistemine göre 2 °C küçük olmasından kaynaklanmaktadır. Enerji tasarrufu iç sıcaklığa ve dış sıcaklığa bağlı olarak değişmektedir. İç ve dış sıcaklık farkının düşük olması durumunda homojen sıcaklık dağılımı ve düşük konfor sıcaklıklarından

kaynaklanan enerji tasarrufunun toplam ısı yüküne oranı artar. Kılıkış (1990), döşemeden ısıtma sistemi ile diğer ısıtma sistemlerinin karşılaştırılmasında, döşemeden ısıtma sisteminin % 30 – 40 civarında tasarruf sağladığını belirtmiştir. Oranın büyük olması çalışmanın normal ısıtma şartlarında (düşük oda sıcaklıklarında) yapılmasından kaynaklanmaktadır. Tavuk üretiminde giderlerin önemli kısmının yem ve ısı giderlerinden oluştuğu literatür kısmında belirtilmiştir. Bu bakımdan önemli derecede enerji tasarrufu sağlayan döşemeden ısıtma sisteminin tavuk üretim çiftliklerinde kullanılması büyük bir avantaj sağlayacaktır.

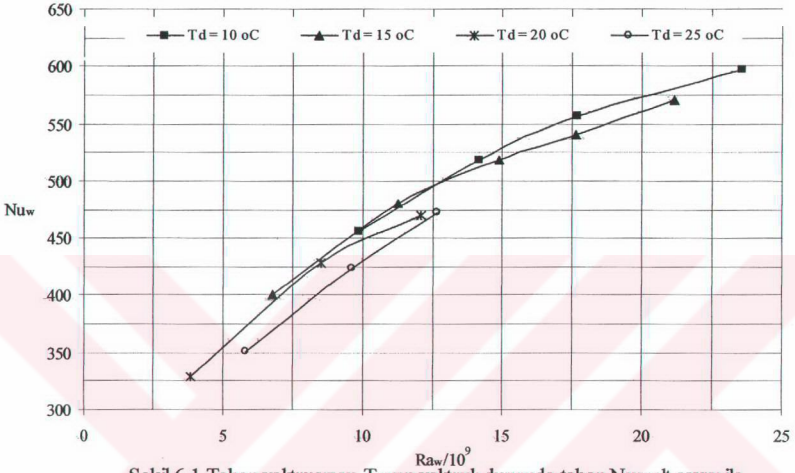
- 5 Döşemeden ısıtmalı bir kümeste civciv konforu için gerekli olan en yüksek taban sıcaklığı 38,4 °C olarak belirlenmiştir (Çizelge 4.8).
- 6 Taban boyutları 1x1m ve duvar yüksekliği 0,85m olan döşemeden ısıtmalı bir odada yalıtımsız taban ve kısmi yalıtımlı taban şartlarında yapılan deney sonuçlarının aynı şartlarda yapılan sayısal çalışmanın sonuçlarından % 15–20 büyük olduğu görülmüştür (Çizelge 6.1).

Çizelge 6.1 Kısmi taban yalıtımlı ve taban yalıtımsız durumda deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması (Çizelge 5.4)

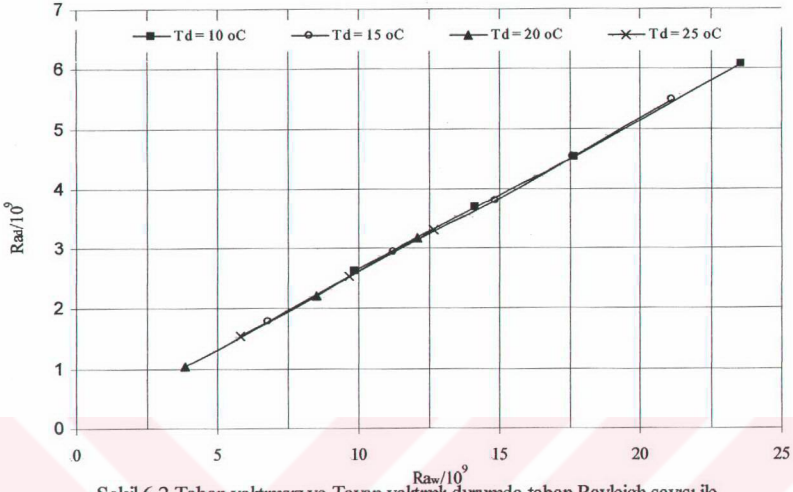
Deneysel sonuçlar									Sayısal sonuçlar			
Yalıtım durumu	Deney no	T _w (°C)	T _d (°C)	T _i (°C)	T _i (°C)	Q _{wT}	Q _{wc}	α_w W/(m ² K)	T _i (°C)	Q _{wc}	α_w W/m ² K	Sapma %
Yalıtımsız taban	1	38,72	25,78	27	28,28	125	53,12	5,088	28,57	43,51	4,286	15,7
	2	38,65	26,52	27,64	28,84	120	52,35	5,336	29,13	40,1	4,211	21
Tabanda 10 adet 15x15cm yalıtım	3	36,13	22,83	23,98	24,95	115	57,59	6,644	25,58	40,72	4,978	33
	4	35,89	22,25	23,3	24,38	120	61,293	6,87	25,24	42,71	5,172	24
Tabanda 16 adet 15x15cm yalıtım	5	36,9	23,3	24,25	25,5	118	58,65	6,638	26,14	42	5,034	24
	6	37,13	24,27	25,3	26,41	110	53,59	6,448	26,95	37,77	4,787	25
Tabanda 16 adet 15x15cm yalıtım	7	39,31	15,02	16,12	19,15	180	92,584	7,177	18,44	81,3	6,086	15
	8	39,67	16,52	16,94	20,18	170	85,572	6,859	19,72	76,6	5,999	12
Tabanda 16 adet 15x15cm yalıtım	9	35,49	12,63	13,18	16,3	165	85,01	6,922	15,72	76,04	6,01	13
	10	35,48	13,75	14,13	16,95	160	83,781	7,063	16,64	71,28	5,912	16
Tabanda 16 adet 15x15cm yalıtım	11	33,59	14,27	14,87	17,17	140	72,666	6,915	16,91	60,6	5,677	17

- 7 Duvar ve tavan sıcaklıkları arttıkça taban Nusselt sayısı azalmakta, duvar Rayleigh sayısı arttıkça taban Rayleigh sayısı artmaktadır (Şekil 6.1, 6.2 ve 6.3).

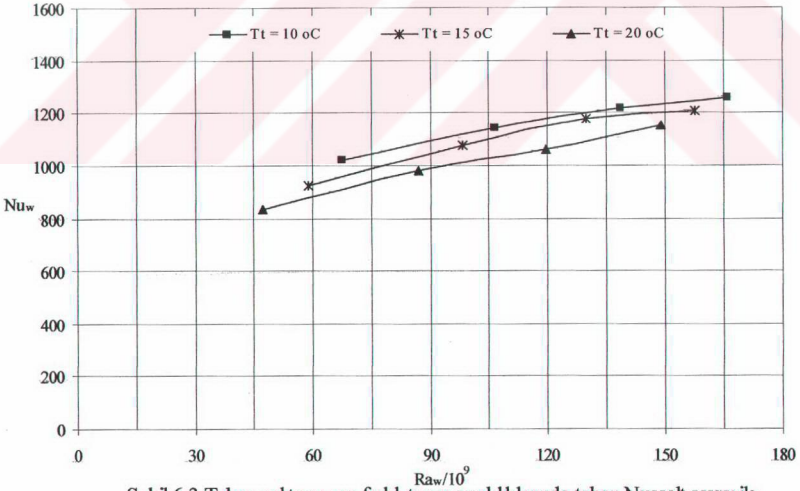
Tabanı yalıtımsız olan 16 farklı boyuttaki odada yalıtımlı tavan şartlarında ve yalıtımsız tavan şartlarında yapılan sayısal çözümlerin tüm sonuçları çizelge 5.5 ve 5.7 de verilmekle birlikte duvar ve tavan ısı şartlarının taban Nusselt sayısına ve Rayleigh sayısına etkisi şekil 6.1, 6.2 ve 6.3 te görülmektedir.



Şekil 6.1 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($2 \times 1,75 \times 2\text{ m}$ ve $T_d = 10\text{--}25\text{ °C}$)



Şekil 6.2 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (2x1,75x2m ve $T_d = 10-25$ °C)



Şekil 6.3 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (4x2,5x4m ve $T_d = 15$ °C)

Duvar ve tavan sıcaklıklarının artması duvar ve tavan sıcaklığı ile oda sıcaklığı arasındaki farkın azalmasına yol açmaktadır. Çünkü oda sıcaklığı duvar ve tavan sıcaklıklarına nisbeten

daha az artmaktadır. Sıcaklık farkının azalması duvar ve tavan yakınlarındaki hava akımlarının zayıflamasına ve dolayısıyla Rayleigh sayılarının azalmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle duvar ve tavan sıcaklıkları arttığında taban Nusselt sayısı azalmaktadır. Buradan taban Nusselt sayısının hesaplanmasında taban Rayleigh sayısının yanında duvar ve tavan Rayleigh sayılarının da hesaba katılması gerektiği anlaşılmaktadır. Literatürde taban Nusselt sayılarının ve konveksiyon katsayılarının hesaplanmasında duvar ve tavan ısı şartları hesaba katılmamıştır. Min TC ve Schutrum LF (1956), üç değişik boyutlu ($L \times H \times W = 3,6 \times 2,4 \times 7,35\text{m}$, $3,6 \times 3,6 \times 7,35\text{m}$ ve $3,6 \times 2,4 \times 3,6\text{m}$) döşemeden ısıtılmalı odalarda sabit duvar sıcaklıklarında deneysel çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışmada taban Nusselt sayısı için

$$Nu_w = 0,33.Ra_w^{0,33}$$

eşitliği verilmiştir. Beckman ve Mitchell (1983), $L \times H \times W = 3,4 \times 2,6 \times 4\text{m}$ boyutlu bir büro odasında normal şartlarda deneysel çalışma yapmışlardır. Çalışmada taban konveksiyon ısı transfer katsayısı

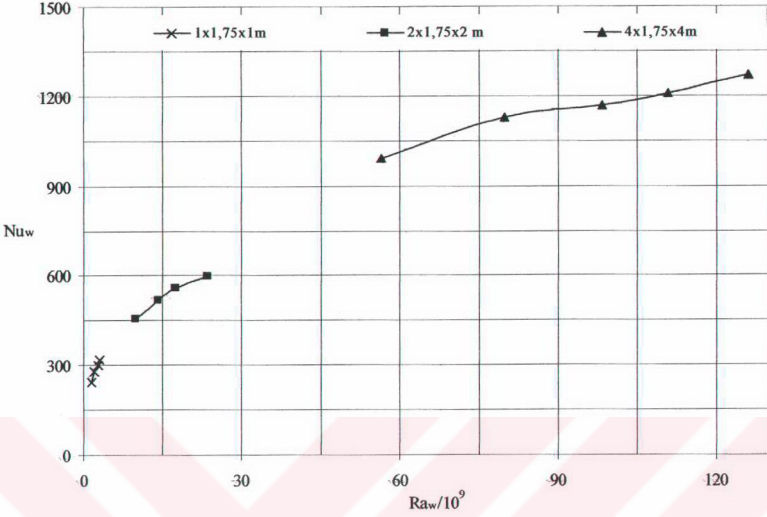
$$\alpha_w = 3,08.\Delta T^{0,25} \quad (\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$$

eşitliği ile verilmiştir. Kılış (1998), analitik çalışmasında döşemeden ısıtılan bir odada taban konveksiyon ısı transfer katsayısı için

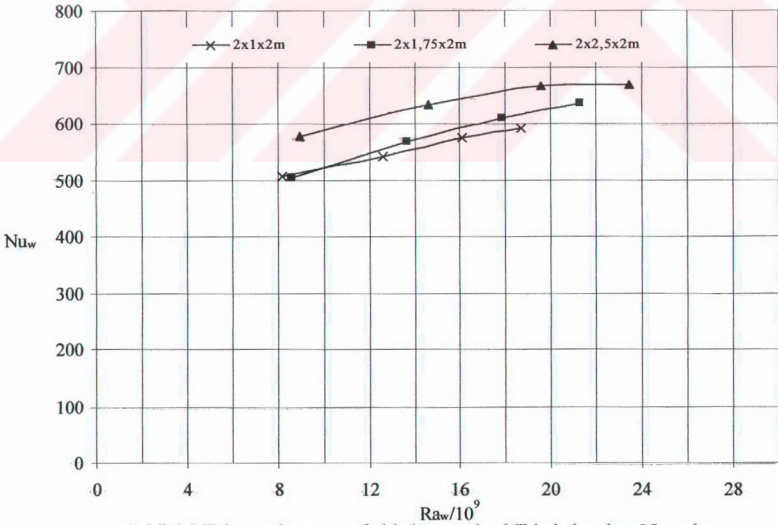
$$\alpha_w = (1 - 2,22.10^{-5}.z)^{2,627} . \left(\frac{4,96}{L}\right)^{0,08} . 2,12.(T_w - T_i)^{0,31} \quad (\text{W}/(\text{m}^2\text{K}))$$

eşitliğini vermiştir.

- 8 Taban boyutları ve duvar yükseklikleri arttıkça taban Nusselt sayısı artmaktadır (Şekil 6.4 ve 6.5).



Şekil 6.4 Taban yalıtımsız ve Tavan yalıtımlı durumda farklı taban boyutlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($T_a=10^\circ\text{C}$)



Şekil 6.5 Taban yalıtımsız ve farklı duvar yüksekliklerinde taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($T_t = 10^\circ\text{C}$ ve $T_d = 15^\circ\text{C}$)

Taban boyutları taban Rayleigh sayısı içinde yer almasına rağmen boyutların artması ile birlikte taban Nusselt sayısı daha da artmaktadır. Bunun sebebi tavan boyutlarının artmasıdır. Duvar yüksekliklerinin artması ile duvar Rayleigh sayısı artmaktadır. Duvar Rayleigh sayısı arttıkça taban Rayleigh sayısının arttığı daha önce (şekil 6.2) belirtilmişti. Bu nedenle duvar yükseklikleri arttıkça taban Nusselt sayısı da artmaktadır.

- 9 Yalıtımsız tabandan ısıtma durumunda yalıtımlı ve yalıtımsız tavan için elde edilen verilerden ve şekillerden yararlanılarak taban Nusselt sayısı için temel bir eşitlik (5.12) geliştirilmiştir.

$$Nu_w = 0,15.Ra_w^{0,339} + 0,01069.Ra_{dt}^{0,4166} . f_{dt} \quad (5.12)$$

Eşitlikte duvar ve tavan Rayleigh sayıları yerine ortak bir Rayleigh sayısı için (5.9) eşitliği tanımlanmış, tavan ve duvar sıcaklığına bağlı olarak $T_d > T_t$, $T_d < T_t$ ve tavan yalıtımlı, $T_d = T_t$ şeklinde üç farklı durum için düzeltme katsayıları (Çizelge 6.2) bulunmuştur.

$$Ra_{dt} = \frac{1,25.Ra_d . A_d . \left(\frac{L}{H}\right)^2 + Ra_t . A_t}{A_d + A_t} \quad (5.9)$$

Çizelge 6.2 Yalıtımsız tabandan ısıtma durumunda düzeltme katsayıları(çizelge 5.6 dan)

	Düzeltilme katsayısı f_{dt} (Boyutsuz)	Boyut oranı
$T_d > T_t$	$12,97 . \left(\frac{T_d - T_t}{T_w} . \frac{L}{H}\right)^{0,76}$	$3,25 \geq H/L \geq 1$
	$2,14 . \left(\frac{T_d - T_t}{T_w} . \frac{L}{H}\right)^{0,35}$	$0,166 < H/L < 1$
$T_d < T_t$ ve tavan yalıtımlı	$0,8 . \left(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H}\right)^{-0,2}$	$3,25 \geq H/L > 0,5$
	$1,2 . \left(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H}\right)^{-0,04}$	$0,166 < H/L \leq 0,5$
$T_d = T_t$	$3,8 . \left(\frac{L}{H}\right)^{1,16}$	$3,25 \geq H/L \geq 1,75$
	$0,93 . \left(\frac{L}{H}\right)^{0,21}$	$0,166 < H/L < 1,75$

Literatürde döşemeden ısıtma ile ilgili yapılan çalışmalarda taban Nusselt sayısı sadece taban Rayleigh sayılarının fonksiyonu olarak verilmekte, duvar ve tavan Rayleigh sayılarının etkisi

hesaba katılmamaktadır. (5.12) eşitliğinden taban Nusselt sayısı üzerinde taban Rayleigh sayılarının yanında duvar ve tavan Rayleigh sayılarının da etkili oldukları görülmektedir. Beckman (1983), taban konveksiyon ısı transfer katsayısını taban sıcaklığı ile oda sıcaklığı arasındaki fark cinsinden ifade etmiştir. Kılış (1998), taban konveksiyon ısı transfer katsayısının hesaplanmasında sıcaklık farkı ile birlikte taban karakteristik uzunluğunu da hesaba katmıştır. Sayısal çözüm sonuçlarının bu çalışmada bulunan (5.12) eşitliği ve literatürde verilen eşitliklerle karşılaştırılması şekil 6.6–6.11 de görülmektedir. Karşılaştırma için konveksiyon ısı transfer katsayıları ile ilgili verilen eşitlikler Nusselt sayısına dönüştürülmüştür. Literatür denklemleri aşağıda görülmektedir.

$$Nu_w = 0,33.Ra_w^{0,33}$$

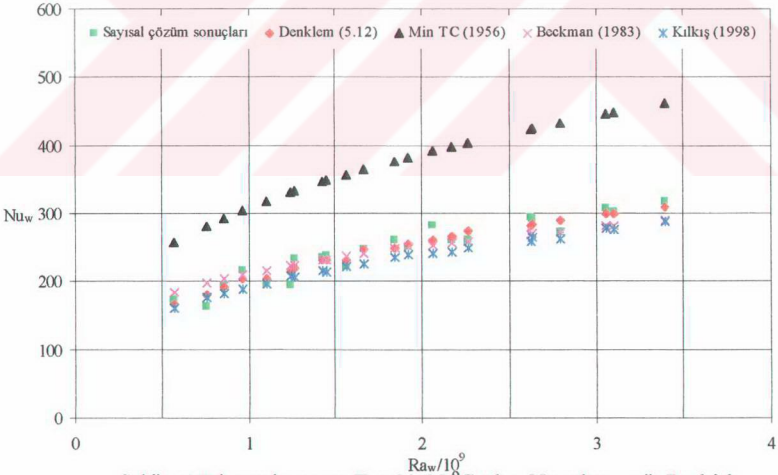
(Min TC, 1956)

$$\alpha_w = 3,08.\Delta T^{0,25} \quad (W/(m^2K))$$

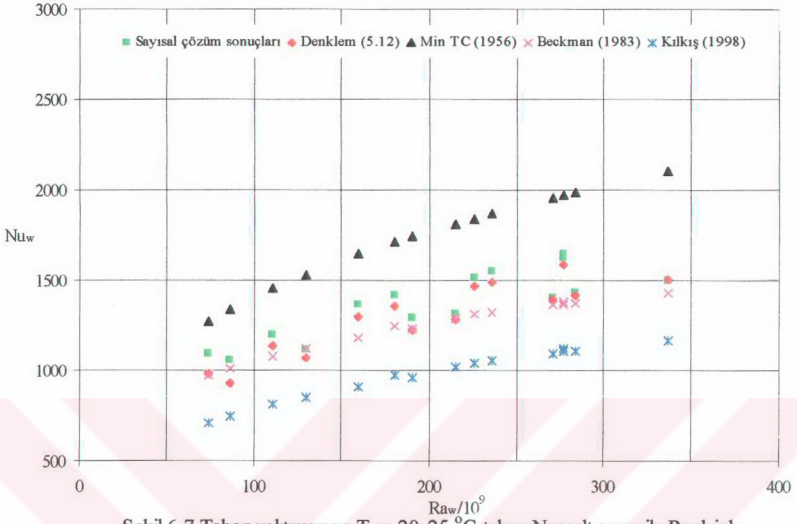
(Beckman ve Mitchell, 1983)

$$\alpha_w = (1 - 2,22.10^{-5}.z)^{2,627} . \left(\frac{4,96}{L}\right)^{0,08} . 2,12.(T_w - T_i)^{0,31}$$

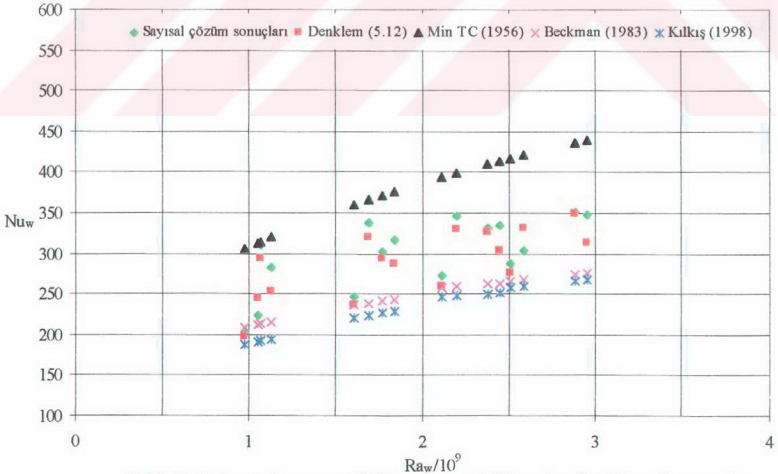
(Kılış, 1998)



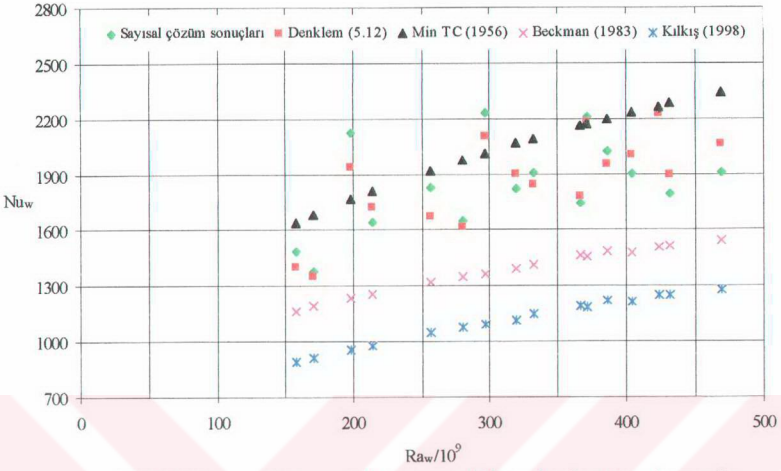
Şekil 6.6 Taban yalıtımsız ve $T_d = 20-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 1\text{ m}$, $H = 1 - 3,25\text{ m}$ $Q_t = 0$)



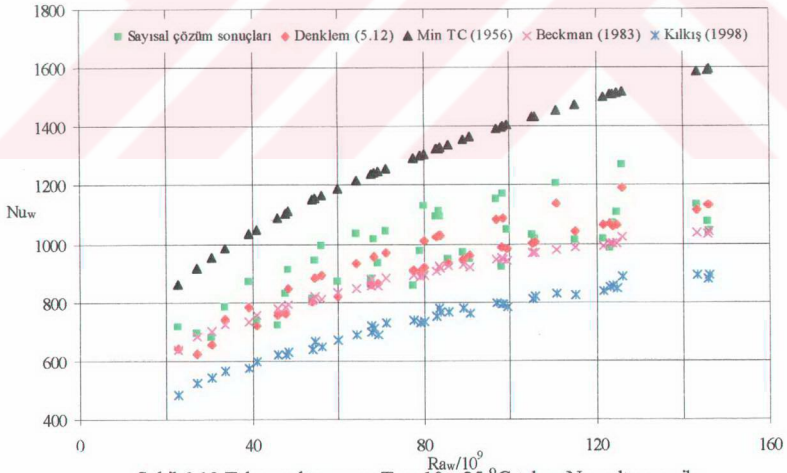
Şekil 6.7 Taban yalıtımsız ve $T_d = 20-25^\circ\text{C}$ taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 6\text{m}$, $H = 1 - 3,25\text{m}$ $Q_t = 0$)



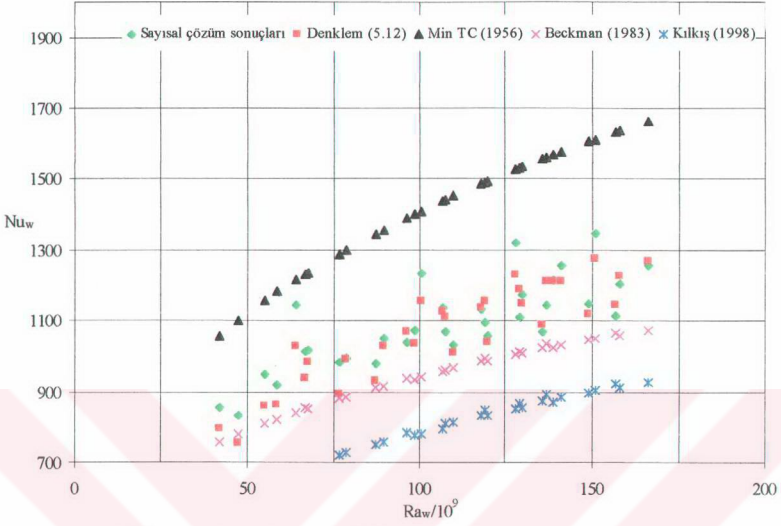
Şekil 6.8 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L=1\text{m}$, $H=1-1,75\text{m}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10-15^\circ\text{C}$)



Şekil 6.9 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L=6m, H=1-1,75m$ ve $T_d = 15^\circ C, T_t = 10-15^\circ C$)



Şekil 6.10 Taban yalıtımsız ve $T_d = 10 - 25^\circ C$ taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L = 4m, H = 1 - 3,25m, Q_t = 0$)



Şekil 6.11 Taban yalıtımsız ve farklı tavan sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($L=4\text{m}, H=1,75\text{-}2,5\text{m}$ ve $T_d=15^\circ\text{C}, T_t=10\text{-}25^\circ\text{C}$)

Şekil 6.6–6.11 de literatürdeki denklemler ile bu çalışmada bulunan denklemin sonuçları sayısal çözüm sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Literatürdeki denklemlerin sonuçları bazı durumlarda sayısal çözüm sonuçları ile uyum içinde iken bazı durumlarda sapma oranı yüksek çıkmaktadır. Sapmanın büyük olduğu durumlar ve sebepleri aşağıda yorumlanmıştır.

- Tavanı yalıtımlı, duvar sıcaklıkları $20\text{--}25^\circ\text{C}$, taban boyutları $1 \times 1\text{m}$, duvar yükseklikleri $1\text{--}3,25\text{m}$ arasında değişen şekil 6.6 da Beckman ve Kılış'ın denklem sonuçları sayısal çözüm sonuçları ile yakın değerlerdedir. Bunun sebebi, tavan Rayleigh sayısının sıfır, duvar Rayleigh sayılarının ise küçük olmasıdır. Oda ile duvar arasında görülen en yüksek sıcaklık farkının 5°C olduğu bu şartlarda duvar ve tavan Rayleigh sayılarının hesaba katılmamasından dolayı fazla bir sapma olmamıştır.
- Şekil 6.7 de taban boyutları $6 \times 6\text{m}$ alınırken, şekil 6.6 da ki diğer şartlar değiştirilmemiştir. Taban boyutlarının artmasından dolayı duvar Rayleigh sayılarının etki oranı daha da azaldığından, Beckman'ın denklem sonuçları sayısal çözüm sonuçları ile yine uygun değerlerdedir. Ancak Kılış'ın denkleminde sayısal çözüm sonuçlarından sapma artmıştır. Sapmanın, denklemdeki taban karakteristik uzunluğundan kaynaklandığı görülmektedir. Min TC denkleminde taban boyutları arttıkça sapma azalmaktadır. Çünkü taban boyutları

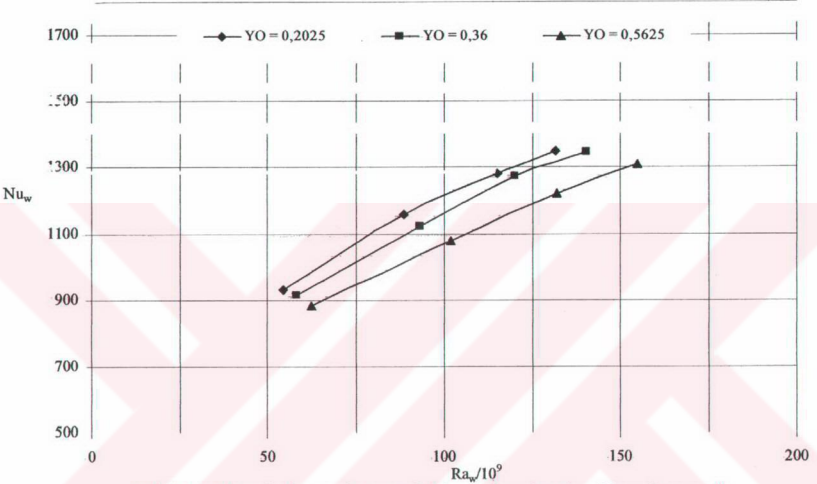
arttıkça taban Rayleigh sayısının etkisi artmakta, duvar ve tavan Rayleigh sayılarının etkisi azalmaktadır.

- Şekil 6.8 de duvar sıcaklıkları 15 °C, tavan sıcaklıkları 10-15 °C, taban boyutları 1x1m, duvar yükseklikleri ise 1-1,75m arasında değiştirilmiştir. Bu şartlarda Beckman ve Kılış'ın denklem sonuçlarının sayısal çözüm sonuçlarından küçük değerlerde olduğu görülmektedir. Bunun sebebi, artan duvar ve tavan Rayleigh sayılarının, taban Nusselt sayısı üzerindeki etkisinin artmasıdır. Çünkü belirtilen denklemlerde duvar ve tavan Rayleigh sayıları hesaba katılmamıştır. Bu tezde bulunan denklemin sayısal çözüm sonuçları ile bütün şartlarda uyum sağladığı şekillerden açıkça görülmektedir. Bunun sebebi taban Nusselt sayısının hesaplanmasında, taban Rayleigh sayısı ile birlikte duvar ve tavan Rayleigh sayılarının da göz önüne alınmasıdır.
- Şekil 6.9 da taban boyutları 6x6m alınırken şekil 6.8 deki diğer şartlar aynı alınmıştır. Bu şartlarda Min TC nin denklem sonuçları sayısal çözüm sonuçlarına yakın değerlerde çıkmıştır. Beckman ve Kılış'ın denklem sonuçları, duvar ve tavan Rayleigh sayılarının hesaba katılmamasından dolayı sayısal çözüm sonuçlarından küçük çıkmıştır. Ayrıca taban boyutları arttıkça Kılış'ın denkleminde sapma artmıştır. Daha önce de belirtildiği gibi sapma oranındaki bu artış denklemdeki karakteristik uzunluktan kaynaklanmaktadır.
- Şekil 6.10 da yalıtımlı tavan, şekil 6.11 de ise yalıtımsız tavan şartlarında duvar ve tavan sıcaklıklarının geniş aralıklarında elde edilen değerler karşılaştırılmıştır. Şekillerden, literatürdeki denklemlerin sayısal çözüm sonuçlarına geniş aralıklarda uyum sağlamadıkları görülmektedir. Bunun nedeni denklemlerin duvar ve tavan ısı şartlarını hesaba katmamalarıdır. Bu çalışmada sayısal çözüm sonuçlarından yararlanılarak taban, duvarlar ve tavan Rayleigh sayılarının etkilerini de içine alacak şekilde bulunan denklemin sayısal çözüm sonuçları ile geniş oda boyutları ve yüzey sıcaklıkları aralıklarında uyum sağladığı açıkça görülmektedir.

Literatür denklemlerinde aynı taban Rayleigh sayısına rağmen duvar ve tavan Rayleigh sayılarının değişmesinden dolayı taban Nusselt sayısı değişmektedir. Bu çalışmada bulunan denklem, taban Rayleigh sayısı ile birlikte duvar ve tavan Rayleigh sayılarının da etkilerini içerdiğinden bütün şartlarda sayısal çözüm sonuçlarından en fazla % 10 sapma göstermektedir. Buradan, taban Nusselt sayısının taban Rayleigh sayısı ile birlikte duvar ve tavan Rayleigh sayılarına da bağlı olduğu görülmektedir.

10 Taban kısmi yalıtım oranının artması ile taban Nusselt sayısı azalmaktadır(Şekil 6.12).

Tabanda farklı boyutlarda ve farklı oranlarda homojen yalıtım yapılarak elde edilen sayısal çözümün tüm sonuçları çizelge 5.9 da verilmiştir. $4 \times 1,75 \times 4 \text{ m}$ boyutundaki odanın tabanı $L_y b/L = 0,15$ büyüklüğündeki yalıtım ile üç farklı oranda homojen yalıtılarak $T_d = T_t = 15^\circ \text{C}$ sıcaklıklarında yalıtım oranının taban Nusselt sayısına etkisi şekil 6.12 de gösterilmiştir.



Şekil 6.12 Kısmi taban yalıtımının farklı oranlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ($4 \times 1,75 \times 4 \text{ m}$, $L_y b/L = 0,15$, $T_d = 15^\circ \text{C}$, $T_t = 15^\circ \text{C}$)

11 Kısmi taban yalıtımı durumunda taban Rayleigh sayısı için (5.13) eşitliği geliştirilmiştir.

$$Ra_{wy} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2} \cdot \text{Pr} \cdot L^3 \cdot f_y \quad (5.13)$$

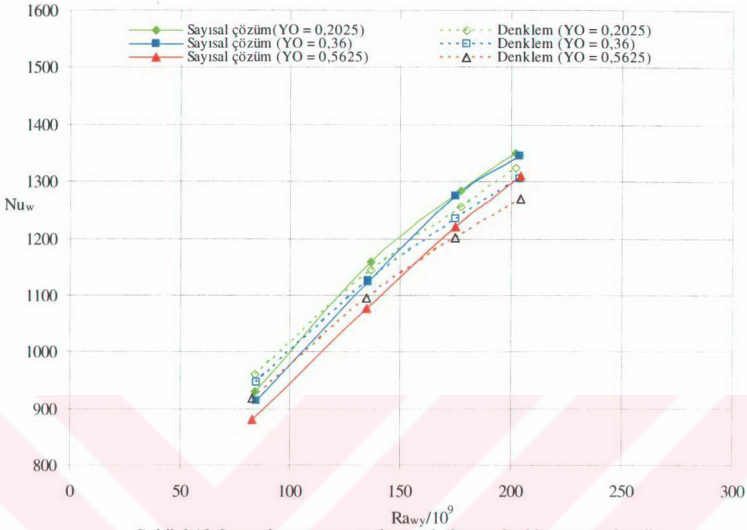
$$f_y = C_y \cdot (1 - YO)^{n_y}$$

Taban Nusselt sayısı için yalıtımsız taban durumunda kullanılan (5.12) eşitliği kısmi yalıtımlı taban durumunda da kullanılmıştır. Kısmi taban yalıtımından dolayı taban Rayleigh sayısı için düzeltme katsayısı, f_y , duvar ve tavanın üç farklı durumu için yalıtım oranı ve yalıtım boyutunun fonksiyonu olarak ifade edilmiştir (Çizelge 5.8). Yalıtımsız taban durumunda $f_y = 1$ olacağından (5.13) eşitliği hem kısmi taban yalıtımlı durumda hem de taban yalıtımsız durumda kullanılabilir. Kısmi taban yalıtımlı ve taban yalıtımsız durumda kullanılacak düzeltme katsayıları çizelge 6.3 te verilmiştir.

Çizelge 6.3 Tabanı yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı bir odanın döşemeden ısıtılmasında düzeltme katsayıları ($YO \leq 0,56$ ve $L_{yb}/L = 0,025-0,15$)

$Nu_w = 0,15.Ra_{wy}^{0,339} + 0,01069.Ra_{dt}^{0,4166}.f_{dt}$ $Ra_{wy} = \frac{g.\beta.(T_w - T_t)}{\nu^2} . Pr . L^3 . (1 + (\frac{L_{yb}}{L})^{n_y}) . (1 - YO)^{n_y}$			
Geçerlilik		f_{dt}	n_y
$T_d > T_t$	$3,25 \geq H/L \geq 1$	$12,97.(\frac{T_d - T_t}{T_w} . \frac{L}{H})^{0,76}$	0,1
	$0,166 < H/L < 1$	$2,14.(\frac{T_d - T_t}{T_w} . \frac{L}{H})^{0,35}$	
$T_d < T_t$ ve tavan yalıtımlı	$3,25 \geq H/L > 0,5$	$0,8.(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H})^{-0,2}$	0,4
	$0,166 < H/L \leq 0,5$	$1,2.(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H})^{-0,04}$	
$T_d = T_t$	$3,25 \geq H/L \geq 1,75$	$3,8.(\frac{L}{H})^{1,16}$	0,25
	$1,75 > H/L > 0,166$	$0,93.(\frac{L}{H})^{0,21}$	

4x1,75x4m oda boyutunda üç değişik yalıtım oranı için sayısal çözüm sonuçları ile bulunan denklem sonuçları şekil 6.13 te karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.13 Sayısal çözüm sonuçlarının bulunan denklem sonuçları ile karşılaştırılması ($4 \times 1,75 \times 4 \text{ m}$, $L_{yb}/L=0,15$ $T_d = T_i = 15^\circ \text{C}$)

Yapılan analizlerden ve karşılaştırmalardan, yalıtımsız ve kısmi yalıtımlı taban durumunda taban Nusselt sayısının ve Rayleigh sayısının hesaplanmasında

$$Nu_w = 0,15.Ra_{wy}^{0,339} + 0,01069.Ra_{dt}^{0,4166}.f_{dt}$$

$$Ra_{wy} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_i)}{\nu^2} \cdot \text{Pr} \cdot L^3 \cdot \left(1 + \left(\frac{L_{yb}}{L}\right)^{n_s}\right) \cdot (1 - YO)^{n_s}$$

eşitliklerinin kullanılabileceği sonucu ortaya çıkmıştır. Bulunan denklem sonuçlarının sayısal çözüm sonuçlarından, ortalama sapmaları % 2,3-2,9; standart sapmaları ise % 2,8-3,6 olarak bulunmuştur.

Sonuç olarak; tavuk üretim çiftliklerinde döşemeden ısıtma sistemlerinin kullanılması ile ısı tüketiminde % 18-24 oranlarında düşüş sağlanacaktır. Tavuk üretiminde yem tüketiminden sonra en önemli giderlerin ısıtma giderleri olduğu göz önüne alınarak, ısı tüketimindeki bu düşüşten dolayı tavuk üretim maliyeti önemli oranda düşürülecektir.

Döşemeden ısıtılmalı bir odada taban Nusselt sayısının hesaplanmasında taban Rayleigh sayısı ile birlikte duvar ve tavan Rayleigh sayılarını da hesaba katan 5.13 genel denklemi bulunmuştur. Böylece değişik oda boyutlarında ve ısı şartlarında farklı korelasyonların kullanılmasının önüne geçilerek geniş çalışma şartlarında bir tek denklemden yararlanma

imkanı elde edilmiştir. Denklem, kısmi taban yalıtımının etkisini de içerdüğinden dolayı hem döşemeden ısıtılmalı kümeslerde hem de döşemeden ısıtmanın değişik uygulamalarında kullanılabilir.



KAYNAKLAR

- A.Jabbar, N., Halifa, K., (2001), "Natural Convective Heat Transfer Coefficient a Review I. Isolated Vertical And Horizontal Surfaces", *Energy Conversion And Management*, 42: 491 – 504.
- A.Jabbar, N., Halifa, K., (2001), "Natural Convective Heat Transfer Coefficient a Review II. Surfaces In Two-And Three-Dimensional Enclosures", *Energy Conversion And Management*, 42: 505 – 517.
- A.Jabbar, N., Halifa, K., Khudheyer, A.F., (2001), "Natural Convection In Partitioned Enclosures: Experimental Study On 14 Differant Configurations", *Energy Conversion And Management*, 42: 653 – 661.
- A.Jabbar, N., Halifa, K., Marshall, R. H., (1990), "Validation of heat transfer coefficients on interior building surfaces using a real – sized indoor test cell", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 33(10): 2219 – 2236.
- Acar, M., (1987), "Tasarıma Yardımcı Bilgiler", *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 10(3): 43 - 52
- Alkan, Z., (1969), "Tavuk K meslerinin Planlanması", Atat rk Üniversitesi Basımevi, 1969.
- Ashrae Handbook of Fundamentals, 1981.
- Ashrae Handbook, 1993 Fundamentals., (1998), Hayvanlar ve Bitkiler için  evrenin Denetimi ( ev., T. Derbentli).
- Athienitis, A.K., (1994), "Numerical Model Of Floor Heating System", *Ashrae Trans*, NO – 94 – 13 – 3.
- Athienitis, A.K., Chen T., (1997), "numerical Study Of Thermostat Setpoint Profiles For Floor Radiant Heating And The Effect Of Thermal Mass", *Ashrae Trans*. PH – 97 – 14 – 1.
- Athienitis, A.K., Chen, T.Y., (1993), "Experimental and Theoretical Investigation Of Floor Heating With Thermal Storage", *CH – 93 – 10 – 5*.
- Balaban, A., Tekinel, O., (1969), "Tavuk Kümeslerinde  evre  artlarının Kontrol ", *Tapgem Yayınları No:2*, Ankara, 1969.
- Barletta, A., (2001), "Analysis Of Flow Reversal For Laminar Mixed Convection In A Vertical Rectengular Duct With One Or More Isothermal Walls", *International Journal Of Heat And Mass Transfer* 44: 3481-3497.
- Beaumont, C., Guillaumin, S., Geraert, P.A., Mignon-Grasteau, S., and Leclercq, B., (1998), "Genetic Parameters of Body Weight of Broiler Chickens Measured at 22  C or 32  C", *British Poultry Science* 39: 488-491.
- Besbes, S., Mhiri, H., El Golli, S., Le Palec, G., Bournot, P., (2001), "Numerical Study Of A Heated Cavity Insulated By A Horizontal laminar Jet", *Energy Conversion And Management* 42: 1417–1435.
- Bosworth, R.C., *Heat Transfer phenomena*, 1952, Newyork.
- Buyse, J., Michels, H., Vloeberghs, J., Saevels, P., Aerts, J.M., Ducro, B., Berckmans, D., Decuyper, E., (1998), "Energy and Protein Metabolism Between 3 and 6 weeks of age of

Male Broiler chickens Selected For Growth Rate or For Improved Food Efficiency", British Poultry Sci. 39: 264-272.

By Bjarne, W.O., (2002), "Radiant Floor Heating in Theory and Practice", Ashrae Journal, July: 19-20.

Camcı, Ö., Demir, E., (1979), "Kümes İçi İklim Koşullarının Mikro işlemcilerle Düzenlenmesi"

Chen, Y., Athienitis, A.K., (1998), "A three – Dimensional Numerical Investigation of The effect Of cover Materials On Heat Transfer In Floor Heating systems", TO-9824-4.

Cho, S.H., Zaheer-Uddin, M., (2003), " Predictive Control of Intermittently Operated Radiant Floor Heating System", Energy Conversion and Management 44: 1333-1342.

ChurchillS, W., Chu, H., (1975), "Correlating equations For laminar and Turbulent Free Convection From a Vertical Plate", Int. J. Heat Mass Transfer 18:1323.

Dağtekin, M., Yıldız, Y., (1995), "Çukurova Bölgesi Etlik Piliç Kümeslerinde Sıcaklık Probleminin Çözümü ve Bu Konuda Yapılan Bazı Çalışmalar", Ç.Ü. Z. Fak. Dergisi 10(2):135-150.

Demirulus, H., Aydın, A., (1995), "Tavuk Etinin Bileşimi ve İnsan Beslenmesindeki Önemi", Y.Y.Ü.Z.Fak.Derg. 5(2):106-111.

Drakley, C., Wiseman, J., Bedford, M.R., (1998), "Determination of the True Metabolisable Energy of Diets Based on Two Wheat Cultivars of Established Variability in Apparent Metabolisable Energy", British Poultry Science 39: S30-S31.

Erensayın, C., (2001), "Yeni Tavukçuluk Bilimi", Nobel Yayın Dağıtım, Ankara, 2001.

Fishenden, M., Saunders, O.A., (1950), "An introduction to heat transfer", Clarendon press; Oxford.

Frank, P.İnkropera., David P.DeWitt., (2001), "Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri", Dördüncü Basımdan Çeviri, İstanbul.

Freestone, M.D., Worek, W. M., (1996), "Radiant Panel Perimeter Heating Options : Effectiveness and Thermal Comfort", AT-96-7-3.

Gabarrou, J.F., Geraert, P.A., François, N., Guillaumin, S., Picard, M., Bordas, A., (1998), "Energy Balance of Laying Hens Selected on Residual Food Consumption", British Poultry Science 39: 79-89.

Genceli, O.F., "Çözümlü Isı İletimi Problemleri", Birsen Yayınevi, 2000.

Gürses, A.Ç., (1985), "Güneş Destekli Toprak Altı Isıtma ve Isı Depolama Sistemleri"

Holman, J.P., Heat Transfer. Seventh Editions, 1992.

Homidan, A., Al Robertson, J.F., Petchey, A.M.,(1998), "Effect of Environmental Factors on Ammonia and Dust Production and Broiler Performance", British Poultry Sci. 39: S9-S10.

Howell, R.H., Suryanarayana, S., Sizing of Radiant Heating Systems: Part1-Ceiling Panels

İshiguro R., et al. (1978), "Heat Transfer and Flow instability of Natural convection over Upward-facing horizontal surfaces", proceedings of the sixth international heat transfer

conference NC-8. Vol.2. 1978, Toronto, 229-334.

Kaizuka M., 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.

Kikuchi, N., (1986), "Finite Element Methods In Mechanics", Cambridge University Pres, 1986.

Kılış, B., (1988), "Döşmeden Isıtma Sistemi Hakkında Genel Bir Değerlendirme", Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 11(3): 39-42.

Kılış, B., (1990), "Döşmeden Isıtma Sistemleri", Isıyer

Kılış, B., (1990), "Döşmeden Isıtma Tasarımında Yeni Bir Yaklaşım", Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 13(4):

Kılış, B., Eltez, M., Sager, S., (1995), "A simplified model for the design of radiant in-slab heating panels" Ashrae Trans. 101(1): 210-216.

Kılış, B., L.Ritter, T., (1998), "An analytical model for the design of in-slab electric heating panels", Ashrae Trans. SF - 98 - 9 - 5.

Kitamura, K., Asakawa, T., (2000), "Fluid Flow And Heat Transfer Of Natural Convection Over Upward - Facing, Horizontal, Heated Plate Shrouded By A Parallel Insulated Plate", Heat Transfer - Assian Research, 29(4):

Leigh, S.B., Arch.D., MacCluer, C.R., (1994), "A Comparative Study Of Proportional Flux - Modulation And Various Types Of Temperature - Modulation Approaches for Radiant Floor - Heating System Control", NO - 94 - 13 - 5.

Lott, B.D., Simmons, J.D., May, J.D., (1998), "Air Velocity and High Temperature Effects on Broiler Performance", Poultry Science 77: 391-393.

MacCluer, C.R., Miklavcic, M., Chait, Y., (1989), "The Temperature Stability Of a Radiant Slab - On - Grade", CH - 89 17 - 1.

Mc adams, W. H., (1954), "Heat transmission", third ed., McGraw-Hill, Newyork.

Min TC., Schutrum LF., Parmelee GV., Vouris JD., (1956), "Natural Convection and radiation in a panel-Heated room", Ashrae Trans. 62: 337-58.

Mutaf, S., (1976), "Etlik Piliç Kümeslerinde Isıtma Sistemlerinin Gerekli Ek Isı Miktarlarına Etkileri", E.Ü. Z. Fak. Dergisi

Mutaf, S., (1989), "Kümeslerdeki Biyoklimatik Rahatlığa (Konfora) Yapı Elemanları Yalıtım Düzeylerinin Etkisi", Akdeniz Üniv.Z.F.Derg.

Mutaf, S., Gönül, T., Altan, A., Yavaş, Ö., (1976), "Etlik Piliç Üretiminde Isıtma Sistemlerinin Yerleşim Sıklığının, Erkek ve Dişilerin Ayrı Yetiştirilmesinin Verim Özelliklerine Etkileri", E.Ü. Z. Fak. Dergisi

Öztaşan, A., Taner, K., "Düz Güneş Toplayıcı Kuluçka Makinası"

Pretot, S., Zeghmati, B., Le Palec, G., (2000), "Theoretical and Experimental Study Of Natural Convection On a Horizontal Plate", Applied Thermal Engineering 20: 873 - 891.

Quinn, A.D., Kettlewell, P.J., Mitchell, M.A., Knowles, T., (1998), "Air Movement and Thermal microclimates observed in Poultry Lairages", *British Poultry Science* 39: 469-476.

R.H. Howell, S. Suryanarayana., "Sizing of Radiant Heating Systems: Part II- Heated Floors and Infrared Units"

Rees, S.W., Lloyd, R.M., Thomas, H.R., (1995), "A Numerical Simulation Of Measured Transient Heat Transfer Through A Concrete Ground Floor Slab And Underlying Substrata", *Int.J. Num.Meth. Heat Fluid Flow*, 5: 669-683.

Riskowski, G.L., Maghirang, R.G., Funk, T.L., Christianson, L.L., Priest, J.B., "Environmental Quality in Animal Production Housing Facilities: A Review and Evaluation of alternative Ventilation Strategies", *Ashrae Transactions: Research*.RP-784: 104-113.

Salvatore A., michele C., (2001), "Low - Prandtl Number Natural Convection In Volumetrically Heated Rectangular Enclosures III. Shallow Cavity, AR = 0,25", *International Journal Of Heat And Mass Transfer* 44: 3053-3065.

Sarıca, M., Selçuk, E., (1993), "Yerde Yetiştirilen Buldircınların Çeşitli Verim Özellikleri Üzerine Değişik Altlık Materyallerinin Etkileri", *Doğa-Tr.J.of Veterinary and Animal Sciences* 17:133-138.

Sen, S., Sarkar,A., (1995), "Effect of Variable Property And Surface Radiation On Laminar Natural ConvectionIn a Square Enclosure", *Int. J. Num Meth. Heat Fluid Flow*, 5: 615-627.

Shia-Hui, P., Peterson, F., (1995), "Convection From A Cold Window With Simulated Floor Heating By Means Of A Transiently Heated Flat Unit", *Energy And Buildings* 23: 95-103.

Sparrow, E.M., Greg, I.L., (1956), "Laminar Free Convection From a vertical Flat Plate" *Trans. Asme*, 78: 435.

Şenköylü, H., Akyürek, H., Tuna, Y.K., (1993), "Broylerlerde Cinsiyete Göre Büyüme Özellikleri Üzerine Bir Araştırma", *T.Ü. Z.Fak.Derg.* 2(1):23-31.

Tarım Orman ve Köy İşleri Bakanlığı, Tavuk Kümeslerinde Sıcaklık - Rütubet - Havalandırma, Cumhuriyet Üniv.

Türk Standartları Enstitüsü, (1986), Kümesler -Yer Seçimi ve Yapım Kuralları.UDK 728/002.2.

Türkoğlu, M., vd., (1989), Broiler Yetiştiriciliğinde Kullanılan Çeşitli altlık Tiplerinin Verime Etkisi ve İkinci Kullanım Bakımından Karşılaştırılması Üzerine Bir Araştırma.

Walker, A.W., Tucker, S.A., Elson, H.A., (1998), "An Ekonomic of a Modified,Enriched Cage Egg Production System", *British Poultry Science* 39: 14-15.

Yahav, S., Luger, D., Chaner, A., Dotan, M., Rusal, M., Hurvitz, S., (1998), "Thermoregulation in Naked Neck Chickens Subjected to Different Ambient Temperatures", *British Poultry Science* 39: 133-138.

Yahav, S., Plavnik, I., Rusal, M., Hurwitz, S., (1998), "Response of Turkeys to Relative Humidity at High Ambient Temperature", *British Poultry Science* 39: 340-345.

Yalçın, S., Özkan, S., Açıkgöz, Z., Özkan, K., (1998), "Influence of Dietary Energy On Bird Performance, Carcase Parts Yields and Nutrient Composition of Breast Meat of Heterozygous Naked Neck Broilers Reared at Natural Optimum and Summer Temperatures", *British Poultry Science* 39: 633-638.

Yamagishi, K., vd., (1989), "Investigation of Heating Systems for a High-Ceilinged room in a house"

Yamazaki, K., Komatsu, M., Otsubo, M., (1987), "Aplication of numerical simulation for residential room air conditioning" *ASHRAE Trans.* 93(1): 210-225.

Yang, H., Zhu, Z., Gilleard, J., (2001), "Numerical Simulation Of Thermal Fluid Instability Between Two Horizontal Parallel Plates", *International Journal Of Heat And Mass Transfer* 44: 1485-1493.

Yousef W., Tarasuk, JD., McKeen, WJ., (1982), "Free Convection Heat Transfer from Upward-Facing isothermal horizontal Surface", *Asme Trans. J. Heat transfer* 104: 493-500.

Yüncü, H., Kakaç, S., (1999), "Temel Isı Transferi", *Bilim Kitabevi*, Ankara, 1999.

EKLER

Ek 1 Örnek Uygulama

Ek 2 Yalıtımsız Taban Durumunda Hız Konturları

Ek 3 Yalıtımsız Taban Durumunda Sıcaklık Konturları

Ek 4 Kısmi Yalıtımlı Taban Durumunda Hız Konturları

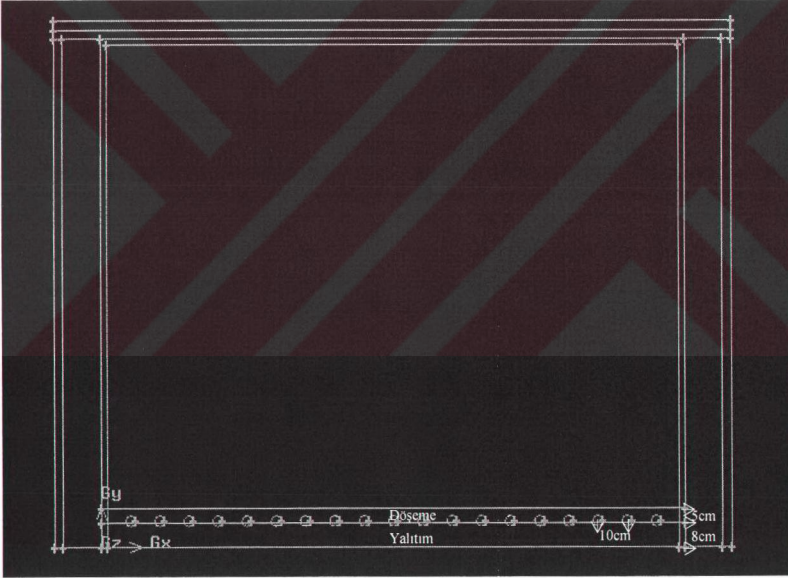
Ek 5 Kısmi Yalıtımlı Taban Durumunda Sıcaklık Konturları



Ek 1 Örnek Uygulama

Bu çalışmada tabanı yalıtımsız ve kısmen yalıtımlı döşemeden ısıtma şartlarında taban konveksiyon katsayısını hesaplayabilecek denklemler geliştirildi. Bulunan denklemlerden nasıl yararlanılacağı bir örnek uygulama ile gösterilecektir.

Boyutları 2x1,75x2m olan bir kümesin, duvarları 2 cm iç sıva, 3 cm dış sıva, 13 cm delikli tuğla ve 3 cm strafordan oluşmakta; tavanı ise 2 cm iç sıva, 3 cm dış sıva, 3 cm strafor ve 10 cm gaz betonndan oluşmaktadır. Döşeme içinde 5 cm derinlikte (Boru ekseninden tabana olan mesafe) ve 10 cm aralıklarla yerleştirilen 17 mm dış çaplı, 14 mm iç çaplı PPRC borulardan sıcak su dolaştırılarak ısıtma yapılacaktır. Döşemenin alt kısmı tamamen yalıtılarak borulardan sağlanan tüm ısının odaya verilmesi sağlanmaktadır. Dış sıcaklık -10°C kabul edilerek, kümesin 27°C sabit sıcaklıkta tutulması için gerekli ısı yükünü karşılayacak taban sıcaklığı ve suyun borulara giriş ve çıkış sıcaklıkları hesaplanacaktır. Kümesin önden görünümü şekil ek1 de görülmektedir.



Şekil Ek1 Döşemeden ısıtılan 2x1,75x2m kümesin önden görünümü

Duvarlar ve tavandan iletimle kaybolan ısı denklem(Ek1.1) den hesaplanır.

$$Q_d = \frac{T_i - T_{dış}}{\frac{1}{\alpha_d} + \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{dış}}}$$

$$Q_t = \frac{T_i - T_{dış}}{\frac{1}{\alpha_t} + \sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{dış}}} \quad (\text{Ek1.1})$$

Sayısal çalışmanın sonuçlarından, $T_d > 15^\circ\text{C}$, $T_i > 15^\circ\text{C}$ ve $T_i > 20^\circ\text{C}$ şartlarında $\alpha_d = 4-6 \text{ W/m}^2\text{K}$, $\alpha_t = 5-7 \text{ W/m}^2\text{K}$ aralığında değişmiştir. Duvar ve tavan malzemeleri için gerekli ısı iletim katsayıları ve dış yüzey konveksiyon ısı transfer katsayısı ($\alpha_{dış} = 25 \text{ W/m}^2\text{K}$) kullanılarak oda ısı yükü hesaplanır.

$$Q_d = 298,306 \text{ W}$$

$$Q_t = 76,637 \text{ W}$$

$$\text{Oda ısı yükü, } Q_{wT} = Q_d + Q_t = 374,943 \text{ W}$$

Tabandan odaya ve oda yüzeylerine konveksiyon ve radyasyonla verilen ısıların toplamı oda ısı yükünü karşılamalıdır. Taban konveksiyon katsayısı ve taban radyasyon ısı duvar ve tavan sıcaklıklarından etkilenir. Bunun için duvar ve tavan sıcaklıkları tespit edilmelidir. Duvarlar ve tavandan iletimle kaybolan ısı duvar ve tavan iç yüzeylerindeki konveksiyon ve radyasyon ısılarının toplamına eşitlenerek duvar ve tavan sıcaklıkları tespit edilebilir.

$$\frac{T_d - T_{dış}}{\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{dış}}} = \alpha_d \cdot A_d \cdot (T_i - T_d) + Q_{dr}$$

$$\frac{T_i - T_{dış}}{\sum_{i=1}^n \frac{x_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{dış}}} = \alpha_t \cdot A_t \cdot (T_i - T_t) + Q_{tr} \quad (\text{Ek1.2})$$

Duvar ve tavan sıcaklıkları bilinmeden radyasyon ısıları hesaplanamayacağından dolayı problem birkaç adımda çözülmelidir. İlk adımda duvar ve tavan radyasyon ısıları hesaba katılmadan duvar ve tavan sıcaklıkları için başlangıç değerleri tespit edilir.

$$Q_d = \alpha_d \cdot A_d \cdot (T_i - T_d) \Rightarrow T_d = T_i - Q_d / \alpha_d \cdot A_d = 22,738^\circ\text{C}$$

$$Q_t = \alpha_t \cdot A_t \cdot (T_i - T_t) \Rightarrow T_t = T_i - Q_t / \alpha_t \cdot A_t = 23,807^\circ\text{C}$$

T_d ve T_t başlangıç değerleri kullanılarak taban, duvarlar ve tavandaki radyasyon değerleri hesaplanabilir.

$$E_{bw} = \sigma \cdot T_w^4 \quad E_{bd} = \sigma \cdot T_d^4 \quad E_{bt} = \sigma \cdot T_t^4$$

$$\frac{E_{bw} - J_w}{1 - \varepsilon_w} + \frac{j_i - j_w}{A_w \cdot F_{wt}} + \frac{j_d - j_w}{A_w \cdot F_{wd}} = 0$$

$$\frac{E_{bd} - J_d}{\frac{1 - \varepsilon_d}{\varepsilon_d \cdot A_d}} + \frac{j_t - j_d}{\frac{1}{A_d \cdot F_{dt}}} + \frac{j_w - j_d}{\frac{1}{A_w \cdot F_{wd}}} = 0$$

$$\frac{E_{bt} - J_t}{\frac{1 - \varepsilon_t}{\varepsilon_t \cdot A_t}} + \frac{j_w - j_t}{\frac{1}{A_w \cdot F_{wt}}} + \frac{j_d - j_t}{\frac{1}{A_d \cdot F_{dt}}} = 0 \quad (\text{Ek1.3})$$

Denklem ek1.3 ten j_w , j_d ve j_t hesaplandıktan sonra taban, duvarlar ve tavadaki net radyasyon ısıları hesaplanır.

$$Q_{wr} = \frac{E_{bw} - j_w}{\frac{1 - \varepsilon_w}{\varepsilon_w \cdot A_w}}, \quad Q_{dr} = \frac{E_{bd} - j_d}{\frac{1 - \varepsilon_d}{\varepsilon_d \cdot A_d}}, \quad Q_{tr} = \frac{E_{bt} - j_t}{\frac{1 - \varepsilon_t}{\varepsilon_t \cdot A_t}} \quad (\text{Ek1.4})$$

Gerekli ısı yükünü karşılayacak taban sıcaklığı bilinmemektedir. Ancak kümeslerde taban sıcaklığı 38,4 °C yi geçmemelidir. Taban sıcaklığı için $T_w = 37$ °C başlangıç değeri alınarak ve duvar ve tavan sıcaklığı başlangıç değerleri de kullanılarak hesaplanan radyasyon değerleri aşağıda verilmiştir. (yüzey yayılcılıkları $\varepsilon_w = \varepsilon_d = \varepsilon_t = 0,9$, şekil faktörleri $F_{wd} = 0,75$, $F_{wt} = 0,25$ $F_{dt} = 0,214$ alınmıştır.)

$E_{bw} = 523,64 \text{ W/m}^2$	$J_w = 514,99 \text{ W/m}^2$	$Q_{wr} = 311,143 \text{ W}$
$E_{bd} = 433,725 \text{ W/m}^2$	$J_d = 435,75 \text{ W/m}^2$	$Q_{dr} = -255,196 \text{ W}$
$E_{bt} = 440,026 \text{ W/m}^2$	$J_t = 441,58 \text{ W/m}^2$	$Q_{tr} = -55,95 \text{ W}$

Radyasyon değerleri hesaplandıktan sonra tavan ve duvar sıcaklıkları denklem ek1.2 den hesaplanır.

$$T_d = 25,964 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_t = 25,937 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Elde edilen bu sıcaklık değerlerinin bir önceki değerlerden yaklaşık 2-3 °C yüksek çıkmasından dolayı radyasyon değerleri de değişecektir. Duvar ve tavan sıcaklıklarının ilk ve son değerlerinin ortalamasına göre yeniden hesaplanan radyasyon ve sıcaklık değerleri aşağıda verilmiştir.

$T_d(^{\circ}\text{C})$	$T_t(^{\circ}\text{C})$	$J_w(\text{W/m}^2\text{K})$	$J_d(\text{W/m}^2\text{K})$	$J_t(\text{W/m}^2\text{K})$	$Q_{wr}(\text{W})$	$Q_{dr}(\text{W})$	$Q_{tr}(\text{W})$
24,35	24,87	515,85	445,02	448,01	280,322	-221,44	-58,88

İşlemlerin tekrarlanmasıyla sonuçlarda önemli değişimler görülmemiştir. Tavan ve duvar sıcaklıkları belirlendikten sonra taban konveksiyon katsayısı hesaplanabilir. $T_d < T_t$ ve $3,25 > H/L > 0,5$ şartlarında çizelge 5.6 dan düzeltme katsayısı seçilerek

$$Nu = 0,15.Ra_w^{0,339} + 0,01069.Ra_{dt}^{0,4166} \cdot 0,8 \cdot \left(\frac{T_t - T_d}{T_w} + \frac{L}{H} \right)^{-0,2}$$

eşitliği yazılabilir. 27 °C sıcaklıkta havanın fiziksel özellikleri $\rho = 1,15 \text{ kg/m}^3$, $\mu = 1,89.10^{-5} \text{ Ns/m}^2$, $\lambda = 0,02624 \text{ W/mK}$, $\text{Pr} = 0,71$ alınarak Rayleigh ve Nusselt değerleri hesaplanır.

$$Ra_w = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_i)}{(\mu / \rho)^2} \cdot \text{Pr} \cdot L^3 = 6,88.10^9$$

$$Ra_d = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_i - T_d)}{(\mu / \rho)^2} \cdot \text{Pr} \cdot H^3 = 6,74.10^8$$

$$Ra_t = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_i - T_i)}{(\mu / \rho)^2} \cdot \text{Pr} \cdot L^3 = 6,54.10^8$$

$$Ra_{dt} = \frac{Ra_d \cdot A_d \cdot 1,25 \cdot (L / H)^2 + Ra_t \cdot A_t}{A_d + A_t} = 1.10^9$$

$$\text{Nu} = 370,97$$

Tabandan konveksiyonla odaya verilen ısı hesaplanarak taban ısısı ile oda ısı yükü aşağıda karşılaştırılmıştır.

$\alpha_w (\text{W/m}^2\text{K})$	$Q_{wc} (\text{W})$	$Q_{wt} (\text{W})$	$Q_{wT} = Q_{wc} + Q_{wt} (\text{W})$	$Q = Q_d + Q_t (\text{W})$	$\eta = (Q - Q_{wT}) / Q \cdot 100 (\%)$
4,867	194,69	280,32	475,01	374,94	-26,7

Tabandan odaya verilen toplam ısınin oda ısı yükünden % 26,7 (100 W) fazla olduğu görülmektedir. Bu farkın kapatılması için taban sıcaklığı düşürülmelidir. 35,5 °C ile 35 °C taban sıcaklıklarında elde edilen sonuçlardan 35 °C taban sıcaklığının uygun olduğu görülmektedir.

$\Gamma_w (^\circ\text{C})$	$\alpha_w (\text{W/m}^2\text{K})$	$Q_{wc} (\text{W})$	$Q_{wt} (\text{W})$	$Q_{wT} = Q_{wc} + Q_{wt} (\text{W})$	$Q = Q_d + Q_t (\text{W})$	$\eta = (Q - Q_{wT}) / Q (\%)$
35,5	4,69	159,74	244,9	404,66	374,94	-7,92
35	4,63	148,3	233,2	381,52	374,94	-1,75

Tabanda kısmi yalıtım yapılması durumunda gerekli taban sıcaklığı farklı olacaktır. Bir örnek olarak tabanda 60 adet 15x15 cm homojen yalıtım yapılarak taban sıcaklığı hesaplanacaktır. Yalıtımsız ve kısmen yalıtımlı taban durumunda taban Nusselt sayısı aynı denklemlerle hesaplanmaktadır. Ancak taban Rayleigh sayısı taban yalıtım oranı ve yalıtım büyüklüğüne bağlı olarak hesaplanmaktadır. Taban yalıtım oranı $YO = 0,3375$, boyutsuz yalıtım büyüklüğü ise $L_{yb}/L = 0,15$ olarak bulunur. Radyasyon değerlerinin hesaplanmasında ortalama taban sıcaklığı kullanılacaktır.

$$E_{bw} = \sigma \cdot ((1 - YO) \cdot T_w + YO \cdot T_i)^4$$

Kısmen yalıtımlı taban durumunda taban sıcaklığı yalıtımsız duruma göre daha yüksek olacaktır. Taban sıcaklığı için 37 °C alınarak elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir. Seçilen taban sıcaklığının uygun olduğu görülmektedir.

T_w (°C)	T_d (°C)	T_t (°C)	Q_{dr} (W)	Q_{tr} (W)	α_w (W/m ² K)	Q_{wc} (W)	Q_{wr} (W)	$Q_{wt}=Q_{wc}$ + Q_{wr} (W)	$Q=Q_d+Q_t$ (W)	$\eta=(Q-Q_{wr})/Q$ %
37	25,21	25,19	-195,69	-36,47	5,28	139,97	232,155	372,128	374,94	0,75

Yapılan çözümden % 33,75 oranında homojen yalıtımdan dolayı ihtiyaç duyulan taban sıcaklığının yalıtımsız tabana göre 2 °C yüksek (35 °C den 37 °C ye) olduğu görülmektedir. Bu durumda 35 ve 37 °C taban sıcaklıkları için gerekli boru su giriş ve çıkış sıcaklıkları hesaplanacaktır.

Döşeme içerisinde belirli aralıklarla ve belirli derinlikte yerleştirilmiş olan borunun ortalama dış yüzey sıcaklığının hesaplanmasında denklem (ek 1.5) kullanılabilir (Kılış,1998).

$$T_{bd} = \frac{q_w \cdot M + A T_{dt} + B T_i}{A + B} + q_w \cdot (R_{co} + R_p)$$

$$A = (2 \cdot W \cdot \eta + d_{bd}) \cdot \alpha_{wr}$$

$$B = (2 \cdot W \cdot \eta + d_{bd}) \cdot \alpha_{wc}$$

$$\eta = \tanh(m \cdot W) / (m \cdot W)$$

$$m = \sqrt{(\alpha_{wr} + \alpha_w) / (k_e \cdot (x_{bo} + x_{co}))}$$

$$W = (M - d_{bd}) / 2$$

$$R_p = (x_{bo} - d_{bd} / 2) / \lambda_p$$

$$k_e = \left(2 + \frac{R_{co}}{R_p}\right) \cdot \frac{x_{co} \cdot \lambda_{co} + x_{bo} \cdot \lambda_p}{x_{co} + x_{bo}} \quad (\text{ek 1.5})$$

Tabanda örtü malzemesi bulunmadığından yukarıdaki denklemlerde R_{co} ve x_{co} ihmal edilecektir. Taban radyasyon ısısından radyasyon ısı transfer katsayıları hesaplanabilir.

$$\alpha_{wr} = \frac{Q_{wr}}{A_w \cdot (T_w - T_{dt})} = 5,95 \text{ w}/(\text{m}^2 \text{ K}) \quad (\text{Taban yalıtımsız})$$

$$\alpha_{wr} = \frac{Q_{wr}}{A_w \cdot (1 - YO) \cdot (T_w - T_{dt})} = 7,319 \text{ w}/(\text{m}^2 \text{ K}) \quad (\text{Taban kısmi yalıtımlı})$$

Denklem (ek 1.5) in çözümünden boru ortalama dış yüzey sıcaklığı, kısmi taban yalıtımlı durum için $T_{bd} = 43,05$ °C , Taban yalıtımsız durum için ise $T_{bd} = 38,94$ °C olarak bulunur.

Boru ortalama dış yüzey sıcaklığı her iki durum için hesaplandıktan sonra ortalama su sıcaklığı borunun iç yüzeyindeki ve et kalınlığındaki ısı dirençlerinden yararlanılarak hesaplanabilir.

$$Q_w = \frac{T_{so} - T_{bd}}{\frac{1}{\alpha_{bi} \cdot A_{bi}} + \frac{\ln(d_{bi}/d_{bi})}{2\pi \lambda_b L}}$$

Boru iç yüzey konveksiyon ısı transfer katsayısı su hızına ve ortalama su sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Çizelge 3.2 de suyun 0,51 m/s alınması durumunda değişik ortalama su sıcaklığı için hesaplanan konveksiyon ısı transfer katsayısı değerleri verilmiştir. Ortalama su sıcaklığı bilinmemekle birlikte bir başlangıç değeri olarak $T_{so} = 60^\circ\text{C}$ alınırsa, $\alpha_{bi} = 3541,126 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ olur.

Yukarıdaki denklemin çözümünden kısmi yalıtımlı taban durumu için $T_{so} = 44,367^\circ\text{C}$ olarak hesaplanır. Ortalama su sıcaklığı $T_{so} = 48,89^\circ\text{C}$ alınırsa, $\alpha_{bi} = 3267,694 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ ve $T_{so} = 44,372^\circ\text{C}$ bulunur. Boru giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları, oda ısı yükü ve su debisinden hesaplanır. Suyun 45°C deki yoğunluk ve özgül ısısından, 0,51 m/s hız değerinde gerekli ısı yükünü sağlayacak su giriş ve çıkış sıcaklıkları hesaplanır.

$$\rho = 990 \text{ kg/m}^3 \quad C_p = 4179 \text{ J/(kgK)} \quad m = \pi \cdot d_{bi}^2 / 4 \cdot v \cdot \rho = 0,0777 \text{ kg/s}$$

$$Q_w = m \cdot C_p \cdot (T_{sg} - T_{sç}) \Rightarrow T_{sg} - T_{sç} = 1,146^\circ\text{C}$$

$$T_{sg} = T_{so} + (T_{sg} - T_{sç}) / 2 = 44,946^\circ\text{C}$$

$$T_{sç} = T_{so} - (T_{sg} - T_{sç}) / 2 = 43,8^\circ\text{C}$$

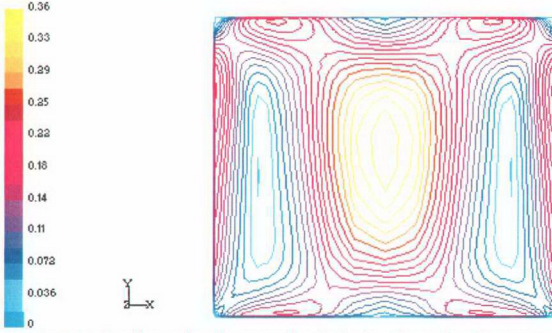
Benzer şekilde yalıtımsız taban için de su giriş ve çıkış sıcaklıkları hesaplanır.

$$T_{so} = 40,29^\circ\text{C} \quad T_{sg} - T_{sç} = 1,174^\circ\text{C}$$

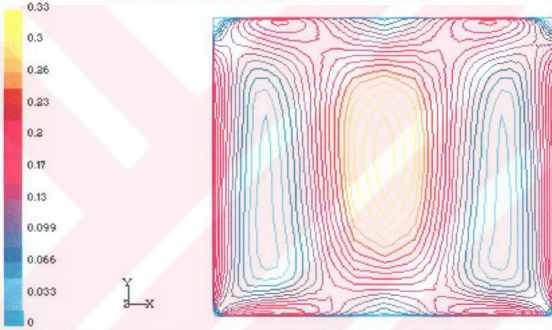
$$T_{sg} = T_{so} + (T_{sg} - T_{sç}) / 2 = 40,88^\circ\text{C}$$

$$T_{sç} = T_{so} - (T_{sg} - T_{sç}) / 2 = 39,7^\circ\text{C}$$

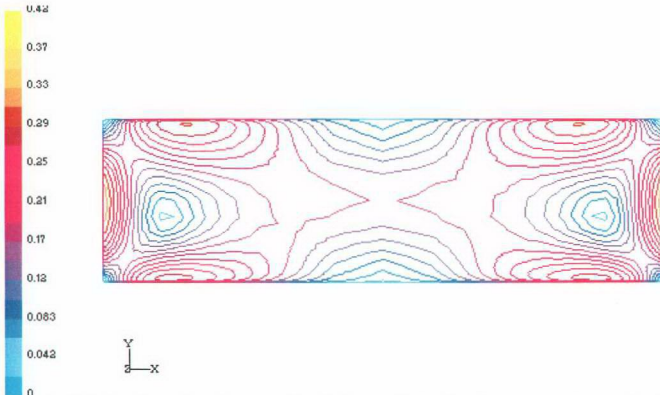
Ek 2 Yalıtsız Taban Durumunda Hız Konturları



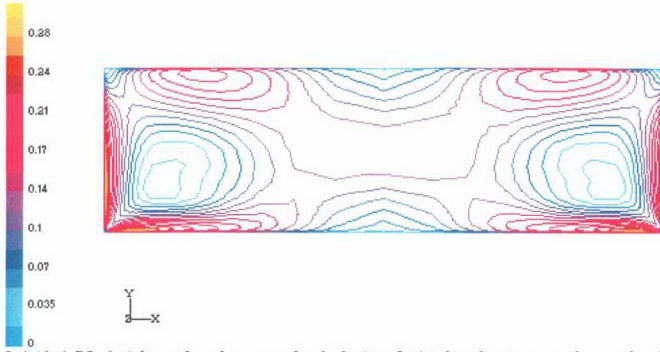
Şekil Ek 2.1 (2x1,75x2m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 1\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 20^\circ\text{C}$)



Şekil Ek 2.2 (2x1,75x2m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 1\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 25^\circ\text{C}$)



Şekil Ek 2.3 (6x1,75x6m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 3\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_t = 10^\circ\text{C}$)



Şekil Ek 2.4 (6x1,75x6m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 3\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_i = 25^\circ\text{C}$)

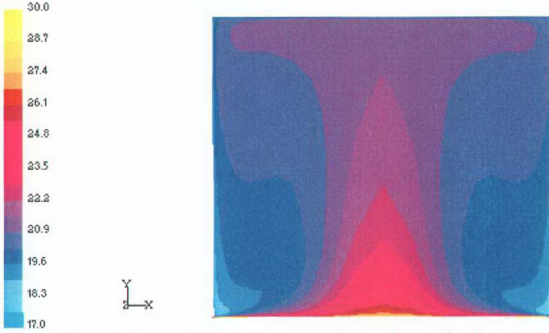


Şekil Ek 2.5 (6x2,5x6m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 3\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_i = 10^\circ\text{C}$)

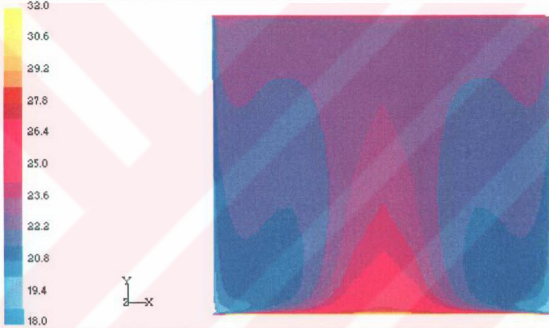


Şekil Ek 2.6 (6x2,5x6m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 3\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_i = 25^\circ\text{C}$)

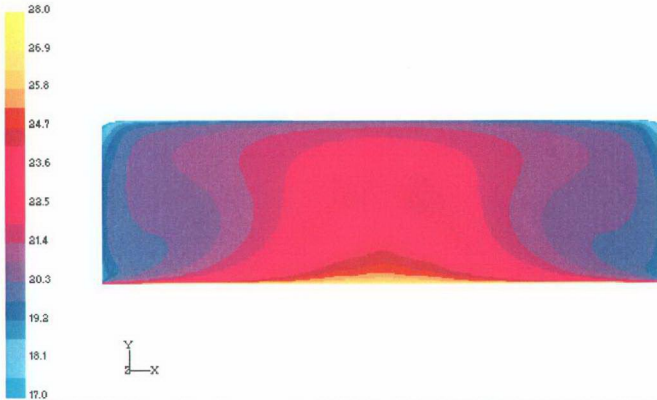
Ek 3 Yalıtımsız Taban Durumunda Sıcaklık Konturları



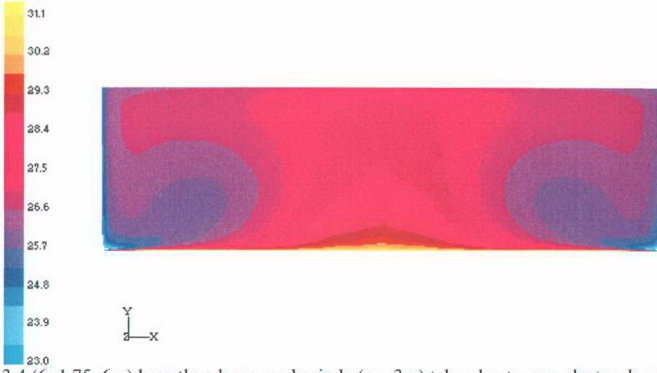
Şekil Ek 3.1 (2x1,75x2m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 1$ m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) ($T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 20^{\circ}\text{C}$)



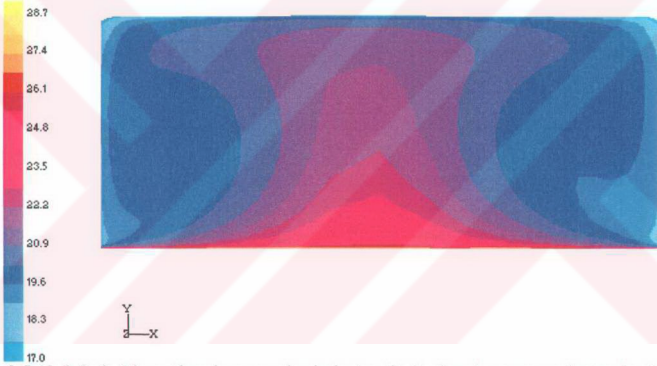
Şekil Ek 3.2 (2x1,75x2m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 1$ m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) ($T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 25^{\circ}\text{C}$)



Şekil Ek 3.3 (6x1,75x6m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 3$ m) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) ($T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 10^{\circ}\text{C}$)



Şekil Ek 3.4 (6x1,75x6m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 3\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) ($T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 25^{\circ}\text{C}$)

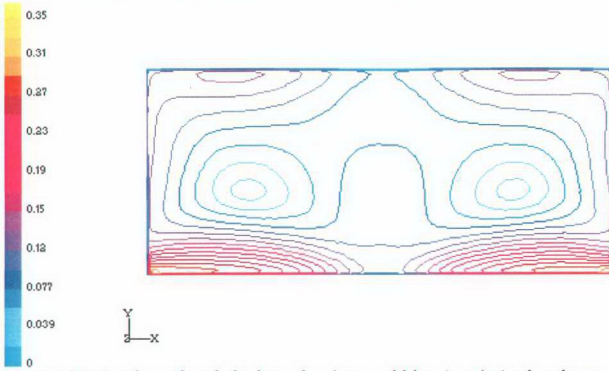


Şekil Ek 3.5 (6x2,5x6m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 3\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) ($T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 10^{\circ}\text{C}$)

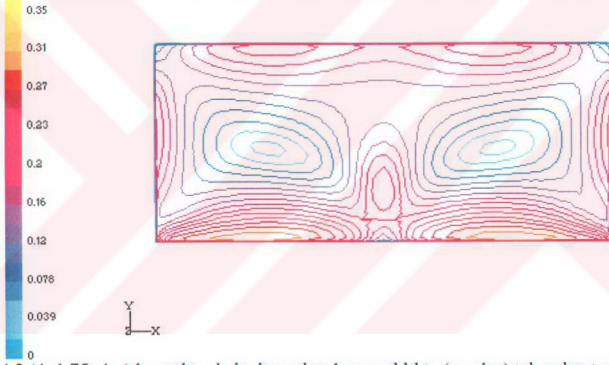


Şekil Ek 3.6 (6x2,5x6m) boyutlu odanın merkezinde ($z = 3\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) ($T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 25^{\circ}\text{C}$)

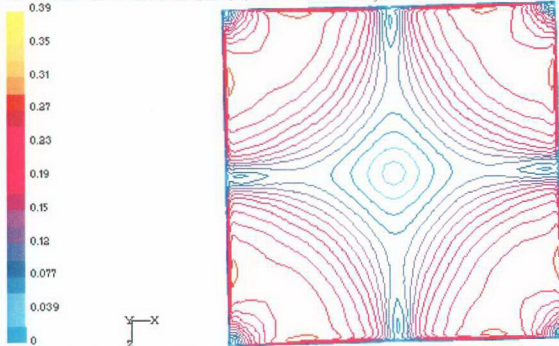
Ek 4 Kısmi Yalıtımlı Taban Durumunda Hız Konturları



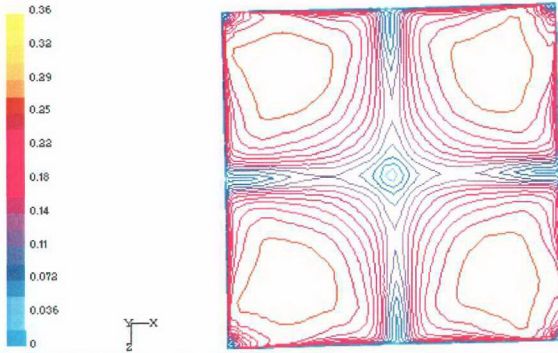
Şekil Ek 4.1 (4x1,75x4m) boyutlu odada duvardan 1 m uzaklıkta ($z = 1\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($Y_O = 0,1225$, $L_{y,d}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_i = 10^\circ\text{C}$)



Şekil Ek 4.2 (4x1,75x4m) boyutlu odada duvardan 1 m uzaklıkta ($z = 1\text{m}$) tabandan tavana oluşturulan bir düşey düzlemde hız konturları (m/s) ($Y_O = 0,1225$, $L_{y,d}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_i = 15^\circ\text{C}$)

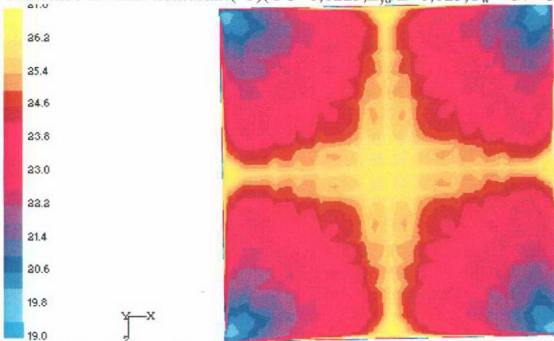
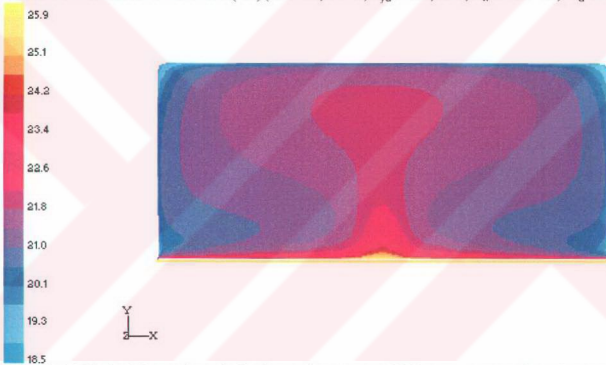
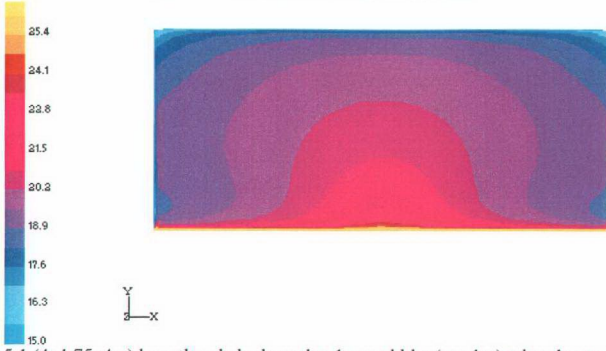


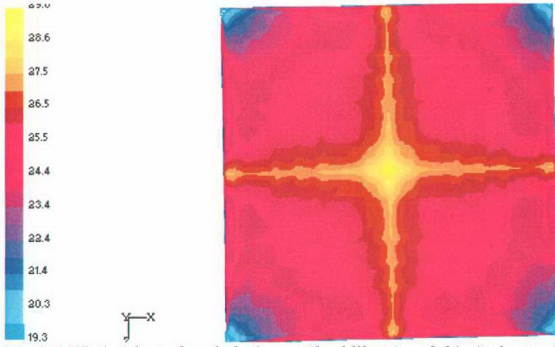
Şekil Ek 4.3 (4x1,75x4m) boyutlu odada 1 cm yükseklikte ($y = 0,01\text{m}$) oluşturulan bir yatay düzlemde hız konturları (m/s) ($Y_O = 0,1225$, $L_{y,d}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_i = 10^\circ\text{C}$)



Şekil Ek 4.4 (4x1,75x4m) boyutlu odada 1 cm yükseklikte ($y = 0,01\text{m}$) oluşturulan bir yatay düzlemde hız konturları (m/s) ($Y_O = 0,1225$, $L_{y0}/L = 0,025$, $T_w = 37^\circ\text{C}$, $T_d = 15^\circ\text{C}$, $T_i = 15^\circ\text{C}$)

Ek 5 Kısmi Yalıtımlı Taban Durumunda Sıcaklık Konturları





Şekil Ek 5.4 (4x1,75x4m) boyutlu odada 1 cm yükseklikte ($y = 0,01\text{m}$) oluşturulan bir yatay düzlemde sıcaklık konturları ($^{\circ}\text{C}$) ($Y_O = 0,1225$, $L_{y,d}/L = 0,025$, $T_w = 37^{\circ}\text{C}$, $T_d = 15^{\circ}\text{C}$, $T_t = 15^{\circ}\text{C}$)

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi 30.07.1968

Doğum yeri Diyarbakır

Lisans 1988-1993 Fırat Üniversitesi Mühendislik Fak.
Makine Mühendisliği Bölümü

Yüksek Lisans 1994-1996 Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Enerji Programı

Doktora 1997-2004 Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Müh. Anabilim Dalı, Isı Proses Programı

Çalıştığı kurum(lar)

1993-2003 Harran Üniversitesi Müh. Fak. Araştırma Görevlisi
2003-Devam ediyor YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi