

HAVALANDIRILAN BİR OFİS ODASINDA HAVA HAREKETİNİN SAYISAL ANALİZİ

Gürkan KUAS ve Şenol BAŞKAYA

Makina Mühendisliği Bölümü, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Gazi Üniversitesi
06570 Maltepe Ankara, baskaya@gazi.edu.tr

ÖZET

İçinde bir insan ve nesnelerin bulunduğu bir ofis odası içine verilen soğutma havasının, hacim içindeki dolaşımı sayısal olarak incelenmiştir. Sürekli şartlardaki üç boyutlu kütle, momentum, enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri, tanımlanan sınır şartlarıyla birlikte sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) kullanılarak çözülmüştür. Sonuçlar, odanın çeşitli kesitlerinde hız vektörleri ve sıcaklık konturları ile gösterilmiştir. Menfez konumları değiştirilerek hava hareketi incelenmiş ve insanın konforlu olup olmadığı ile nesnelerin hava hareketine etkileri irdelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Havalandırma, karışık konveksiyon, sayısal akışkanlar dinamiği

NUMERICAL ANALYSIS OF AIR MOTION INSIDE A VENTILATED OFFICE ROOM

ABSTRACT

A numerical investigation has been carried out of cooling air distribution inside an office room with one person and other objects. Under steady conditions the three-dimensional equations of conservation of mass, momentum, energy, turbulent kinetic energy and its dissipation rate were solved under defined boundary conditions using computational fluid dynamics (CFD). Results were presented in the form of velocity vectors and temperature contours. Air movement was investigated by changing inlet and outlet locations. Comfort conditions of the person and effects due to the person and the other objects were examined.

Keywords: Ventilation, mixed convection, computational fluid dynamics

1. GİRİŞ

İnsanların yaşamlarında çalışma ortamları ve özellikle ofis odaları, yaşam kalitesinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu sebeple, minimum enerji kullanımı ile konforlu bir çevre oluşturma, hem yapı tasarımcılarının hem de yapıyı kullananların amacıdır. Yapıyı kullananların üretkenliğini sağlama amacıyla, ısı konfor ve hava kalitesi hissine göre modellerin geliştirilmesi için çok geniş çalışmalar yapılmıştır. Hem insanın konforu hem de yapıdaki enerji kullanımı, taze havanın sağlandığı yol ile yüksek oranda etkilenir. Konforun maksimum seviyesini oluşturmak için mekanik havalandırma ve hava şartlandırma sistemleri ile ofisleri donatmak genel olarak gereklidir. Taze havanın verilmesi ve dağılışı, oda içi çevreyi belirlemede çok önemli bir rol oynadığından dolayı; işgal edilen alandaki hava akışının doğru tahmini, etkili bir hava dağıtım sistemi tasarımı için dönüm noktasıdır. Sayısal akışkanlar dinamiği (SAD), yetmişli yıllardan beri oda hava hareketinin tahmini ve oda içi ısı konforunun değerlendirilmesi için güvenilir bir araç olarak kullanılmıştır.

Literatürde kapalı alanlardaki hava akışı ile ilgili yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Niu ve Kooi [1] soğutulmuş tavan ile bir oda için ısı konforu analizi yapmışlardır. Yamamoto, Ensor ve Sparks [2] tavanın hava girişine ve duvarın altından hava çıkışına sahip olan kapalı bir alandaki hava hareketiyle uğraşmışlardır. Akgün [3] hava girişi ve çıkışı kanalı yerleşimini değişken olarak seçerek odadaki hava hareketlerini modellemiştir. Chow ve Wong [4] mekanik havalandırma yedi tren yolu istasyonu bekleme holününün hava hızı verilerini analiz etmişlerdir. Xue ve Shu [5] tavanın hava verişini kullanarak bir odadaki hava hızı, sıcaklığı ve türbülans kinetik enerjisi dağılımını tahmin etmek için iki boyutlu k-ε türbülans modelini kullanmışlardır. Ayad [6], farklı giriş/çıkış konumları için bir odadaki iç akışları incelemiştir. Costa, Oliveira ve Blay [7] aynı sıcaklıkta olmayan iki düzlem duvar jeti ile oluşturulmuş karışık konveksiyon hava akışını, sayısal ve deneysel olarak araştırmışlardır. Awbi ve Hatton [8] iç yüzeylere sabitlenmiş ısıtma plakaları ile çevreye karşı iyi izole edilmiş, bir duvardan soğutma sağlanmış küçük bir ofiste deneyler yapmışlardır. Gan [9] tek yönlü bir doğal havalandırma odadaki taze hava dağılımının etkin derinliğini sunmuştur. Sinha, Arora ve Roy [10] çeşitli giriş ve çıkış yerleşimlerini kullanarak farklı yerlerden verilen sıcak hava akışı ile ısıtılmış bir odadaki hız ve sıcaklık dağılımını incelemiştir. Lam ve Chan [11] sekiz metre yüksekliğe ve yerden altı metre yukarıdan soğuk hava girişi ile dört farklı çıkış pozisyonuna sahip bir spor salonundaki hız ve sıcaklık dağılımlarını, bir SAD bilgisayar programı ile incelemiştir. Xing, Hatton ve Awbi [12] ısıtılmış cansız bir mankenin, bir masanın ve diğer ısı kaynaklarının (floresan lamba, güneşsel aydınlatma alanını göstermek için ısıtılmış plakalar ve bilgisayar kutusu) varlığı ile ölçümleri yapmak için havalandırma sistemli bir odayı kullanmışlardır. Görüldüğü gibi literatürde genellikle içi boş mekanlar üzerine çalışmalar yapılmış, mekanın içinde nesnelere bulunduğu durumlar fazla araştırılmamıştır. Tablo 1’de,

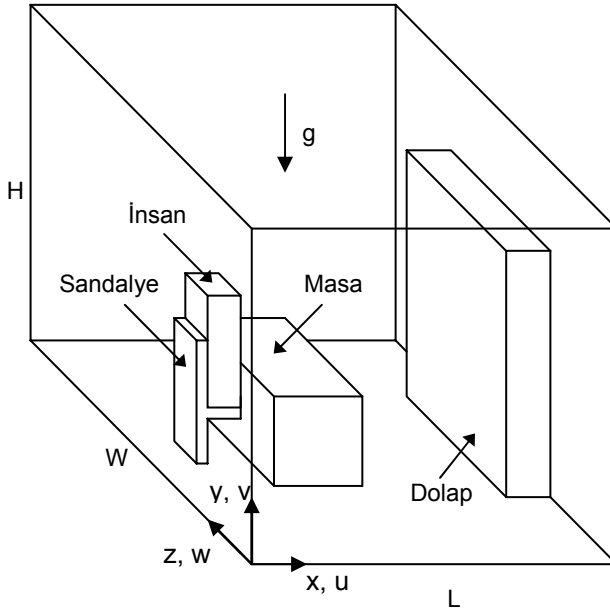
Tablo 1. Konfor şartları.

Kaynak	Sıcaklık			Hız m/s	Nem Oranı %	Kişi Başına Debi m ³ /dk
	Yaz °C	Kış °C	Yaz-Kış °C			
[13]	25.5-27.0 ±1	20.0- 22.0±1	—	0.127- 0.178	Yaz 50 Kış > 25	0.14-1.4
[14]	23.0-25.0 ±2	—	21±1	—	—	—
[15]	23.0-26.0	20.0-23.5	22.5-26.0	< 0.35	50	0.56

nem oranı, kişi başına debi hız ve yaz/kış sezonları için sıcaklık konfor aralıkları, alındıkları kaynaklar belirtilerek verilmiştir.

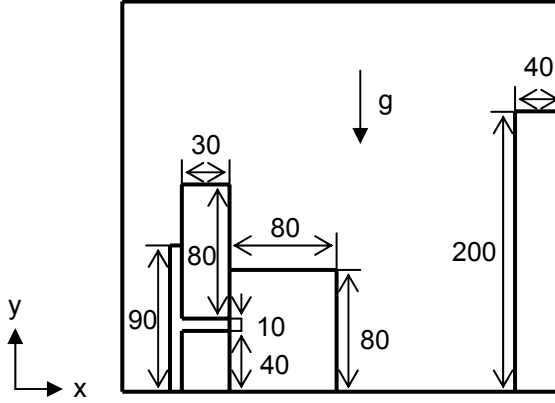
2. TEORİK MODEL VE TEMEL DENKLEMLER

Ofis odasında, çeşitli noktalardan hacme giren havayla meydana getirilen akışın oluşturduğu hız ve sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Şekil 1’de üç boyutlu koordinat sisteminde problem şematik olarak gösterilmektedir. Kapalı hacmin uzunluğu x yönünde $L=3$ metre, yüksekliği y yönünde $H=2.8$ metre ve genişliği z yönünde $W=5$ metre olarak seçilmiştir.

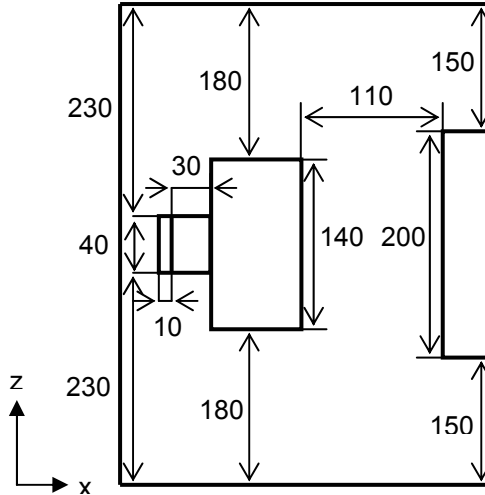


Şekil 1. Araştırılan odanın şematik görünümü.

Şekil 2’de, Şekil 1’de gösterilen kapalı alanın x-y düzlemindeki çizimi görülmektedir. Şekil 3’te ise, alanın x-z düzlemindeki görünüşü verilmiştir. Ölçüler cm. cinsindedir.



Şekil 2. Problemin x-y düzleminde iki boyutlu çizimi.



Şekil 3. Problemin x-z düzleminde iki boyutlu çizimi.

2.1. Hareket Denklemleri

Ofis odası içindeki karışık konveksiyon ile ısı transferi ve akışkan akışı, sürekli şartlarda kütle korunumu, türbülanslı momentum korunumu, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri

kullanılarak üç boyutlu olarak ifade edilmiştir. Sürekli ve üç boyutlu sıkıştırılmaz bir akış için kütle korunumu denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Türbülanslı momentum denklemi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{ef} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - g_i (\rho - \rho_{ref}) \quad (2)$$

Burada, g yerçekimi ivmesi, ρ_{ref} referans yoğunluk ve μ_{ef} etkili dinamik viskozitedir. Denklemdeki $g(\rho - \rho_{ref})$ terimi, fiziksel olarak yoğunluğa bağlı kaldırma kuvvetidir.

Türbülanslı enerji denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{ef} \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (3)$$

Türbülans kinetik enerjisi denklemi ise aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_K + G_B - \rho \varepsilon \quad (4)$$

Burada, σ_k türbülans model sabiti, G_K kayma kuvvetlerinden dolayı türbülans kinetik enerjisi üretim oranı ve G_B kaldırma kuvvetlerinden dolayı türbülans kinetik enerjisi üretim oranıdır. Burada G_K ve G_B terimleri aşağıdaki şekillerde tanımlanır:

$$G_K = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right); \quad G_B = -g_i \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho_i}{\partial x_i} \quad (5)$$

Türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemi aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_{ef}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} G_K + C_{3\varepsilon} G_B - \rho C_{2\varepsilon} \varepsilon) \quad (6)$$

Burada, $\sigma_\varepsilon, C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ türbülans model sabitleridir. Yukarıda verilen tanımlar standart k - ε türbülans modeline göre sunulmuştur. Bu modelde türbülanslı büyüklükler aşağıda verilmiştir [7]:

$$\mu_{ef} = \mu_t + \mu; \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}; \quad \Gamma_{ef} = \frac{\mu_t}{\sigma_t} \quad (7)$$

Burada, μ_t türbülans viskozitesi, ρ akışkan yoğunluğu, C_μ türbülans model sabiti, Γ_{ef} etkili değişim katsayısıdır. Türbülans model sabitleri ve değerleri şu şekildedir:

$$\begin{aligned} \sigma_t = 1.00; \quad C_\mu = 0.09; \quad \sigma_k = 1.00; \quad \sigma_\varepsilon = 1.314; \quad C_{1\varepsilon} = 1.44; \\ C_{2\varepsilon} = 1.92; \quad C_{3\varepsilon} = 1.00 \end{aligned} \quad (8)$$

Burada, C_μ , σ_k , σ_ϵ , $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ ve $C_{3\epsilon}$ türbülans model sabitleridir. σ_t türbülanslı Prandtl sayısıdır.

2.2. Çözüm Algoritması

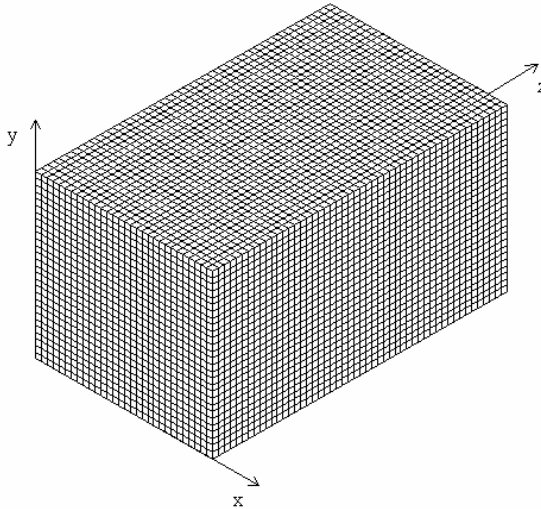
Problemi tanımlayan temel korunum denklemleri, sonlu hacimler metodu ile çalışan PHOENICS koduyla çözülmüştür. PHOENICS, ısı ve kütle transferi, akışkanlar mekaniği, kimyasal reaksiyon ve bunun gibi olayların simülasyonunu yapan bir programdır [16,17]. Bu program, lineer olmayan kısmi diferansiyel denklemlerin çözümünü için iteratif sayısal yaklaşımlar sağlar. Sayısal çözüm prosedürü yaygın olarak kullanılan SIMPLE algoritmasının gelişmiş bir biçimidir. Konveksiyon-difüzyon taşınımı için hibrid metod kullanılmıştır. Denklemler TDMA (Tri-Diagonal-Matrix-Algorithm) algoritması ile çözülmüştür. Şekil 4'te bu çalışmada kullanılan hücre yapısı görülmektedir.

Ofis odasının x yönündeki $L = 3$ m'lik uzunluğu 30, y yönündeki $H = 2.8$ m'lik yüksekliği 28, z yönündeki $W = 5$ m'lik genişliği 50 benzer düzgün hücreye bölünmüştür. Şekil 4'te, çalışılan kapalı alanın üç boyutlu hücre dağılımı verilmiştir.

Sayısal çözüm prosedürü ile ilgili ayrıntılı bilgi Rosten ve Spalding [16], Spalding [17], Patankar [18] ve benzer yayınlardan elde edilebilir.

2.3. Sınır Şartları

Bütün duvar yüzeylerinde akışkan hızları sıfırdır. Kapalı alanın yüzeyleri sabit



Şekil 4. Çalışılan kapalı alanın üç boyutlu hücre dağılımı.

sıcaklıktadır (T_w) ve bu sıcaklık değerleri iç duvarlar için 30°C ve dış duvar için 35°C olarak kullanılmıştır. Hava giriş açıklığından (menfez) havanın giriş hızları (v_{in} ve w_{in}) 0.75 m/s 'dir. Hava giriş sıcaklığı (T_{in}) sabit olup 18°C olarak alınmıştır. Hava çıkış menfezi boyunca tüm hız bileşenlerinin, sıcaklığın, türbülans kinetik enerjisinin ve yayınım oranının değişimleri ve çıkış basıncı sıfırdır. İnsanın, dolabın, masanın ve sandalyenin tüm yüzeylerindeki akışkan hızları sıfırdır. Dolabın, masanın ve sandalyenin tüm yüzeyleri adyabatik kabul edilmiştir. Sandalyede oturan insanın, hava ile temasta olan tüm yüzeylerinin sıcaklığı (t_{ci}); hesaplanan giysi sıcaklığı olarak alınmıştır ve sabit 25.4°C sıcaklıktadır. Bir hava açıklığından geçen hava debisi yada havalandırma akış oranı (Q), literatürdeki makalelerde verilen değerlerin ortalaması alınarak $0.09 \text{ m}^3/\text{s}$ alınmıştır. Böylece 0.75 m/s hava giriş hızı için hava giriş açıklık alanı (A), 0.12 m^2 olduğundan bu alan $0.6 \times 0.2 \text{ m}^2$ olarak tespit edilmiştir.

Katı duvar yüzeylerine yakın bölgelerde duvarın logaritmik kanunu (log-law) kullanılmıştır. Giriş türbülans sınır şartlarında kullanılan denklemler aşağıda verilmiştir [7]:

$$k_{in} = 1.5 I_{t_{in}}^2 U_c^2 ; \quad I_{t_{in}} = \left\{ \left[\left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} \right) / 2 \right]^{1/2} / U_c \right\} \quad (9)$$

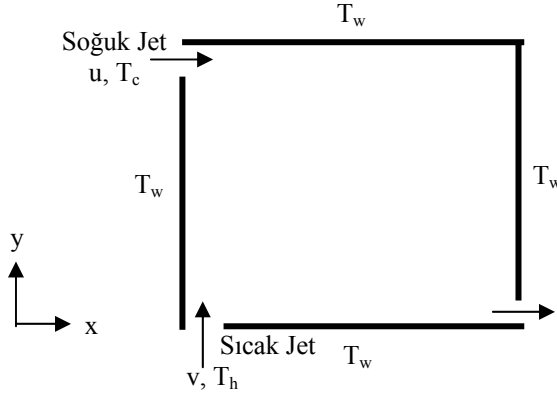
$$\varepsilon_{in} = k_{in}^{3/2} / L_e ; \quad L_e = d / 2 \quad (10)$$

Burada, k_{in} giriş şartında türbülans kinetik enerjisi, $I_{t_{in}}$ giriş şartında türbülans yoğunluğu, U_c karakteristik hız ölçüsü, u' ve v' ortalama hız bileşenlerinin dalgalanma miktarı, ε_{in} giriş şartında türbülans kinetik enerjisinin yayınım oranı, L_e karakteristik uzunluk ve d giriş menfezi genişliğidir [7].

3. NÜMERİK SONUÇLAR

3.1. SAD Yönteminin Doğrulanması

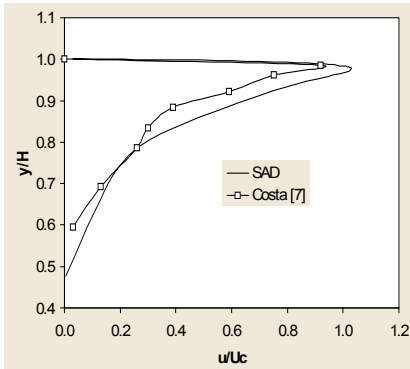
PHOENICS programı ile hazırlanan problem tanımlamasının, doğruluğunun ve geçerliliğinin test edilmesi amacıyla; Costa ve arkadaşlarının [7] makalesi kullanılmıştır. Şekil 5'te görüldüğü gibi Costa ve arkadaşlarının [7] incelediği oda, bir duvarının üstünden yatay olarak soğuk bir hava jeti, altından dikey olarak sıcak bir hava jeti girişinden ve karşı duvarın altından bir hava çıkışından meydana gelmiştir. Soğuk jet giriş hızı $u = 0.80 \text{ m/s}$, sıcak jet giriş hızı $v = 0.87 \text{ m/s}$ olarak verilmiştir. İncelenen kapalı hacmin boyutları $1040 \times 1040 \times 700 \text{ mm}$, soğuk ve sıcak jet girişinin genişlikleri $d = 20 \text{ mm}$, soğuk jet giriş sıcaklığı $T_c = 14^\circ\text{C}$, sıcak jet giriş sıcaklığı $T_h = 35^\circ\text{C}$, çıkış deliğinin genişliği 24 mm , odanın tüm duvarlarının sıcaklığı $T_w = 14^\circ\text{C}$ şeklinde verilmiştir.



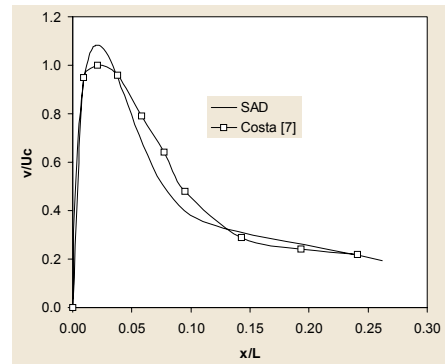
Şekil 5. Karşılaştırmada kullanılan kapalı ortamın gösterimi.

Kapalı hacmin yarı yüksekliğindeki yatay düzlemde dikey hız bileşeni ve sıcaklık profillerinin, ve kapalı hacmin yarı uzunluğundaki dikey düzlemde yatay hız profillerinin deneysel olarak bulunmuş sonuçları makaleden alınmıştır. Bu deneysel sonuçlar, elde edilen çözümlerle Şekil 6, 7, 8'de karşılaştırılmıştır. Grafiklerde kullanılan L, kapalı hacmin uzunluğu olup 1.04 m; H ise yükseklik olup yine 1.04 m' dir.

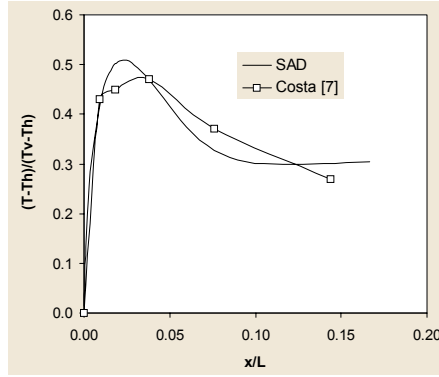
Şekil 6., 7. ve 8. birlikte incelendiğinde, genel olarak literatürden alınan deneysel sonuçlarla bu çalışmadan elde edilen SAD çözüm sonuçlarının çoğunlukla çok iyi bir uyum içinde olduğu görülmektedir. Bu sonuçlardan sonra, izlenen yöntemin uygun olduğu kararına varılmıştır ve bu çalışmanın konusu olan içinde insan ve nesnelere bulunan üç boyutlu bir ofis odasının cebri havalandırılmasının nümerik çözümlerine başlanılmıştır.



Şekil 6. Yatay hız bileşeni profillerinin karşılaştırılması, $x/L=0.5$.



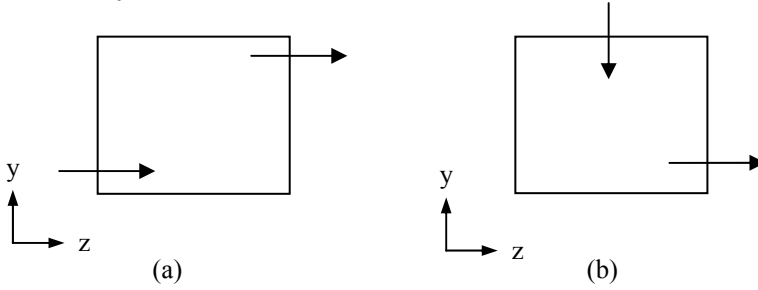
Şekil 7. Dikey hız bileşeni profillerinin karşılaştırılması, $y/H=0.5$.



Şekil 8. Sıcaklık profillerinin karşılaştırılması, $y/H=0.5$.

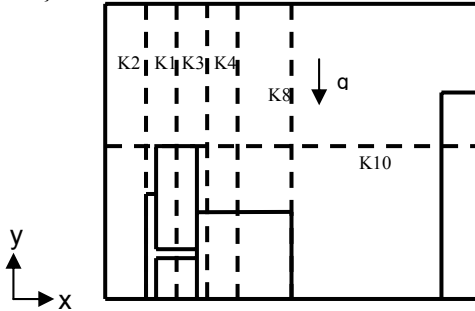
3.2. Sonuçlar

Bölüm 2'de açıklanan ofis odası için elde edilen çözümlere ait menfez konumları Şekil 9'da verilmiştir.

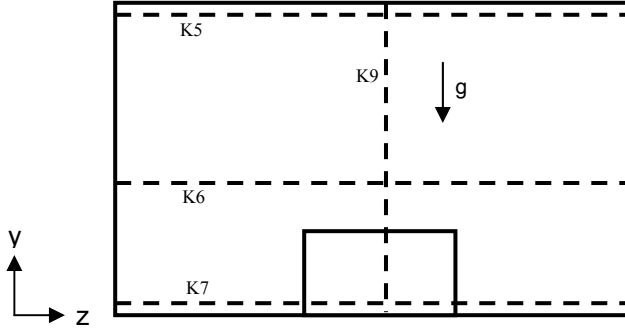


Şekil 9. Çalışılan havalandırma seçenekleri.

Çözüm alanının değişik alan ve kesitlerinde çözüm daha ayrıntılı bir biçimde irdelenmiştir. Çözüm alanının x-y ve z-y düzlemlerinde alınmış kesitler, Şekil 10. ve 11.'de numaralandırılmıştır.



Şekil 10. Oda içinde x-y düzleminde alınan kesitler.

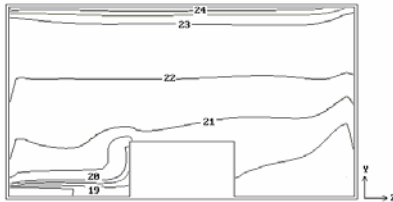


Şekil 11. Oda içinde z-y düzleminde alınan kesitler.

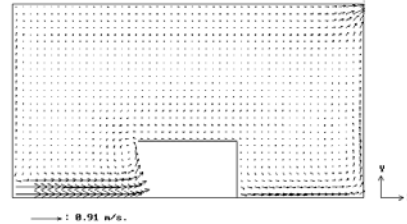
Şekil 9. (a)'da verilen alttan bir giriş - üstten bir çıkış menfezli havalandırma durumu için Şekil 12-13'te, ofis uzunluğunun (L) ortasından geçen düzlemdeki sıcaklık ve hız dağılımı sırasıyla verilmiştir. Şekil 14-15'te, ofis genişliğinin (W) ortasından geçen düzlemdeki sıcaklık ve hız dağılımı sırasıyla verilmiştir. Şekil 16-19 arasında, kesit numaraları verilerek bu kesitlerdeki hız vektörleri ve sıcaklık konturları gösterilmiştir.

Şekil 12' de, giren soğuk havanın, giriş menfezi civarında etkili olduğu (yaklaşık 20°C), fakat tavana doğru sıcaklığın katmanlı biçimde iyice yükseldiği görülmektedir. Şekil 13' de, odanın tabana yakın kısımları ve hava çıkış açıklığı etrafı dışında, hava hızlarının çok düşük olduğu anlaşılmaktadır. Masanın sol yüzeyinin üst tarafında, küçük bir döngü gözlenmektedir.

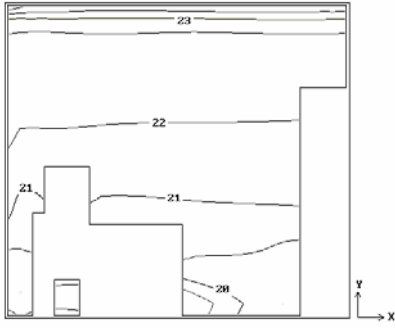
Şekil 14'de, masanın sağ alt yüzeyinde bulunan soğuk havanın dolaba kadar giderek ısındığı göze çarpmaktadır ($19.0-20.4^{\circ}\text{C}$). Yerden insanın baş seviyesine kadar olan bölgede sıcaklık değerleri yaklaşık sabit ve 20.8°C ' dir. Başı etrafında ise yine yaklaşık sabit ve 21.5°C değerinde olduğu görülmektedir. Şekil 15'de, taban yüzeyi, masanın sağ yüzeyi ve dolap arasında, dolaba doğru olan yüksek hızlar ve sandalyenin arkasında aşağıya doğru düzensiz hızlar görülmektedir. Odanın geriye kalan geniş bölümünde, düşük hızlar hakimdir.



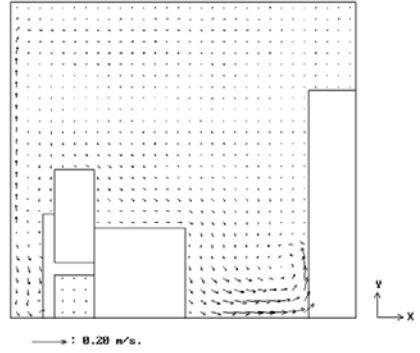
Şekil 12. Sıcaklık konturları (K8).



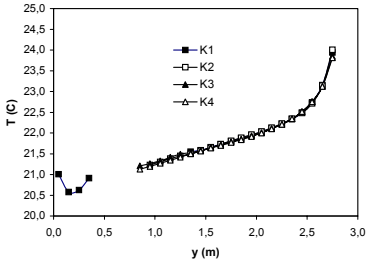
Şekil 13. Hız vektörleri (K8).



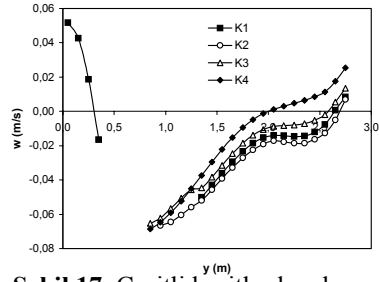
Şekil 14. Sıcaklık konturları (K9).



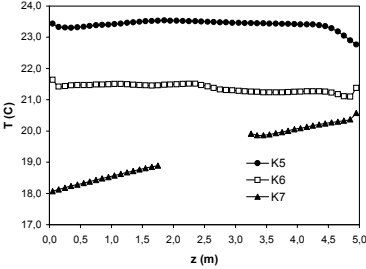
Şekil 15. Hız vektörleri (K9).



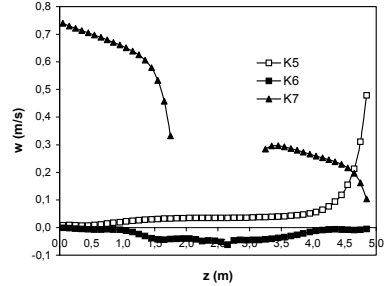
Şekil 16. Çeşitli kesitlerde oda yüksekliği boyunca sıcaklık profilleri.



Şekil 17. Çeşitli kesitlerde oda yüksekliği boyunca hız profilleri.



Şekil 18. Çeşitli kesitlerde oda genişliği boyunca sıcaklık profilleri.



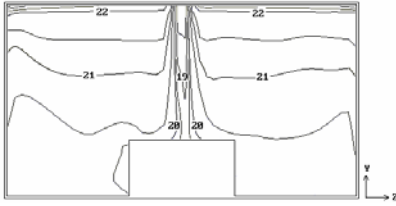
Şekil 19. Çeşitli kesitlerde oda genişliği boyunca hız profilleri.

Şekil 16'da, çeşitli kesitler boyunca sıcaklık değerlerinin oluşturduğu profiller aynı eğrileri çizerek, üst üste çakışmaktadır. Her bir kesitteki sıcaklık değerleri, giderek artış göstermektedir. Şekil 17'de, kesitler boyunca hız profilleri, birbirlerine yakın olarak neredeyse aynı eğrileri çizmektedirler. Profillerin konumları yukarıdan aşağıya doğru sırasıyla K4-K3-K1-K2 şeklinde sıralanmaktadır ve her bir kesitteki hızlar giderek düşmektedir fakat belli bir mesafeden sonra K4 profilindeki hızlar yön değiştirip yükselmiştir. Şekil 18'de, K7 boyunca sıcaklık neredeyse doğrusal olarak

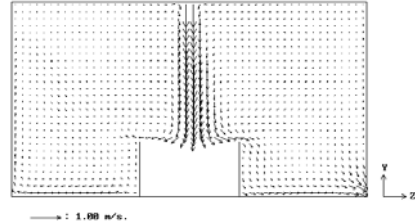
yükselmektedir. K5 ve K6 boyunca ise, sıcaklık değerleri hemen hemen sabit kalmaktadır. Şekil 19'da, K7 boyunca hız değerleri hava giriş hızından başlayarak giderek düşmektedir. Masanın yanını olan 1.5 metreden sonraki genişlikte hızlar birden düşmüştür. K5 boyunca hızlar, odanın genişliğine yakın uzunluğa kadar sifıra yakın olarak, sabit denecek değerlerde kalmakta fakat genişliğin sonuna doğru (çıkış menfezi) birden yükselmektedir. K6 boyunca hızlar, oda genişliğinin orta kısımlarında ters yönde olup değişimleri fazla değildir.

İnsanın yüzeyleri etrafında alınan, 1.3 metreye kadar K2 ve K3 kesitlerindeki ve 2.3-2.7 metre arasında K6 kesitindeki hız ve sıcaklık değerlerinin ortalaması konfor şartı kriteri olarak kullanılmak üzere bulunmuştur. Her bir kesitte ortalaması alınan değerlerin de ortalaması alınarak, insan yüzeyleri etrafındaki ortalama sıcaklık ve hız değeri belirlenmiştir. Buna göre genel ortalama sıcaklık değeri 21.38 °C ve genel ortalama hız değeri -0.057 m/s olarak hesaplanmıştır.

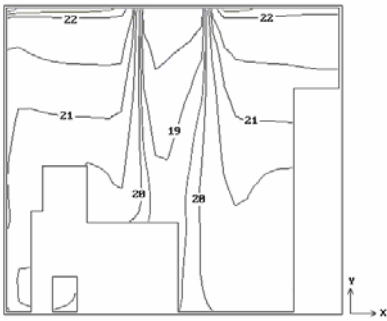
Şekil 9. (b)'de verilen tavandan bir giriş - alttan bir çıkış menfezli havalandırma durumu için çeşitli kesitlerdeki sıcaklık konturları, hız vektörleri, sayısal sıcaklık profilleri ve sayısal hız profilleri, aşağıda verilen şekillerde gösterilmiştir.



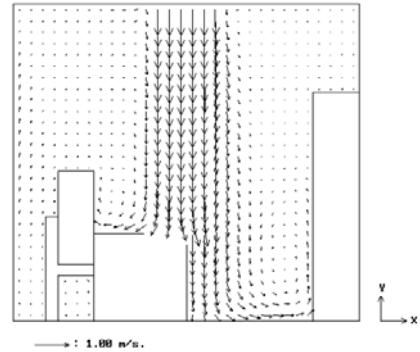
Şekil 20. Sıcaklık konturları (K8).



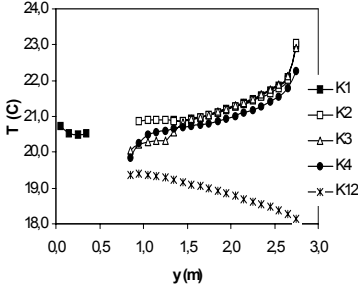
Şekil 21. Hız vektörleri (K8).



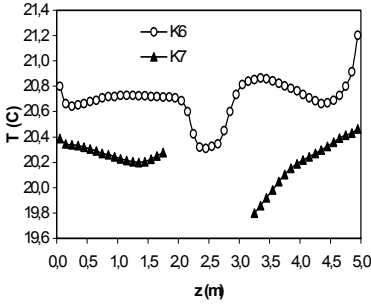
Şekil 22. Sıcaklık konturları (K9).



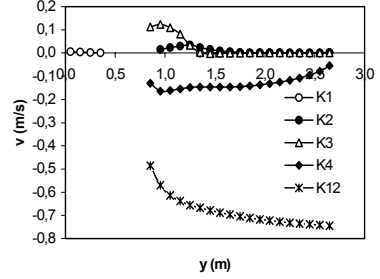
Şekil 23. Hız vektörleri (K9).



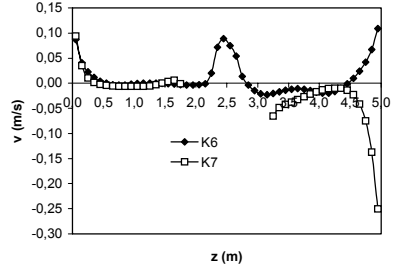
Şekil 24. Çeşitli kesitlerde oda yüksekliği boyunca sıcaklık profilleri.



Şekil 26. Çeşitli kesitlerde oda genişliği boyunca hız profilleri.



Şekil 25. Çeşitli kesitlerde oda yüksekliği boyunca hız profilleri.



Şekil 27. Çeşitli kesitlerde oda genişliği boyunca hız profilleri.

Şekil 20'de, giren soğuk havanın, odanın üst kısımlarını pek fazla soğutmadığı (21-23 °C); yerden masanın üzerindeki bölgeye kadar olan kısımda etkili olduğu ve bu bölgedeki sabit sıcaklığın, yerden yan duvarlara kadar uzandığı görülmektedir (20-21 °C). Şekil 21'de, giren havanın yön değiştirmeden yüksek hızlarda masaya çarpıp sağa ve sola yayıldığı anlaşılmaktadır. Burada hava masaya girmemektedir, hız vektörlerinin başlangıcı masa üst yüzeyinden olmaktadır. Yere yakın kısımlarda ve çıkış açıklığı etrafında hava hızları, odanın sağ ve sol bölgelerindeki çok düşük olan hızlara göre biraz daha yüksektir. Şekil 22'de, soğuk hava, odanın orta bölgesinde etkili olmuştur (20-21 °C). İnsanın önü etrafında masanın üstündeki kısımda çok az bir alanda ve dolapla masa arasındaki yer seviyesinde, sıcaklıkta düşüş yaşanmıştır (20 °C). En sıcak bölge tavan seviyesindedir (22-23 °C). Şekil 23'te, odaya giren hava, yüksek hızlarda masaya çarptıktan sonra, havanın bir kısmı insanın önündeki bir bölüme hızını oldukça kaybederek çarpmış ve havanın diğer büyük kısmı yere kadar uzanıp dolaba doğru yer seviyesinde ilerlemiştir. Kalan bölgelerde hızlar çok düşük bulunmaktadır.

Şekil 24’te, K1, K2 ve K3 profilleri üst üste çakışmıştır ve her bir profil boyunca sıcaklık değerleri yavaş yavaş artmıştır. K4 profili, bu üç profille aynı eğriyi çizmiştir ve diğer profillerin hemen altında bulunmaktadır. K12 boyunca sıcaklık değerleri ise tüm profiller arasında en düşük değerlere sahip olarak, giderek düşmektedir. Bunun sebebi ise bu kesit boyunca soğuk hava girişinin olmasıdır. Şekil 25’de, K1, K2 ve K3 profilleri, K3 boyunca insanın önünü teşkil eden küçük bir alandaki belli bir artış dışında, üst üste gelmektedirler ve her bir profildeki hız değerleri sıfıra yakındır. K4 boyunca hız değerleri, çok ufak adımlarla düşmekte ve sıfıra yaklaşmaktadır. K12 boyunca ise, belli bir yükseklikte aniden çok büyük bir hız değerinde bulunmakta (giriş menfezi), diğer profillere göre yüksek seviyedeki hız değerleri ters yönde giderek artmıştır. Şekil 26’da, K6 boyunca sıcaklık değerleri önce yaklaşık sabit kalmakta, sonra dalgalanma göstererek yüksek bir sıcaklıkta son bulmaktadır. K7 boyunca sıcaklık ise belli bir uzunluğa kadar fazla bir değişim göstermeyip son birkaç metre boyunca oldukça düşmüş olan sıcaklık yükselmiştir. Şekil 27’de, K6 ve K7 profilleri, ilk 1.8 metrede üst üste binmiş durumdadır. K6 boyunca hızlar önce yükselmiş sonra düşüp ters yönde biraz yükselmiş ve nihayet yine yön değiştirip iyice yükselerek dalgalanışını tamamlamıştır. K7 boyunca hız değerleri ise, önce – yönde düşüp sıfıra yaklaşmış ve sonra çıkış açıklığının konumuna doğru birden oldukça yükselmiştir.

Konfor şartı kriterleri için genel ortalama sıcaklık değeri 20.48 °C ve genel ortalama hız değerleri $v_{ort} = 0.064$ m/s ve $w=0.042$ m/s olarak hesaplanmıştır.

Yukarıda verilen çözüm sonuçlarının detayları ile başka farklı sınır şartları ve ilave menfez konumları için elde edilen çözümler ve tartışmalar Kuas [19] tarafından verilmiştir.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

İnsan ve diğer nesnelerin mevcut olduğu bir ofis odası içine verilen soğutma havasının, hacim içindeki dolaşımı sayısal olarak hesaplanmış ve söz konusu nesnelerin hava hareketine etkileri irdelenmiştir. Menfez konumları değiştirilerek hava hareketi incelenmiş ve insanın konforlu olup olmadığı, odanın çeşitli kesitlerinde hız vektörleri, hız profilleri, sıcaklık konturları ve sıcaklık profilleri ile irdelenmiştir.

Literatürde bulunan boş hacimler içindeki havanın hareketinin incelendiği çalışmalarla, bu çalışmada içinde nesne bulunan durum için hava hareketi karşılaştırılabilir. Alttan bir giriş üstten bir çıkış menfezli yerleşim için literatürde, boş alanda hava taban etrafında genişlik boyunca sağa doğru ilerlemektedir [9]. Bu çalışmada ise sağa doğru yol alan hava, masanın solunda bir döngü oluşturur ve masanın sağında, sağ tarafa doğru hareket eder. Tavandan bir giriş alttan bir çıkış menfezli yerleşim için literatürde, boş alanda hava odanın sol yarısı boyunca saat yönünde döner, odanın sağ üst köşesi etrafında hava, saat tersine döner ve sağ alt

köşede çıkışa yönelir [6]. Bu çalışmada ise masanın sol üst tarafında küçük bir döngü vardır. Masanın sağ üst tarafında hava, çıkışa yönelip masanın sağından aşağı inerek sağa doğru hareket eder. Bu karşılaştırmalardan anlaşıldığı gibi havalandırmanın gerçekleştiği hacmin boş veya değişik nesnelere ve insanla dolu olmasının oda içindeki hava hareketini önemli derecede etkilediği görülmektedir.

Oda içinde alınan çeşitli kesitler kullanılarak elde edilen, insanın etrafındaki ortalama sıcaklık değerine göre insanın konforlu olup olmadığı belirlenmiştir. Alttan bir giriş üstten bir çıkış menfezli yerleşim için 21.38 °C ortalama sıcaklık, yaz sezonu için literatürde verilen konfor değerlerinin ortalaması olan 24.92 °C sıcaklığa göre düşüktür fakat CIBSE konfor aralığında kalmıştır. Tavandan bir giriş alttan bir çıkış menfezli yerleşim için 20.48 °C ortalama sıcaklık, 24.92 °C ortalama konfor sıcaklığından çok düşüktür ve hiçbir konfor aralığına girmemektedir.

Alttan bir giriş üstten bir çıkış menfezli yerleşimde, insanın baş seviyesindeki ortalama sıcaklık 21.6 °C, ayak seviyesindeki ortalama sıcaklık 20.9 °C'dir ve bu iki sıcaklık değeri CIBSE konfor aralığına girmektedir. Masanın önünde durabilecek bir insan, ayak seviyesinde ortalama 19.2 °C'lik daha soğuk bir sıcaklıkla, baş seviyesinde ortalama 21.6 °C'lik sıcaklıkla karşı karşıya kalacaktır ve bu sıcaklıklar arasındaki 2.4 °C fark ile hoşnutsuzluk yüzdesi %3.8 civarındadır (ASHRAE [11], Şekil 15). Ayrıca ayak seviyesindeki hızlar yüksektir.

Tavandan bir giriş alttan bir çıkış menfezli yerleşimde, insanın baş ile ayak seviyesindeki sıcaklıklar arasında fark yoktur ve buradaki sıcaklıklar ortalama 20.7 °C olup hiçbir konfor aralığına girmemektedir. Masanın önünde durabilecek bir insan, ayak seviyesinde ortalama 19.8 °C'lik, baş seviyesinde ortalama 19.5 °C'lik soğuk bir bölgede kalacaktır ve yukarıdan aşağıya doğru çok yüksek hızlara maruz kalacaktır.

Hız değerleri de konfor şartları açısından çok önemlidir. İnsan etrafındaki hız değerlerine bakıldığında, bunların hepsinin Tablo 1'de verilen konfor şartlarındaki hızlardan çok daha düşük olduğu görülmektedir. Bunun neticesinde yüksek hız sonucu oluşabilecek konforsuzlukla, bu çalışmada yapılan çözümlerde karşılaşılmamıştır.

Sonuç olarak elde edilen çözümlerden ve karşılaştırmalardan anlaşıldığı gibi, incelenen hava hareketi ve cebri havalandırma problemi oldukça karmaşıktır ve birçok parametreye bağlıdır. Bu çalışmada menfez konumlarının ve soğutma durumunun etkileri incelenmiştir. Akışın üç boyutlu ve türbülanslı bir akış olmasından ve bunun neticesinde çözümlerin çok uzun süreler almasından dolayı, parametrik çalışma yapmak oldukça zordur. Halbuki daha kesin çözümler elde edebilmek ve bahsedilen parametrelerin etkilerini daha detaylı görebilmek için ileri çalışmalarda daha fazla parametrik çalışma yapılması gerekmektedir. Ayrıca oda

içinde bulunması muhtemel insan ve nesnelerin bu çalışmalarda dikkate alınması gerektiği bu çalışmada ortaya çıkmıştır.

SEMBOLLER

A	Hava giriş açıklığı alanı (m^2)
$C_{1e}, C_{2e}, C_{3e}, C_{\mu}$	Türbülans model sabitleri
d	Jet menfez genişliği (m)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
G_B	Kaldırma kuvvetlerinden dolayı k' nın üretim oranı (m^2/s^3)
G_K	Kayma kuvvetlerinden dolayı k' nın üretim oranı (m^2/s^3)
H	Kapalı alanın yüksekliği (m)
$I_{t_{in}}$	Giriş şartında türbülans yoğunluğu
k	Türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)
k_{in}	Giriş şartında türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)
L	Kapalı alanın uzunluğu (m)
L_e	Karakteristik uzunluk (m)
P	Basınç (N/m^2)
Q	Havalandırma akış oranı (m^3/s)
t_{cl}	İnsanın giysi yüzey sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_{in}	Hava giriş sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_w	Duvar sıcaklığı ($^{\circ}C$)
u_i, u_j	Hız bileşenleri (m/s)
u'	x-yönü hız bileşeni ortalama dalgalanma miktarı (m/s)
U_c	Karakteristik hız ölçüsü (m/s)
v_{in}	y-yönünde hava giriş hızı (m/s)
v'	y-yönü hız bileşeni ortalama dalgalanma miktarı (m/s)
W	Kapalı alanın genişliği (m)
w_{in}	z-yönünde hava giriş hızı (m/s)
x, y, x	Kartezyen koordinatlar
ρ	Akışkan yoğunluğu (kg/m^3)
ρ_{ref}	Referans yoğunluk (kg/m^3)
σ_k, σ_e	Türbülans model sabitleri
σ_t	Türbülanslı Prandtl sayısı
ε	Türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı (m^2/s^3)
ε_{in}	Giriş şartında k' nın yayılım oranı (m^2/s^3)
μ	Dinamik viskozitesi (Ns/m^2)
μ_t	Türbülans/girdap viskozitesi (Ns/m^2)
μ_{ef}	Etkili dinamik viskozite (Ns/m^2)
Γ_{ef}	Etkili değişim katsayısı (Ns/m^2)

KAYNAKLAR

1. Niu, J., Kooi, J., “Indoor Climate in Rooms with Cooled Ceiling Systems”, **Building and Environment**, Vol. 29, No. 3, 283-290, 1994.
2. Yamamoto, T., Ensor, D.S., Sparks, L.E., “Evaluation of Ventilation Performance for Indoor Space”, **Building and Environment**, Vol. 29, No. 3, 291-296, 1994.
3. Akgün, F., “Odadaki Hava Hareketinin Modellenmesi”, **Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi**, 260-269, 1997.
4. Chow, W.K., Wong, L.T., “Local Air Speeds Measurement in Mechanically Ventilated Spaces”, **Building and Environment**, Vol. 34, 553-563, 1999.
5. Xue, H., Shu, C., “Mixing Characteristics in a Ventilated Room with Non-Isothermal Ceiling Air Supply”, **Building and Environment**, Vol. 34, 245-251, 1999.
6. Ayad, S.S., “Computational Study of Natural Ventilation”, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, Vol. 82, 49-68, 1999.
7. Costa, J.J., Oliveira, L.A., Blay, D., “Test of Several Versions for the k-ε Type Turbulence Modelling of Internal Mixed Convection Flows”, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, Vol. 42, 4391-4409, 1999.
8. Awbi, H.B., Hatton, A., “Mixed Convection from Heated Room Surfaces”, **Energy and Buildings**, Vol. 32, 153-166, 2000.
9. Gan, G., “Effective Depth of Fresh Air Distribution in Rooms with Single-Sided Natural Ventilation”, **Energy and Buildings**, Vol. 31, 65-73, 2000.
10. Sinha, S.L., Arora, R.C., Roy, S., “Numerical Simulation of Two-Dimensional Room Air Flow with and without Buoyancy”, **Energy and Buildings**, Vol. 32, 121-129, 2000.
11. Lam, J.C., Chan, A.L.S., “CFD Analysis and Energy Simulation of a Gymnasium”, **Building and Environment**, Vol. 36, 351-358, 2001.
12. Xing, H., Hatton, A., Awbi, H.B., “A Study of the Air Quality in the Breathing Zone in a Room with Displacement Ventilation”, **Building and Environment**, Vol. 36, 809-820, 2001.
13. Pita, E.G., **Air Conditioning Principles and Systems**, Prentice Hall Career & Technology, Second Edition, 1989.
14. CIBSE, **Natural Ventilation in Non-Domestic Buildings**, CIBSE Applications Manual AM10, London, 1997.
15. ASHRAE, **Fizyolojik İlkeler ve Isıl Konfor**, Tesisat Mühendisleri Derneği, Bölüm 8, 1997.
16. Rosten, H. and Spalding, B., **PHOENICS Beginners Guide**, CHAM/TR100, 1987.
17. Spalding, D.B., **The PHOENICS Encyclopedia**, London, CHAM Ltd, 1994.
18. Patankar, S. V., **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**, New York, Hemisphere, 1980.

19. Kuas, G., **Bir Ofis Odası Cebri Havalandırılmasının Sayısal Analizi**, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, 2002.