



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

ÇİFT CİDARLI CEPHELERDEKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ

**TUĞBA İNAN
MEHMET AKİF EZAN
İZMİR YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ**

**TAHSİN BAŞARAN
AYTUĞ EREK
DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ**

ÇİFT CİDARLI CEPHELERDEKİ AKIŞ VE ISI TRANSFERİNİN SAYISAL ANALİZİ

Tuğba İNAN
Mehmet Akif EZAN
Tahsin BAŞARAN
Aytunç EREK

ÖZET

Bu çalışmada, doğal taşınımın olduğu bir dikdörtgen kavite sayısal yöntemlerle analiz edilmiştir. Bu tarz kaviteler çift cidarlı cephe (ÇCC) sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Çalışmadaki kavite, 3 m yüksekliğinde ve 1.5 m genişliğinde, eni ise 0.30 m olarak tanımlanmıştır. Bu kavite dış ve iç mekanı ısı olarak kontrol edilebilir bir şekilde ayırmaktadır. Bu ortamlarla temas eden yüzeylerin sıcaklıkları uniform olarak kabul edilmiş, diğer yüzeyler ise adyabatik olarak alınmıştır. Bu sıcaklık değerleri yaz ve kış koşulları göz önüne alınarak sayısal çalışmada parametrik olarak tanımlanmıştır. Sayısal modelin doğrulaması literatürdeki deneysel çalışmalar baz alınarak yapıldıktan sonra, kavitedeki akış ve ısı transferine ilişkin sonuçlar analiz edilmiştir. Buna göre doğal taşınımda, yüzeye yakın bölgelerdeki kaldırma kuvvetlerinin etkisi ve Rayleigh sayısına bağlı olarak Nusselt sayısındaki artış gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çift cidarlı cephe, Dikdörtgensel kavite, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD)

ABSTRACT

In this study, natural convection within a rectangular cavity has been analyzed by using numerical techniques. This type of rectangular cavities are extensively used in double skin facade (DSF) buildings. The cavity is 3 m in height, 1.5 m in length and its width has been designed as 0.30 m. The cavity separates the interior and exterior environments which can be controlled thermally. Temperatures of surfaces in contact with these environments are assumed to be uniform, whereas the temperatures of other surfaces are assumed to be adiabatic. These temperatures are defined according to design temperature values for summer and winter conditions and described parametrically in the study. After the numerical modeling has been validated based on the existing experimental studies in the relevant literature, the results in terms of the air movement and heat transfer in the cavity have been examined. Also, the heat transfer of the cavity and the air velocity have been analyzed. In this regard, the effects of buoyancy force near to the surface and depending on the Rayleigh number the increase in Nusselt number have been shown in natural air flow.

Key Words: Double skin facade, Rectangular cavity, Computational Fluid Dynamics (CFD)

1. GİRİŞ

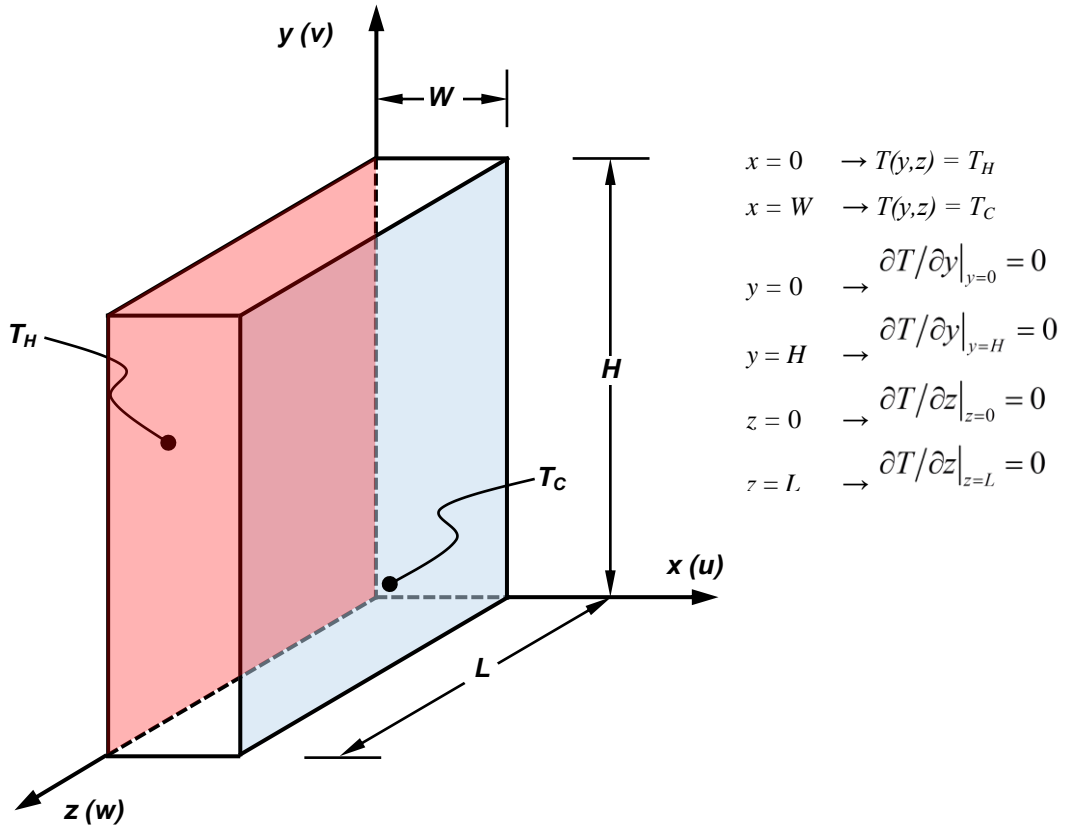
Sürdürülebilir, enerji etkin bina arayışı, mimaride gün geçtikçe belirleyici bir rol kazanmaktadır. Bu yaklaşım ulusal ve uluslararası boyutta bina performans standartlarını tanımlamakta ve dolayısıyla mimari tasarım ve sürecinin gözden geçirilmesini gerektirmektedir. Bu bağlamda enerji kayıplarını

minimumu indirmeyi ve kullanılan enerjiden maksimum düzeyde faydalanmayı hedefleyen yapı kabuğu sistem arayışı üzerine yapılan araştırmalar mimari söylemde gittikçe önemli bir yer kazanırken, yapı sektöründe çift cidarlı cam cephe sistemlerinin kullanımı küresel ölçekte yaygınlaşmıştır. Bu yaklaşımın arkasında yatan temel varsayım çift cidarlı cephe uygulamalarının iklim koşullarını göz önüne alarak daha az enerji kullanabilme ve kontrollü havalandırma olanakları gibi avantajlar sunduğudur.

Çift cidarlı cephe sisteminde iki cam cephe arasındaki havalandırma çeşitli hava akış modlarına göre gerçekleştirilebilir. Bu cephe sistemleri havalandırma çeşitlerine göre farklı gruplar altında toplanabilir (Loncour vd., 2004). Bu gruplardan birisi; ‘Tampon Bölge’ olarak adlandırılan havalandırma modunda iç ve dış cam cephe yüzeylerinin her ikisi de hava geçirimsizdir. Yani hava kanalında iç veya dış ortama herhangi bir hava giriş çıkışı söz konusu değildir. Bu tip bir ÇCC yaklaşımı bu çalışmada sayısal olarak incelenmiştir.

2. SAYISAL MODEL

Sayısal çalışmanın geometrisi Şekil 1’de sınır koşullarıyla birlikte gösterilmektedir. Test odasının yükseklik, genişlik ve derinliği sırasıyla $H = 3$ m, $W = 0.3$ m ve $L = 1.5$ m’dir. T_H ve T_C sabit sıcaklıklarında tutulan yanal yüzeyler dışında kalan diğer tüm yüzeyler adyabatik olarak kabul edilmiştir.



Şekil 1. Sayısal çalışma geometrisi ve sınır şartları

İlgili korunum denklemlerinin belirlenmesi için oda içerisindeki akış yapısının tespit edilmesi gerekmektedir. Test odası içerisindeki Rayleigh sayısı yükseklik cinsinden aşağıdaki şekilde tanımlanabilir,

$$Ra_H = \frac{g\beta}{\nu\alpha}(T_H - T_C)H^3 \quad (1)$$

burada havaya ait tüm termo-fiziksel özellikler ortalama sıcaklık değerinde alınmaktadır. Çeşitli sıcaklık farkları için elde edilen Ra_H değerleri Tablo 1'de verilmektedir. Geçmiş deneysel ve sayısal çalışmalar incelendiğinde H/W oranının 3'ten büyük olması ve Rayleigh sayısının 10^8 üzerinde olması durumunda soğuk ve sıcak yüzeyler üzerinde türbülanslı girdapların oluştuğu görülmektedir. Bu bağlamda test odası içerisindeki sayısal incelemelerde türbülans etkileri göz önünde bulundurulmuştur.

Tablo 1. Farklı sınır koşulları için Ra_H değerleri

Durum	ΔT	Ra_H
#1	25	7.24E+10
#2	15	4.73E+10
#3	10	3.29E+10
#4	7.5	2.52E+10
#5	2.5	8.78E+09

2.1. Korunum Denklemleri

Matematiksel modelin çözümünde kullanılacak korunum denklemlerinin indirgenmesinde aşağıda belirtilen temel kabuller yapılmıştır,

- Akış türbülanslı, sıkıştırılmaz, Newtonyen, üç boyutlu ve kararlıdır,
- Havanın ısı özelliklerinin sıcaklıkla değişimi ihmal edilmiştir. Yoğunluğun sıcaklıkla değişimini modellemek için ise Boussinesq yaklaşımı uygulanmıştır.
- Viskoz ısınma ve ışınım etkileri ihmal edilmiştir,

bu kabuller altında kütle, momentum ve enerji korunumundan elde edilen korunum denklemleri içerisinde yer alan anlık hız ve sıcaklık değerlerinin yerine ortalama hız gradyanları ve türbülans yayılım değerlerinin yazılmasıyla yeniden düzenlenmiş korunum denklemleri aşağıdaki şekilde elde edilir:

Kütle

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho\bar{w}) = 0 \quad (2)$$

x-momentum

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}u) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho\bar{w}u) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x} + (\mu + \mu_t) \left[\frac{\partial^2\bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\bar{u}}{\partial z^2} + \frac{\partial^2\bar{u}}{\partial y^2} \right] \quad (3)$$

y-momentum

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}v) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho\bar{w}v) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial y} + (\mu + \mu_t) \left[\frac{\partial^2\bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\bar{v}}{\partial z^2} \right] - \rho g \beta (\bar{T}_\infty - \bar{T}) \quad (4)$$

z-momentum

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}w) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}w) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho\bar{w}w) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial z} + (\mu + \mu_t) \left[\frac{\partial^2\bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\bar{w}}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

Enerji

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho\bar{u}c_p\bar{T}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho\bar{v}c_p\bar{T}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho\bar{w}c_p\bar{T}) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial\bar{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial\bar{T}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial\bar{T}}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\partial\bar{T}}{\partial x_i} \frac{c_p\mu_t}{\sigma_t} \right) \quad (6)$$

Elde edilen bu denklemlerde türbülans etkileri ortalama hız ve sıcaklık değişimleriyle ilişkilendirilmiştir. Türbülans veya girdap viskozitesi daha önceden belirtildiği gibi akışa ait bir özelliktir ve hesaplama bölgesi içerisindeki her bir çözüm noktası için yerel türbülans enerjisi (k) ve yayılım hızı (ε) cinsinden elde edilebilir,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

Bu çalışmada türbülans enerjisi ve yayılım hızı terimlerinin çözümünde k - ε türbülans modeli ailesinden Realizable k - ε modeli uygulanmıştır. Realizable modelin klasik k - ε yöntemine göre en önemli avantajı ayrılma, yeniden birleşme ve karmaşık ikincil akışların olduğu problemlerin yüksek doğrulukta çözümlenebilmesidir (ANSYS, 2009). Realizable k - ε yönteminde yukarıda verilen transport denklemlerinin yanı sıra türbülans kinetik enerjisi ve yayılım hızının belirlenmesi için aşağıdaki diferansiyel denklemler çözülmektedir,

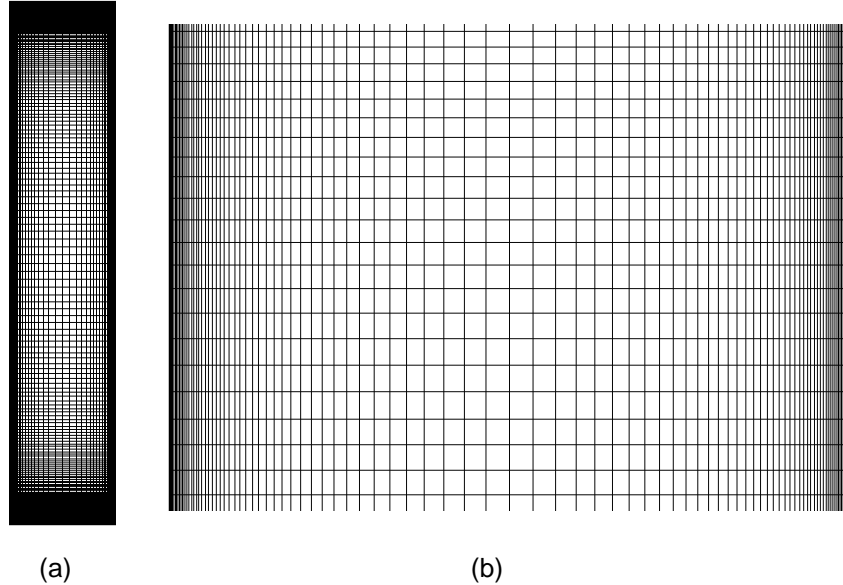
$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_K \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (9)$$

Denklemlerde yer alan terimlerin ve sabitlerin detayları ANSYS-FLUENT teori kitabında bulunmaktadır (ANSYS, 2009).

2.2. Ağ yapısı ve Çözüm yöntemi

Hesaplamalar kontrol hacimleri yaklaşımını temel alan ANSYS-FLUENT paket programıyla gerçekleştirilmiştir. Hesaplama bölgesi toplamda 1.25E+6 kontrol hacmine ayrılmıştır. Katı yüzeyler üzerinde meydana gelecek yüksek gradyanları tespit edebilmek amacıyla bu bölgelerde kontrol hacimleri sayıları arttırılmıştır. Şekil 2'de oluşturulan ağ yapısı gösterilmektedir.



Şekil 2. Ağ yapısı

(a) x-y düzlemi genel görünüm, (b) y-z düzlemi yakın görünüm

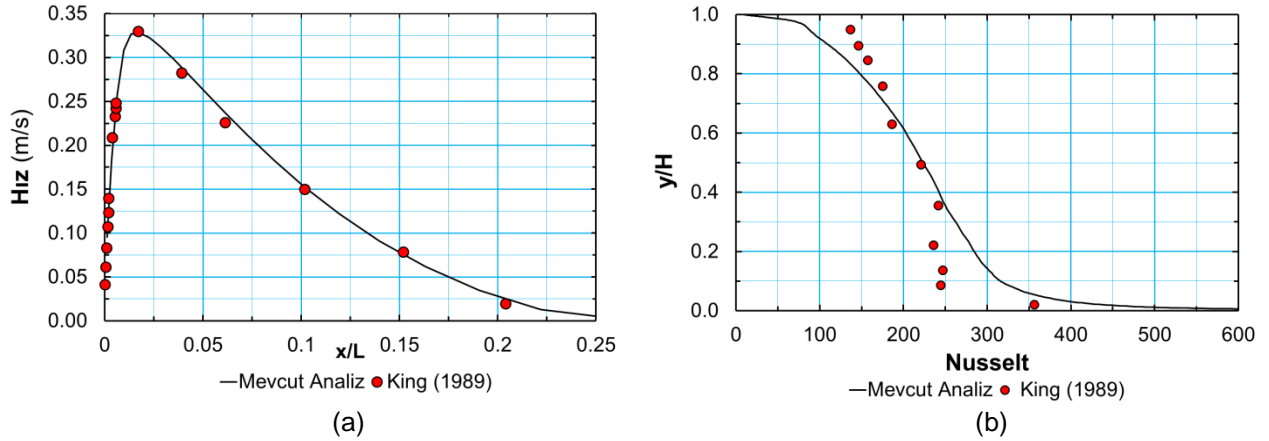
Korunum denklemlerinin çözümünde Patankar (1980) tarafından önerilen SIMPLE çözüm algoritması uygulanmıştır. Basınç teriminin ayrıştırılmasında PRESTO yöntemi kullanılmış, diğer transport

denklemleri için ise QUICK (Leonard ve Mokhtari, 1990) ayrıştırma şeması uygulanmıştır. Çözümlerinde tüm transport parametreleri için yakınsama kriteri 10^{-5} olarak belirlenmiştir.

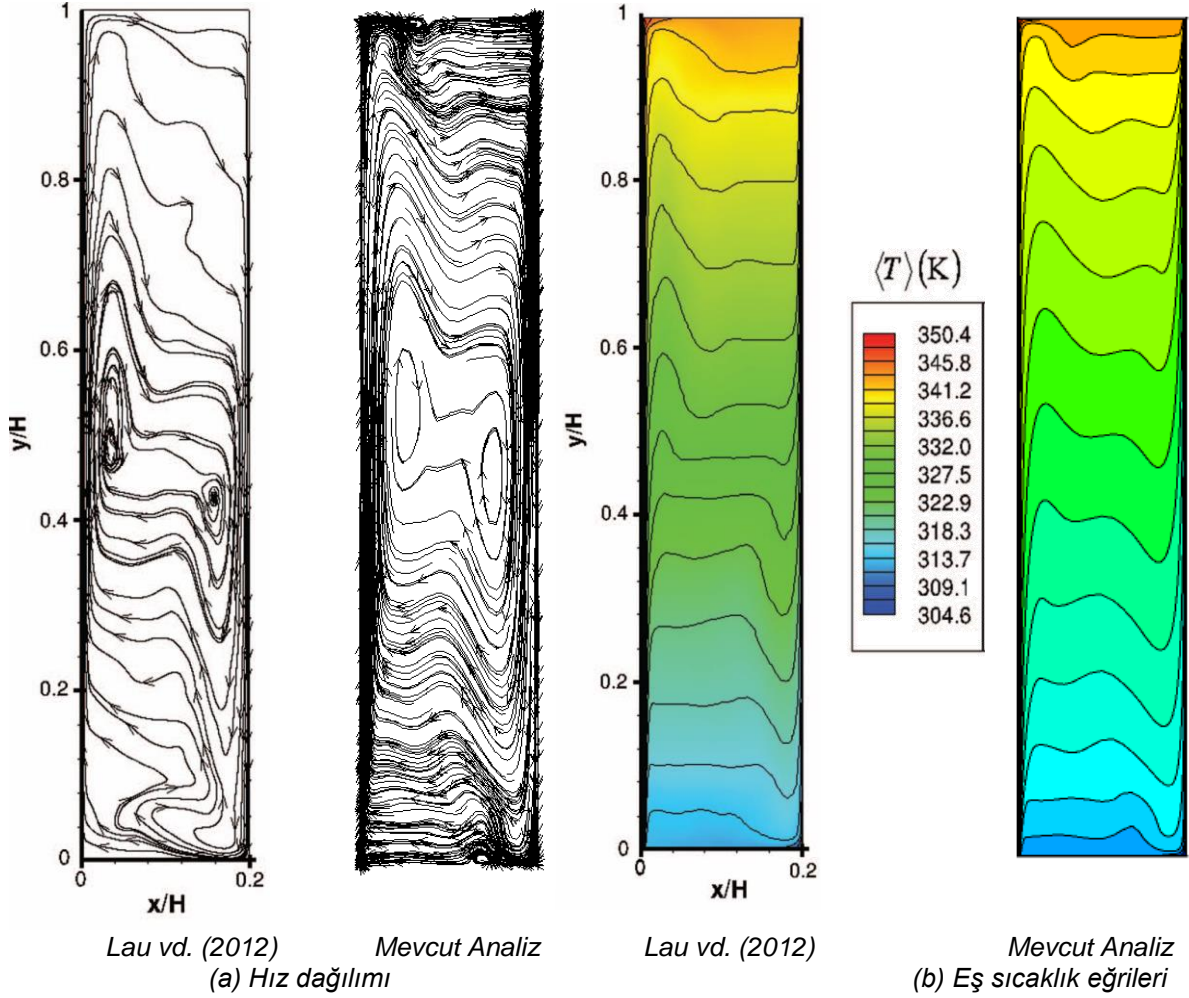
2.3. Çözüm Yönteminin Doğrulanması

Mevcut geometri için çözümlere yapmadan önce uygulanan çözüm yönteminin doğrulanması amacıyla literatürden benzer bir deneysel çalışma tekrarlanmıştır. King (1989) tarafından kurulan test düzeneği için yükseklik, genişlik ve derinlik sırasıyla $H = 2.5$ m, $W = 0.5$ m ve $L = 1.0$ m'dir. Deneysel çalışmada sıcak ve soğuk yüzeyler sırasıyla $T_H = 77.2^\circ\text{C}$ ve $T_C = 31.4^\circ\text{C}$ sıcaklıklarında tutulmuştur. Tanımlanan bu geometri ve sınır şartları için $Ra_H = 4.6 \times 10^{10}$ olarak elde edilmektedir. Sistem içerisindeki noktasal sıcaklık değerleri hareketli bir termokupl mekanizması yardımıyla elde edilmektedir. Kullanılan sıcaklık ölçüm sensörleri için ölçüm hassasiyeti 0.2 K olarak belirtilmiştir. Hız dağılımını elde etmek için ise Laser Doppler Anemometer (LDA) sistemi kullanılmıştır. Hız ölçümleri için belirtilen belirsizlik ise 0.02 m/s'dir. King (1989) tarafından gerçekleştirilen bu kapsamlı deneysel çalışma çeşitli araştırmacılar tarafından matematiksel modellerin doğrulanmasında tercih edilmektedir (Choi vd., 2004 ve Lau vd., 2012).

Öncelikle sıcak yüzey üzerindeki hız profili ve yerel Nusselt sayısı değişimleri karşılaştırılmıştır. Şekil 3(a)'da $z = L/2$ ve $y = H/2$ için sıcak duvar üzerinde oluşan hız profili deneysel ölçümlerle karşılaştırmalı olarak sunulmaktadır. Şekil 3(b)'de ise yine $z = L/2$ için sıcak duvar boyunca elde edilen yerel Nusselt sayısı değişimi referans çalışmayla karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Her iki karşılaştırma da mevcut sayısal sonuçların deneysel ölçümlerle uyumluluğunu göstermektedir. Bir diğer karşılaştırma ise $z = L/2$ düzlemi üzerinde elde edilen hız ve sıcaklık dağılımları için gerçekleştirilmiştir. Şekil 4'de Lau vd. (2012) tarafından elde edilen dağılımlar mevcut çalışmada elde edilen sonuçlarla bir arada sunulmaktadır. Lau vd. (2012) türbülans modeli olarak Large-Eddy-Simulation (LES) kullanarak zamana bağlı analiz gerçekleştirmiştir. Mevcut modelde ise zaman ortalamalı korunum denklemleri üzerinden kararlı durum analizi gerçekleştirilmiştir. Uygulanan modeller arasındaki fark da göz önünde tutulduğunda hız ve sıcaklık dağılımlarının benzerlik gösterdiği söylenebilir.



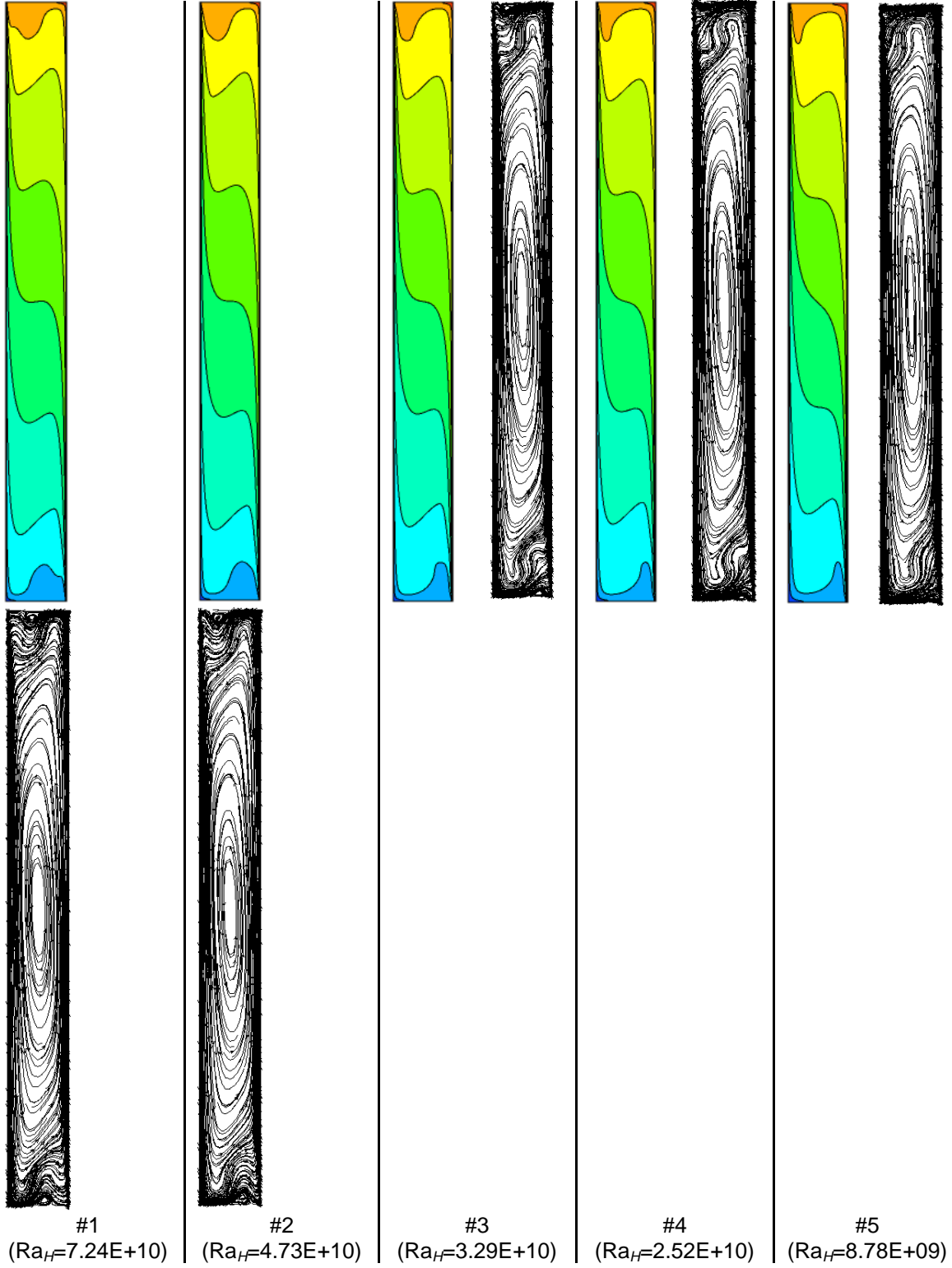
Şekil 3. Sıcak yüzey üzerindeki hız profili ve Nusselt sayısı değişimi



Şekil 4. $z = L/2$ düzlemi üzerindeki hız ve sıcaklık dağılımları

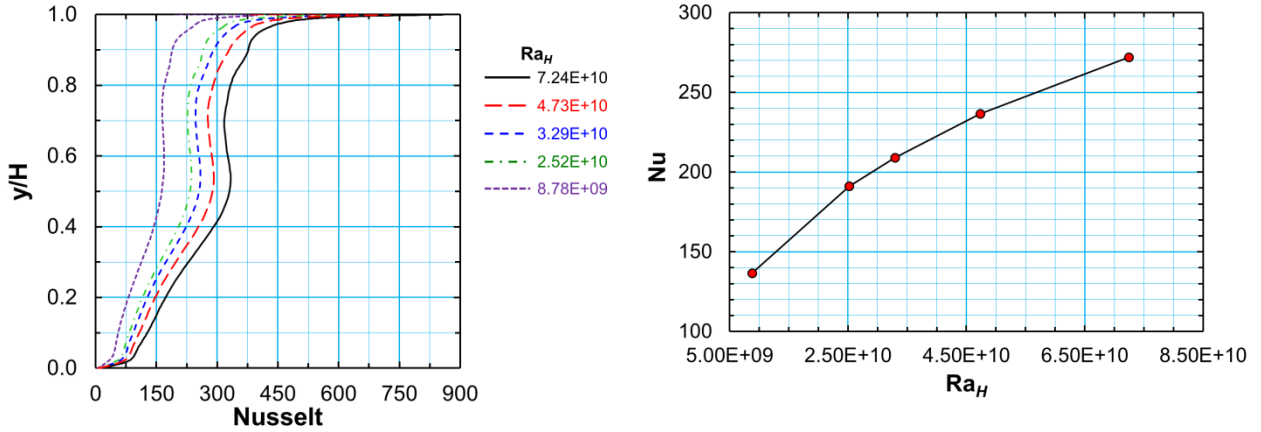
3. SAYISAL SONUÇLAR

Çalışma kapsamında incelenen sınır koşulları Tablo 1'de verilmektedir. Buna göre Rayleigh sayısı $8.78E+09$ ila $7.24 E+10$ arasında değişmektedir. Rayleigh sayısının akış ve ısı transferine etkisinin incelenmesi amacıyla çeşitli karşılaştırmalı sonuçlar elde edilmiştir. İlk olarak $z = L/2$ düzlemi üzerinde oluşan akış dağılımları ve eş sıcaklık eğrileri Şekil 5'de sunulmuştur. İncelenen Rayleigh aralığı için hız ve sıcaklık dağılımlarında çok küçük değişimlerin olduğu gözlenmiştir. Eş sıcaklık eğrileri $Ra_H = 8.78E+09$ için düşeye yakınken, artan Rayleigh sayıları için değişerek yatay çizgilere dönüştüğü görülmektedir. Bunun sebebi de oda içerisindeki doğal taşınım etkilerinin önemli derece değişmesidir. Hız dağılımları incelendiğinde ise merkezdeki büyük sirkülasyon hücresinin artan Rayleigh sayısı ile birlikte daraldığı ve üst/alt yüzeyler çevresinde ikincil sirkülasyon bölgelerinin oluştuğu görülmektedir.



Şekil 5. Farklı Ra_H sayıları için $z = L/2$ düzlemi üzerindeki akış ve sıcaklık dağılımları

Şekil 6'da Rayleigh sayısının sıcak yüzey üzerindeki yerel ve ortalama Nusselt sayısına etkisi gösterilmektedir. Yerel Nusselt sayısı $z = L/2$ düzlemi üzerinde tanımlanan düşey bir doğru için elde edilmiştir. Beklendiği gibi artan Rayleigh sayıları için yerel ve ortalama Nusselt sayısı değerleri artmaktadır. Akış yapılarında belirgin bir farkın oluşmamasından dolayı yerel Nusselt sayılarının değişimi de ötelenmiş eğriler şeklinde çıkmıştır.



(a) Yerel Nu sayısı değişimi

(b) Ortalama Nu sayısı değişimi

Şekil 6. Sıcak yüzey için yerel ve ortalama Nusselt sayısı değişimleri

KAYNAKLAR

- [1] ANSYS Inc, ANSYS-FLUENT 14.0 Theory Guide, 2009.
- [2] Choi SK, Kim EK, Wi MW ve Kim SO. Computation of a turbulent natural convection in a rectangular cavity with the low-reynolds-number differential stress and flux model, *KSME International Journal*, 18, 1782-1798, 2004.
- [3] King KJ, "Turbulent natural convection in rectangular air cavities," Ph.D. dissertation, Queen Mary College, University of London, 1989.
- [4] Loncour, X., Deneyer, A., Blasco, M., Flament, G., and Wouters, P. Ventilated Double Skin Façades. Belgian Building Research Institute (BBRI), Contributed Report 03, 2004.
- [5] Lau GE, Yeoh GH, Timchenko V, ve Reizes JA, Application of dynamic global-coefficient subgrid-scale models to turbulent natural convection in an enclosed tall cavity, *Physics of Fluids*, 24, 094105 (2012).
- [6] Leonard BP ve Mokhtari S, ULTRA-SHARP Nonoscillatory Convection Schemes for High-Speed Steady Multidimensional Flow, NASA TM 1-2568 (ICOMP-90-12), *NASA Lewis Research Center*, 1990.
- [7] Patankar SV, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, D.C., 1980.

ÖZGEÇMİŞ

Tuğba İNAN

1985 yılı Malatya doğumludur. 2007 yılında SDÜ. Isparta Mühendislik Mimarlık Fakültesi Mimarlık Bölümünü bitirmiştir. Sonrasında İYTE. Mimarlık Fakültesi'nde 2010 yılında Yüksek Mimar unvanını almıştır. Su an aynı üniversitede Doktora yapmaktadır. 2009 yılından beri araştırma görevlisi olarak çalışmaktadır. Çift cidarlı cephelerin enerji performansı, Çift cidarlı cephelerdeki tasarım parametreleri, doğal aydınlatma, depreme dayanıklı mimari tasarım konularında çalışmaktadır.

**Mehmet Akif EZAN**

Dokuz Eylül Üniversitesi (D.E.Ü.) Makina Mühendisliği Bölümü'nü 2004 senesinde bitirmiştir. Aynı üniversiteden 2006 yılında Yüksek Mühendis ve 2011 yılında Doktor unvanlarını almıştır. D.E.Ü. Makina Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı'nda Yardımcı Doçent olarak görev yapmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, faz değişim malzemelerinin karakterizasyonu ve faz değişimli sistemlerin ısı modellenmesi konularında çalışmaktadır.

Tahsin BAŞARAN

Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur ve aynı üniversiteden 1995 yılında yüksek mühendis, 2002 yılında da doktor unvanını almıştır. 1993-2010 yılları arasında aynı üniversitede araştırma görevlisi ve yardımcı doçent olarak çalışmış, ardından da 2010 itibariyle İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mimarlık Bölümü'nde yardımcı doçent olarak çalışmalarına devam etmiştir. 2012 yılından itibaren doçent olarak aynı bölümde görevine devam etmektedir. Çalışma konuları, binalarda ısı transferi ve akış, bina enerji performansı, ısı enerji depolama ve ısı konfor üzerinedir.

Aytunç EREK

1966 yılı İzmir doğumludur. 1989 yılında Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü bitirmiştir. Aynı üniversitenin Fen Bilimleri Enstitüsü, Termodinamik ABD 'dan 1993 yılında yüksek lisans ve 1999 yılında doktora derecelerini almıştır. 2014 yılından beri Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Prof. Dr. olarak görev almaktadır. Sayısal akışkanlar mekaniği, faz değişimli ısı transferi uygulamaları, katı modelleme ve ısı analiz konularında çalışmaktadır. . .

