

## THE EFFECT OF WALL THERMAL CONDITIONS ON THE FLOOR NUSELT NUMBER IN THE FLOOR HEATING SYSTEM

Refet KARADAĞ<sup>\*1</sup>, İsmail TEKE<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Harran Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, ŞANLIURFA

<sup>2</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Yıldız-İSTANBUL

Geleliş/Received: 16.03.2004 Kabul/Accepted: 02.09.2004

### ABSTRACT

In this study, the effect of wall thermal conditions on the floor Nusselt number in the floor heating system was investigated numerically. It has not been found similar study in the literature. The relation between floor Nusselt number and Rayleigh number was investigated numerically at different wall temperatures between 10 °C and 25 °C for insulated ceiling conditions. The effect of wall thermal conditions on the floor Nusselt number has been determined by repeating solutions for different floor dimensions and wall heights. It was seen from the numerical results that when the wall height and temperature difference between the wall and interior air increased the floor Nusselt number increased as well. Numerical results were compared with the results of the equations given in the literature. It was seen that the equations related to Nusselt number that are given in the literature matches the numerical values for similar conditions but the equations deviate from numerical values up to 35 percent dependent on conditions for different wall thermal conditions. The reason of this deviation is that the equations don't contain the effects of wall and ceiling thermal conditions on the floor Nusselt number.

**Keywords:** Floor heating, natural convection in enclosures

### TABANDAN ISITMADA DUVAR ISIL ŞARTLARININ TABAN NUSELT SAYISINA ETKİSİ

#### ÖZET

Bu çalışmada, tabandan ısıtmalı sistemde duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkisi sayısal olarak incelendi. Literatürde, konu ile ilgili her hangi bir çalışmaya rastlanmadı. Yalıtımlı tavan durumunda 10 °C ile 25 °C arasındaki farklı duvar sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki sayısal olarak incelendi. Farklı taban boyutlarında ve duvar yüksekliklerinde çözümler tekrarlanarak duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkisi incelendi. Sayısal çözüm bulgularından, yükseklik ve duvarlar ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkı arttıkça taban Nusselt sayısının arttığı görüldü. Sayısal çözüm bulguları literatürdeki denklemlerle karşılaştırıldı. Literatürde verilen Nusselt ifadelerinin benzer şartlarda yapılan sayısal çözüm bulguları ile uyduğu, ancak farklı duvar ısı şartlarında şartlara bağlı olarak sayısal bulgulardan % 35 lere varan sapmalar gösterdiği görüldü. Sapmanın sebebi denklemlerde duvar ve tavan ısı şartlarının hesaba katılmamasıdır.

**Anahtar Sözcükler:** Döşemeden ısıtma, kapalı ortamlarda doğal konveksiyon

\* Sorumlu Yazar/Corresponding Autor: e-mail: refetkaradag@yahoo.com , Tel: (0212) 259 7070/2218

## The Effect of Wall Thermal Conditions on the...

SİMGELER		ALT İNDİSLER
$\alpha$ : Konveksiyon ısı transfer kats. ( $W/m^2K$ )	z: Denizden yüks. (m)	w: Taban
$\Delta T$ : Sıcaklık farkı ( $^{\circ}C, K$ )	T: Sıcaklık ( $^{\circ}C$ )	i: Oda iç ortam
Nu: Nusselt sayısı	H: Yükseklik (m)	d: Duvar
Ra: Rayleigh sayısı	L: Karakteristik uzunluk (m)	

### 1. GİRİŞ

Tabandan ısıtma sistemlerinde ısının konfor için en uygun olan tabandan yayılışı, sıcaklık dağılımlarının üniforma yakın olması ve buna bağlı olarak kullanılan ısıtıcı akışkan sıcaklıklarının düşük seçilebilmesi bu sistemlerin işletme maliyetlerinde ekonomi sağlamıştır. Bu nedenle tabandan ısıtma sistemi değişik uygulama alanlarında kullanılarak önemli oranda enerji tasarrufu sağlanmaktadır.

Tabandan ısıtmada tavan ile taban arasında ortalama  $2^{\circ}C$  lik bir sıcaklık farkı olmasına rağmen aynı odanın cebri üförmeli bir elektrikli ısıtıcı ile ısıtılması halinde bu farkın  $8-10^{\circ}C$  olduğu belirtilmiştir [1]. Tabandan ısıtma ile ilgili yapılan deneysel çalışmalarda oda merkezindeki sıcaklık ile odanın ortalama hava sıcaklığı arasındaki farkın  $0,5^{\circ}C$  yi nadiren geçtiği belirtilmiştir [2]. Farklı ısıtma sistemlerinin karşılaştırıldığı bir çalışmada yükseklik boyunca sıcaklık değişimlerinin tabandan ısıtmada yaklaşık olarak  $0,5^{\circ}C$ , pencere altında radyant panelin bulunması durumunda  $6^{\circ}C$ , duvardan sıcak havanın verilmesi durumunda ise  $2,5^{\circ}C$  olduğu belirtilmiştir [3]. Tabandan ısıtma ile ilgili çalışmada tabandan odaya olan ısı transferinin, yukarı bakan küçük bir yatay plakanın ısıtılması ile aynı olduğu belirtilmiştir [4]. Bu nedenle ısıtılmış yatay plakanın üst yüzeyinde ve tabandan ısıtmalı odanın iç yüzeylerinde konveksiyon ısı transfer katsayıları için literatürde verilen korelasyonlar araştırıldı.

Literatürde sabit sıcaklıktaki yatay plaka yüzeyinden yukarı yönde ısı transferi için geliştirilen korelasyonlar Çizelge 1' de, tabandan ısıtma ile ilgili taban, duvar ve tavan için geliştirilen korelasyonlar ise Çizelge 2' de verilmiştir.

Literatürde verilen korelasyonlar incelendiğinde, taban için verilen korelasyonlarda sadece taban ısı şartları göz önüne alınmakta duvar ve tavan ısı şartları göz önüne alınmamaktadır. Benzer şekilde duvar için verilen korelasyonlarda taban ve tavanın etkisi, tavan için verilen korelasyonlarda ise taban ve duvarların etkisi hesaba katılmamaktadır. Bu nedenle oda ısı şartlarının ve boyutlarının değişmesi durumunda korelasyonlarda farklı katsayılar kullanılmaktadır. Taban Nusselt sayısının hesaplanmasında taban ısı şartları ile birlikte duvar ve tavan ısı şartlarının da hesaba katılması durumunda katsayı farklılıklarının giderilebileceği düşünülmüştür. Duvar ve tavan ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkileri belirlenmelidir. Literatürde böyle bir çalışma bulunmadığından bu çalışmada duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkileri incelendi.

### 2. ÇALIŞMA ŞARTLARI VE YÖNTEM

Oda iç yüzeylerinde doğal hava sirkülasyonu doğal konveksiyonda ısı transferini artırır. Doğal konveksiyonla ısı transferine etki eden parametrelerin belirlenmesi için yüzeylerdeki hava akımlarının incelenmesi gerekmektedir. Duvarlarda yerçekimi vektörü duvar ile aynı doğrultuda olup, duvar sıcaklığı ortam sıcaklığından yüksek ise havanın hareketi yukarıya doğru, duvar sıcaklığı ortam sıcaklığından düşük ise aşağıya doğrudur. Duvar sıcaklığı ile ortam hava sıcaklığı arasındaki fark arttıkça hava akımları da artar. Tavan sıcaklığı ortam sıcaklığından düşük ise tavadaki havanın hareketi aşağıya doğru, tavan sıcaklığı ortam sıcaklığından büyük ise hava yalıtımlı tavadakine benzer bir davranış gösterir. Hareketin aşağıya doğru olması tavanda konveksiyonu artırıcı etki yaparken, yalıtımlı tavanda doğal konveksiyon oluşmaz.

**Çizelge 1.** Sabit sıcaklıktaki yatay plaka yüzeyinden yukarı yönde ısı transferi için literatürde verilen korelasyonlar

Korelasyonlar	Şartlar	Kaynaklar
$\alpha = 1,32.(\Delta T / L)^{1/4}$ $\alpha = 1,52.(\Delta T)^{1/3}$	Laminar akış Türbülans akış	[5]
$Nu = 0,555.Ra^{1/4}$ $Nu = 0,129.Ra^{1/3}$	0,5m kare plaka, $Ra = 10^3 - 10^8$ $Ra = 10^8 - 10^{12}$	[6]
$Nu = 0,52.Ra^{1/4}$ $Nu = 0,59.Ra^{1/4}$ $Nu = 0,13.Ra^{1/3}$	0,6m kare plaka, $Ra < 3.10^8$ $Ra = 10^4 - 10^9$ $Ra = 2.10^9 - 10^{12}$	
$\alpha = 1,973.\Delta T^{1/4}$	1,2 m kare plaka, $\Delta T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$	
$Nu = 0,162.Ra^{1/3}$	-----	
$Nu = 0,7.Ra^{0,25}$ $Nu = 0,155.Ra^{1/3}$	$Ra = 2.10^5 - 4.10^7$ $Ra = 4.10^7 - 10^9$	
$Nu = 0,20.Ra^{1/3}$	-----	
$\alpha = 2,3.(\Delta T)^{0,25}$	-----	[8]

**Çizelge 2.** Tabandan ısıtmada taban, duvar ve tavan için literatürde verilen korelasyonlar

Korelasyonlar			Şartlar	
Taban	Duvar	Tavan		
-----	$\alpha = 2,02.\Delta T^{0,24}$	$\alpha = 2,52.\Delta T^{0,15}$	2,95x2,35x2,08m	[4]
-----	$\alpha = 2,1.\Delta T^{0,23}$	-----	2,35x2,95x2,1m $\Delta T=5 \text{ }^\circ\text{C}$ (Deneysel)	[7]
$Nu = 0,33.Ra^{0,33}$ $\alpha = \frac{2,416.\Delta T^{0,31}}{L^{0,08}}$	$Nu = 0,22.Ra^{0,32}$ $\alpha = \frac{1,873.\Delta T^{0,32}}{H^{0,05}}$	$\alpha = \frac{3,21.\Delta T^{0,28}}{L^{0,16}}$	3,6x7,35x2,4)m (Deneysel)	[7, 9]
$\alpha = 3,08.\Delta T^{0,25}$	-----	-----	3,4x4x2,6m boyutlu büro (Deneysel)	[10]
$\alpha = (1 - 2,22.10^{-5}.z)^{2,627} .$ $(\frac{4,96}{L})^{0,08} .2,12.(T_w - T_i)^{0,3}$	-----	-----	Analitik çalışma	[11]

Tabandan ısıtmalı bir odada tabandaki akış, tabandan yükselen akış aracılığıyla gerçekleşir. Kütlelerin korunumuna göre, düşük sıcaklıktaki duvar ve tavadan aşağıya doğru hareket eden soğuk havanın yerini tabandan yukarıya doğru hareket eden sıcak hava alır. Bu nedenle duvarlar ve tavadaki hava akımlarının artması taban konveksiyon ısı transfer katsayısını

## *The Effect of Wall Thermal Conditions on the...*

arttırır. Tavan sıcaklığı ile duvar sıcaklığı arasındaki ilişki konveksiyon üzerinde etkilidir. Duvar sıcaklığı tavan sıcaklığından büyük ise tavadan aşağıya doğru olan hava akımları duvarlardan aşağıya doğru olan hava akımlarından daha güçlü olur. Bu durumda tavadaki hava akımları duvarlardaki hava akımlarını arttırarak tabandaki doğal konveksiyon ısı transfer katsayısını da arttırır. Tavan sıcaklığı duvar sıcaklığından büyük ise, tavadaki hava akımları duvarlardaki hava akımlarından daha zayıf olduğundan, tabandaki doğal konveksiyon ısı transfer katsayısına etkisi daha azdır. Duvar ve tavan ısı şartlarının taban konveksiyon ısı transfer katsayısı üzerinde etkili oldukları görülmektedir. Ancak literatürde taban Nusselt sayısı veya konveksiyon ısı transfer katsayısı için verilen korelasyonlarda (Çizelge 2) duvar ve tavan ısı şartlarının etkileri hesaba katılmamıştır. Bu nedenle bu çalışmada duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısı üzerindeki etkileri incelendi.

Çalışmada sayısal çözüm yöntemi kullanıldı ve sonlu fark yöntemine göre çözüm yapan Fluent programından yararlanıldı. Fluent programı çözüm için enerji, kütle, momentum ve süreklilik denklemlerini kullanmaktadır. Sonlu fark yönteminde yüzey sıcaklığı ile çevre sıcaklığında son iki işlem arasındaki fark (residual) belirli bir değerin altında kalıncaya kadar işlem devam ettirilir. 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. 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. Bu nedenle bu çalışmada hava için dört farklı sıcaklıkta özgül ısı, dinamik viskozite, ısı iletim katsayısı ve yoğunluk değerleri tablolardan seçilerek ara sıcaklık değerlerinde enterpolasyon yöntemiyle hesaplama yapıldı. Yüzeyler sabit sıcaklık sınır şartına göre tanımlandı ve radyasyon ısıları hesaba katılmadı. Sayısal çözümde izlenen adımlar aşağıda verilmiştir:

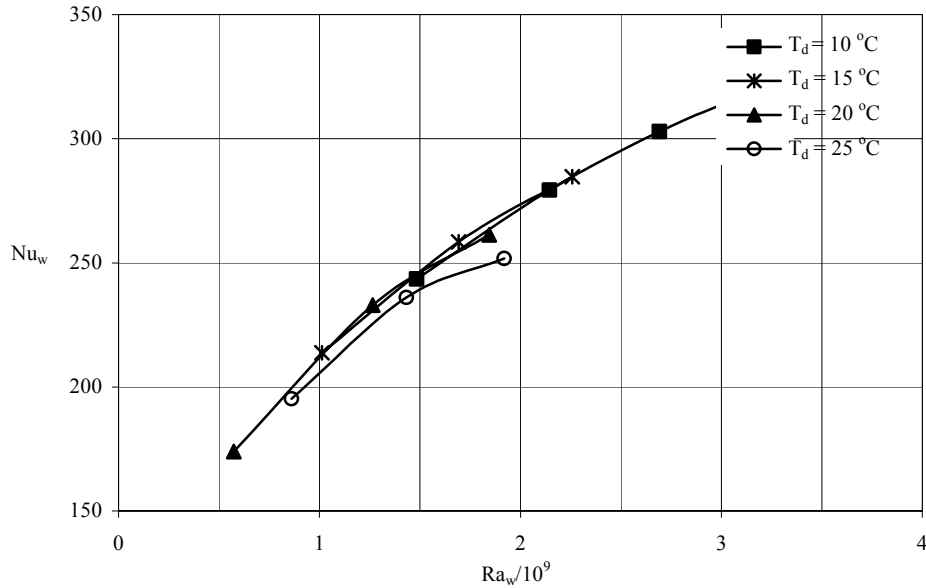
1. Tabandan ısıtılmalı odanın üç boyutlu şeklinin Gambit programında ölçekli olarak çizilmesi, uygun biçimde hücrelere ayrılması, hacmin katı veya akışkan olduğunun belirlenmesi ve yüzeylerin sınır şartlarına uygun adlandırılması
2. Yüzeylerin sınır şartlarının belirlenmesi. Fluent programında oda yüzeylerinin sınır şartları dört şekilde tanımlanabilmektedir. Sabit sıcaklık, sabit ısı akısı, konveksiyon ve konveksiyon-radyasyonun birlikte tanımlanması. Bu çalışmada taban ve duvarlar sabit sıcaklık sınır şartına göre tanımlanmış, tavan ise yalıtılmıştır. Yüzeylerde radyasyon ısıları hesaba katılmamıştır.
3. Oda yapı malzemeleri ve oda havasının fiziksel özelliklerinin tanımlanması. Oda havasının fiziksel özellikleri (yoğunluk, özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve dinamik viskozite) dört farklı sıcaklık için tablolardan seçilerek aradaki sıcaklık değerlerinde enterpolasyon yöntemiyle hesaplama yapacak şekilde tanımlandı.
4. Model için çözüm yönteminin belirlenmesi. Fluent programında “segregated” ve “coupled” yöntemleri ile çözüm yapılabilmektedir. “Segregated” yönteminde, iterasyonun her bir adımında elde edilen her bir değerin süreklilik, enerjinin korunumu ve türbülans açısından uygun olup olmadığı kontrol edilerek bir sonraki adım buna göre belirlenir. “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 ve bir sonraki adım buna göre belirlenir. Her iki çözüm yöntemi ile yapılan farklı çözümlerde sonuçlar arasında önemli bir farklılık olmamasına karşın “segregated” yönteminde daha hızlı çözüm elde edildi. Bu nedenle çalışmada “segregated” yöntemi kullanıldı.

5. Çözüm için akış modelinin tanımlanması. Fluent programında laminar ve türbülans akış modelleri ile çözüm yapılabilmektedir. Çalışma türbülanslı bölgede yapıldı ve K-Epsilon standart türbülans modeli kullanıldı.
6. İterasyon sonuçlarının kontrolü için çözüm kriterlerinin belirlenmesi. Bu çalışmada iterasyon sonuçları momentum, enerji ve türbülans denklemlerinin sağlanması kriterine dayandırıldı.
7. İterasyonun tamamlanması için başarılı olan son iki çözüm arasındaki farkın (rezidüal değerlerin) belirlenmesi. Daha önce yapılan çalışmanın sonucunda uygun residual değerleri enerji için  $10^{-6}$ , momentum ve türbülans için  $10^{-3}$  olarak seçildi.

Yalıtımlı tavan durumunda duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkisini tespit etmek için öncelikle  $1 \times 1 \times 1$  m boyutlu bir odada duvar sıcaklığı sabit tutularak taban sıcaklığının değişik değerlerinde ısı transferi sayısal olarak incelendi. İnceleme 10-15-20 ve 25 °C duvar sıcaklıklarında tekrarlandı. Daha sonra aynı işlemler farklı duvar yüksekliklerinde ( $H=1,75$  m, 2,5 m ve 3,25 m) tekrarlandı. Farklı taban boyutlarında ( $2 \times 2$  m,  $4 \times 4$  m ve  $6 \times 6$  m) aynı işlemler tekrarlanarak taban Rayleigh sayılarının geniş aralıklarında değişik duvar sıcaklıklarında ve boyutlarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki incelendi.

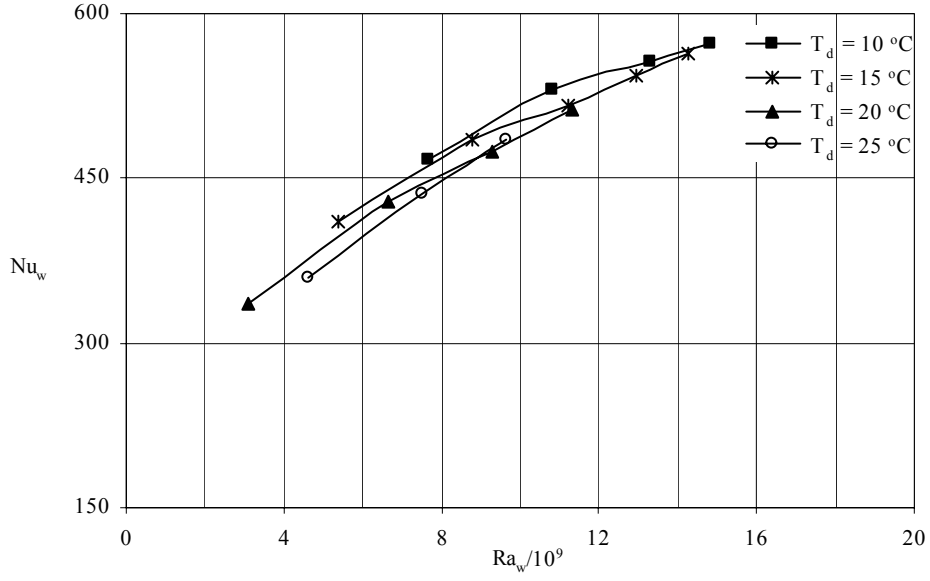
### 3. SAYISAL ÇÖZÜM BULGULARI VE DEĞERLENDİRME

Duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkisini tespit etmek için farklı duvar sıcaklıklarında ve oda boyutlarında sayısal çözümler yapıldı. Farklı duvar sıcaklıklarında taban Nusselt sayısının Rayleigh sayısına göre değişimi üç farklı oda için Şekil 1, 2, 3 te gösterilmiştir.

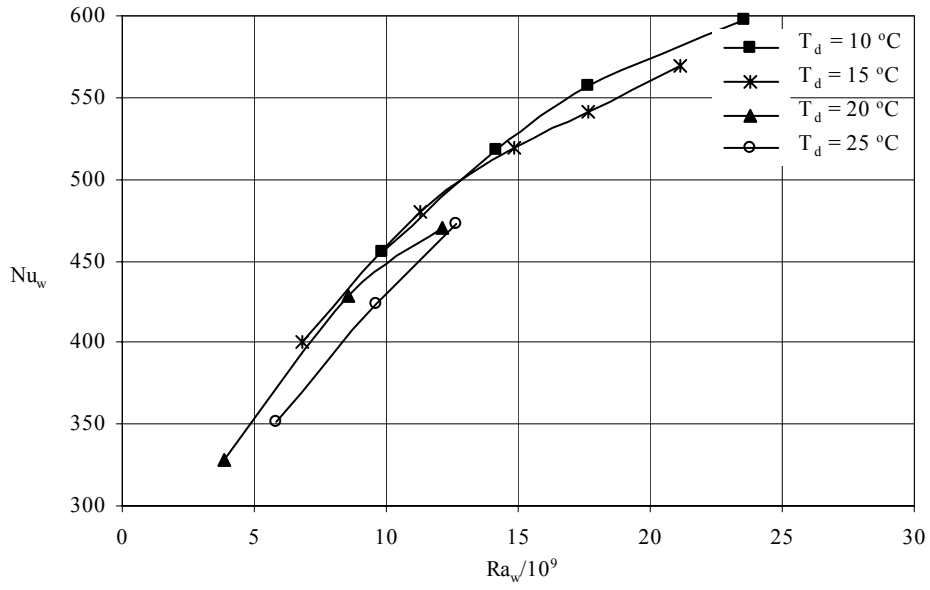


Şekil 1. Farklı duvar sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (Oda boyutları  $1 \times 1,75 \times 1$  m)

*The Effect of Wall Thermal Conditions on the...*

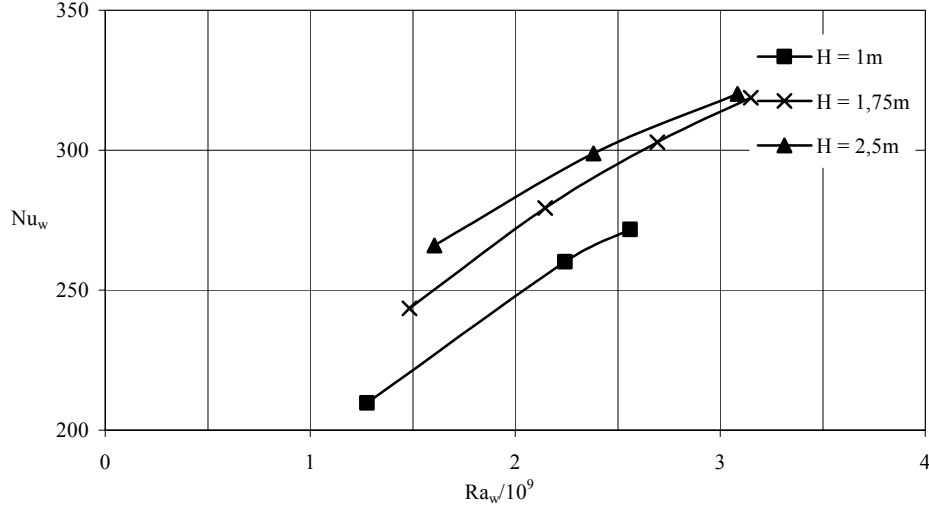


**Şekil 2.** Farklı duvar sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (Oda boyutları 2x1x2m)

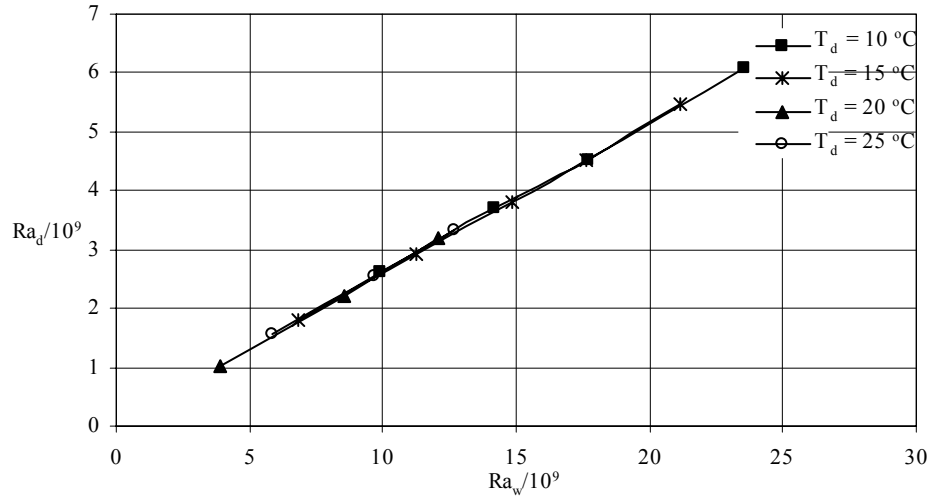


**Şekil 3.** Farklı duvar sıcaklıklarında taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (Oda boyutları 2x1,75x2m)

Şekillerden, duvar sıcaklığı arttıkça taban Nusselt sayısının azaldığı görülmektedir. Duvar sıcaklıklarının artması duvarlar ile iç ortam arasındaki sıcaklık farkının ve hava akımlarının azalması demektir. Buradan duvarlardaki hava akımlarının taban Nusselt sayısını etkilediği anlaşılmaktadır. Şekil 4' te farklı duvar yüksekliklerinde taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki, Şekil 5' te ise farklı duvar sıcaklıklarında taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki verilmiştir. Taban Nusselt sayısının yükseklikle arttığı, taban ile duvar Rayleigh sayılarının da lineer değiştiği görülmektedir.



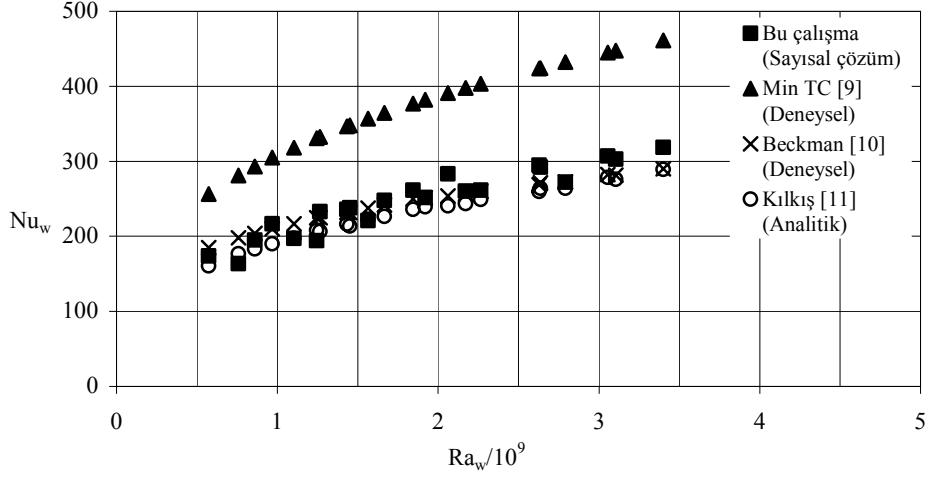
Şekil 4. Farklı duvar yüksekliklerinde taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (Taban boyutları 1x1m,  $T_d=10^\circ\text{C}$ )



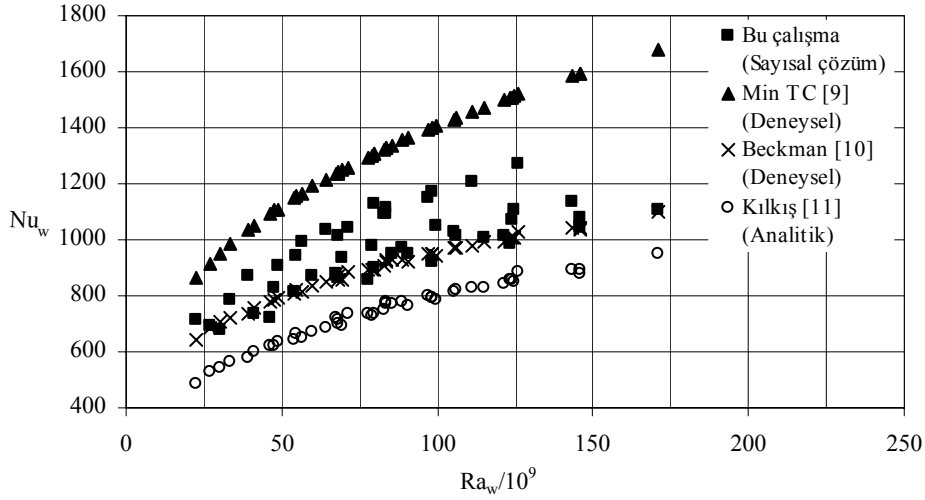
Şekil 5. Farklı duvar sıcaklıklarında taban Rayleigh sayısı ile duvar Rayleigh sayısı arasındaki ilişki (Oda boyutları 2x1,75x2m)

#### 4. SONUÇLAR

Tabandan ısıtmada tabandaki doğal konveksiyon ısı transfer katsayısı veya Nusselt sayısı için verilen korelasyonlarda (Çizelge 2) sadece taban ısı şartları göz önüne alınmakta, duvar ve tavan ısı şartları göz önüne alınmamaktadır. Bu nedenle verilen korelasyonlar sadece çalışmanın yapıldığı şartlarda geçerli olup, ısı şartlarına bağlı olarak sapmalar beklenmelidir. Şekil 6 ve 7’ de farklı duvar ısı şartlarında elde edilen sayısal bulgular literatürde verilen korelasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 6. Farklı duvar yüksekliğinde taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ( $L=1m$ ,  $H=1-3,25m$ ,  $T_d=20-25$  °C)



Şekil 7. Farklı duvar yüksekliğinde taban Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki ( $L=4m$ ,  $H=1-3,25m$ ,  $T_d=10-25$ °C)



Duvar sıcaklıklarının 20-25 °C alındığı Şekil 6' da, şartların benzer oluşundan dolayı [10, 11], korelasyon sonuçları bu çalışmadaki sayısal çözüm sonuçları ile yakın değerlerdedir. Ancak duvar sıcaklıklarının daha geniş aralıklarda değiştirildiği Şekil 7' de duvar ısı şartlarına bağlı olarak sapmalar görülmektedir. Ayrıca Şekil 7' de taban boyutlarının artmasına bağlı olarak [11], korelasyonunda sayısal bulgulardan sapma artmaktadır. Sapmadaki artış korelasyondaki taban karakteristik uzunluğundan kaynaklanmaktadır. Şekil 6' da [10, 11], korelasyonlarının sayısal bulgulardan sapma göstermemesi duvarlar ile ortam arasındaki sıcaklık farkının düşük olmasından ve tavan ile ortam arasındaki sıcaklık farkının sıfır olmasından kaynaklanmaktadır. Bu şartlarda duvar ve tavan ısı şartlarının taban Nusselt sayısına etkisi azdır. Duvarlar ile ortam arasındaki sıcaklık farkının artmasıyla orantılı olarak [9], korelasyonunun sayısal bulgulardan sapması azalmaktadır. Bunun nedeni çalışmanın düşük sıcaklık şartlarında yapılmasıdır. Taban Nusselt sayısı ve Rayleigh sayısında karakteristik uzunluk olarak kare şeklindeki tabanın kenarlarından biri alındı. Taban karakteristik uzunluğunun artmasıyla Rayleigh sayısı arttığından, Nusselt sayısı da artmaktadır.

Sayısal çözümde residual değerlerinin ve mesh sayısının hassasiyete etkisi vardır. Residual değerlerinin çok küçük seçilmesi, mesh sayısının ise fazla olması hassasiyeti arttırmakla birlikte çözümün süresini artırır. Farklı residual değerlerinde ve mesh sayılarında çözümler tekrarlanarak uygun residual değerleri ve mesh sayıları belirlendi. Ancak çözümde bazı hatalar beklenmektedir. Hata analizi için aynı duvar ısı şartlarında yapılan farklı çözümlerde, Nusselt sayısı ile Rayleigh sayısı arasındaki ilişki esas alınarak ortalama değerden enbüyük sapma % 1 olarak görüldü.

Sayısal çözüm bulgularından ve literatürdeki korelasyonlarla yapılan karşılaştırmalardan, duvar ısı şartlarının taban Nusselt sayısını etkilediği anlaşılmaktadır. Farklı duvar ısı şartlarında sayısal olarak elde edilen taban Nusselt sayıları veya taşınım katsayıları arasındaki maksimum sapma % 30, her bir değer için ortalama değerden sapması ise % 15 olarak görülmüştür. Duvar ısı şartlarının hesaba katılmamasından dolayı Nusselt sayısında ve taşınım katsayısında % 15 lik bir hata meydana geldiği görülmektedir. Bu nedenle taban Nusselt sayısının hesaplanmasında taban ısı şartları ile birlikte duvar ısı şartlarının da göz önüne alınması gerekir. Taban Nusselt sayısı taban ve duvar Rayleigh sayılarının artması ile artacak şekilde belirlenmelidir. Çünkü duvar yüksekliği ve duvar ile ortam arasındaki sıcaklık farkı arttıkça (duvar Rayleigh sayısı da artar) taban Nusselt sayısı artmaktadır. Ayrıca tavan ısı şartlarının da taban Nusselt sayısına etkisi araştırılmalıdır.

#### KAYNAKLAR

- [1] Gürses A.Ç., "Güneş Destekli Toprak Altı Isıtma ve Isı Depolama Sistemleri" D.E.Ü. Müh. Fak., 1985, 3-p-03-0212-03.
- [2] Athienitis A.K., Chen T., "Num. Study Of Thermostat Setpoint Profiles For Floor Radiant Heating And The Effect Of Thermal Mass", Ashrae Trans. 1997, PH-97-14-1.
- [3] By Bjarne W.O., "Radiant Floor Heating in Theory and Practice", Ashrae Journal, July: 2002, 19-20.
- [4] A.Jabbar N., Halifa K., Marshall R.H., "Validation Of Heat Transfer Coefficients On Interior Building Surfaces Using A Real - Sized Indoor Test Cell", Int. J. Heat Mass Transfer, 33(10):1990, 2219 – 2236
- [5] Yüncü H., Kakaç S., "Temel Isı Transferi", Bilim Yayınları, Ankara, 1999,305.
- [6] A.Jabbar N., Halifa K., "Natural Convective Heat Transfer Coefficient a Review I. Isolated Vertical And Horizontal Surfaces", Energy Conversion And Management, 42: 2001, 491 – 504.
- [7] A.Jabbar N., Halifa K., "Natural Convective Heat Transfer Coefficient a Review II. Surfaces In Two-And Three-Dimensional Enclosures", Energy Conversion And Management, 42: 2001, 505 – 517.

*The Effect of Wall Thermal Conditions on the...*

- [8] Kılış, B., “Döşmeden Isıtma Sistemleri”, Isıyer, 1990.
- [9] Min TC., Schutrum LF., Parmelee GV., Et.Al., “Natural Convection and Radiation In A Panel-Heated Room”, Ashrae Trans. 62: 1956, 337-58.
- [10] Li LD, Beckman WA, Mitchell JW., “An Experimental Study of Natural Convection In An Office Room, Large Time Results. Unpublished Report, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 1983.
- [11] Kılış B., L.Ritter T., “An Analytical Model For The Design Of In-Slab Electric Heating Panels”, Ashrae Trans. 1998, SF-98-9-5.