



**Bu bir MMO
yayıdır**

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

ODA HAVALANDIRMASINDA ISIL KONFORUN SAYISAL SİMÜLASYONU

**BAHADIR ERMAN YÜCE
ERHAN PULAT
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ**



ODA HAVALANDIRMASINDA ISIL KONFORUN SAYISAL SİMÜLASYONU

Bahadır Erman YÜCE
Erhan PULAT

ÖZET

Bu çalışmada IEA (International Energy Agency) Annex20 odasının havalandırılmasında ısı konfor Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodu kullanılarak araştırılmıştır. Oda içerisindeki hava akışı iki boyutlu, sıkıştırılmaz ve türbülanslıdır. İlk olarak oda içerisindeki akış ve sıcaklık dağılımları k- ϵ ve k- ω tabanlı türbülans modelleri kullanılarak elde edilmiş ve uygun türbülans modeli belirlenmeye çalışılmıştır. Bu amaçla ANSYS-Fluent yazılımı kullanılmıştır. Belirlenen türbülans modeli yüzde memnuniyetsizlik (Draft oranı) indeksiyle birlikte kullanılarak oda içindeki ısı konfor sayısal olarak hesaplanmıştır. Böylece literatürde oda havalandırması çalışmalarında sıklıkla başvurulan IEA Annex20 odası konfor çalışmasına uyarlanmış ve oda içerisindeki konforlu bölgeler tespit edilmeye çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Oda Havalandırması, Isıl Konfor, Yüzde Memnuniyetsizlik, Türbülans, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

ABSTRACT

In this study, thermal comfort in ventilation of IEA (International Energy Agency) Annex20 room is investigated with using CFD (Computational Fluid Dynamics) method. Air flow inside the room is two dimensional, incompressible and turbulent. Firstly, velocity and temperature distributions are predicted with using k- ϵ and k- ω based turbulent models and suitable turbulence model is determined as Std. k- ϵ model. This model is used together with percent dissatisfaction (PD) index to compute the thermal comfort numerically. Thus, IEA Annex 20 room which is commonly considered for room ventilation studies in the literature is adapted to comfort study and comfortable zones in the room is specified.

Anahtar Kelimeler: Room Ventilation, Thermal Comfort, Percent Dissatisfaction, Turbulence, Computational Fluid Dynamics

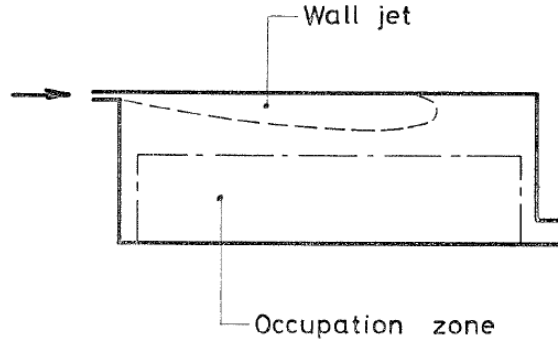
1.GİRİŞ

Oda havalandırmasında HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yetmişli yıllardan beri kullanılmasına rağmen [1] son zamanlarda araştırmacılar tarafından sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. [2] Oda içerisindeki havanın kalitesi, enerji tüketimi ve ısı konfora etki eden parametreler bu yöntem kullanılarak doğrudan veya dolaylı olarak incelenmektedir. Konforun yaşam kalitesinin yanında iş verimine de etkisinin büyük olması bu alana olan ilginin sürekli artmasına sebep olmuştur.[3]

Termal konfor kişinin termal çevre ile olan memnuniyetini ifade edip değerlendirmesini sağlayan nesnel bir değerlendirmedir. [4]

Isıl konforu etkileyen parametreler kişisel ve çevresel olarak sınıflandırılabilir. Çevresel parametreler olarak ortam sıcaklığı, ortam bağıl nemi, ortam hava hızı ve ortalama ışınım sıcaklığıdır. Kişisel parametreler ise kişinin metabolik aktivite düzeyi ve giyinme durumudur. [5]

Uluslar Arası Enerji Ajansı Annex20 Odası (IEA Annex20 ROOM) binalarda enerji korunumu araştırmaları için geliştirilmiş yirmi beş programdan biridir. [6] Nielsen [7] deneysel olarak Annex20 odasında bazı çalışmalar yapmıştır. Oda geometrisinde termal ve izotermal olmak üzere çalışmasını sınıflandırmış ve odadaki belirli noktalarda hız ve sıcaklık ölçümü yapmıştır. Aynı zamanda bu noktadaki türbülans kinetik enerji profilini elde etmiştir.



Şekil 1. ANNEX 20 test odası [7]

Rong ve Nielsen [8], Annex20 odasında yaptıkları bir çalışmada HAD yazılımı kullanarak farklı türbülans modellerinden elde ettikleri sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada $k-\epsilon$, $k-w$ ve BSL $k-w$ modellerini kullanmışlardır. Odanın farklı noktalarında farklı modellerin birbirine göre farklı doğrulukta sonuçlar verdiğini görmüşlerdir. Belirli bir modeli önermemişlerdir.

Voigt [9], Annex20 odasında daha önce Nielsen'in yapmış olduğu deneysel çalışmaya farklı bir metodla yapılan bir deneysel sonuçları ekleyip üç boyutlu olarak elde edilen HAD analiz sonuçlarıyla karşılaştırmıştır. HAD analizinde farklı türbülans modelleri kullanmıştır. Rong ve Nielsen in çalışmasına benzer şekilde sonuçların odanın farklı noktalarında birbirlerine karşı üstünlüklerinin olduğunu göstermiştir. Fakat akışın dağılımı ve şeklini incelendiğinde bu modeller arasındaki farkın daha belirgin bir şekilde ortaya çıktığı görülmüştür.

Costa ve ark [10]. Sınırlandırılmış iki termal ısı yüzey jetinin oluşturduğu akımı deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Chieng ve Launder'in basitleştirilmiş iki kademeli duvar yaklaşımı ile birlikte, sekiz düşük Reynolds sayısında $k-\epsilon$ türbülans modeli karşılaştırmalı olarak test edilmiştir. Sınır tabakada ki ölçüm zorluğu ve nümerik hatalardan dolayı genel bir sonuca ulaşamamıştır.

Yukarıdaki çalışmalardan görüleceği üzere oda havalandırmasında belirli bir türbülans modeli önerilmemesine rağmen Chen ve Srebric [11], çoğu oda hava akışı simülasyonlarında durumlarda Standard $k-\epsilon$ (Std. $k-\epsilon$) ve RNG $k-\epsilon$ modelinin tatmin edici sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir.

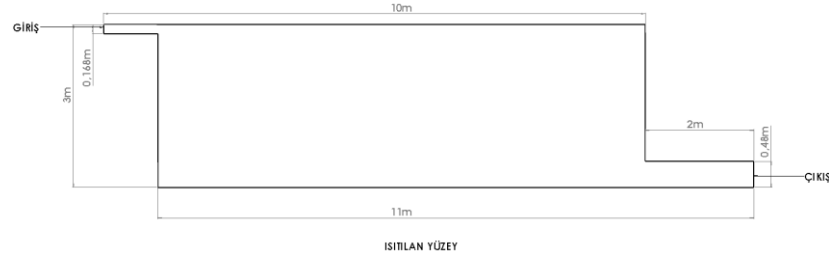
Yine kapalı mahallerde hava akışı ve türbülansın tahmininde kullanılan çeşitli türbülans modellerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği açısından genel bir değerlendirmesi Zhai ve ark. [12] tarafından yapılmıştır.

IEA Annex20 Odası yukarıda belirtildiği gibi birçok hava akışı problemlerinde, özellikle türbülans modellerinin karşılaştırılmasında yaygın olarak kullanılmasına rağmen ısı konfor ve cereyan çalışmalarında yazarların bilgisi dahilinde kullanıldığına rastlanmamıştır. Bu çalışmanın amacı IEA Annex20 Odasında hava cereyanını sayısal olarak araştırmaktır. Bu amaçla türbülans modelleri karşılaştırılmış ve hava cereyanı standard duvar fonksiyonu kullanan Std. $k-\epsilon$ modeliyle incelenmiştir.

2. MODELLEME VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

2.1. Geometri ve Modelleme

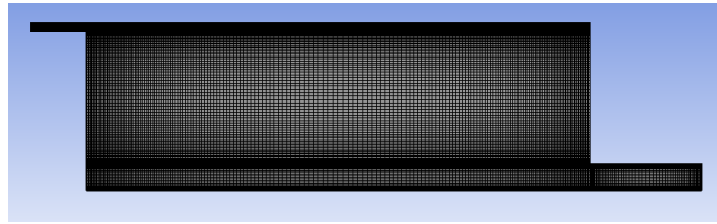
Çalışmada IEA (International Energy Agency) Annex20 odasının geometrisi iki boyutlu olarak modellenmiştir. Hava sol üst köşedeki kanaldan girmekte ve sağ alt köşedeki kanaldan çıkmaktadır. Geometrinin ölçüleri Şekil 2. de detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 2. ANNEX 20 odasının ölçüleri (Ölçüler m'dir.)

2.2.Çözüm Ağı Yapısı ve Doğrulama

Ağ yapısı çözüme etki eden en önemli parametrelerden biridir. Ağ yapısının sıklığı ve kalitesi doğru sonuca ulaşmanın yanı sıra çözüm süresine de etki etmektedir. Cidarlarda daha yoğun bir ağ yapısı elde edilmiş, eleman olarak da hexahedral eleman türü seçilmiştir. Çözümde ağ yapısından bağımsızlığı sağlamak amacıyla üç farklı sıklıkta [4795, 18937, 28500] ağ yapısında sonuç alınmıştır. Deneysel verilerle olan karşılaştırma sonucu 28500 ağ yapısında işlemlere devam edilmiştir.



Şekil 3. Ağ Yapısı (28500 Eleman)

2.3.Türbülans Modelleri ve Sayısal Yöntem

Bu çalışmada Std. k-ε, RNG k-ε, Realizable k-ε, Std. k-ω, SST k-ω türbülans modelleri kullanılmıştır. Duvar yaklaşımları ise Standard duvar fonksiyonu (Standart wall function-Std. wf.) ve Güçlendirilmiş duvar tetkiki (Enhanced wall treatment – Ewt). Oda geometrisi içerisindeki akış alanı sürekli, iki boyutlu Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (Reynolds Averaged Navier Stokes - RANS), süreklilik, momentum ve enerji denklemleri ANSYS-Fluent 14.0 yazılımı aracılığıyla çözülmüştür. Yer çekimi Boussinesq yaklaşımıyla göz önüne alınmıştır ve bu etki Ar sayısıyla aşağıdaki gibi ifade edilmiştir. Fluent sonlu hacim metodunu kullanmaktadır ve ayrıklaştırılmış denklemlerin çözümünde birinci dereceden ayrıklaştırma kullanılmıştır. Yakınsama kriteri tüm parametreler için 10^{-5} alınmıştır.

RANS yaklaşımında hız bileşenleri aşağıdaki gibi ortalama değerleriyle salınım değerlerinin (çalkantı) toplamı şeklinde ifade edilirler.

$$\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}' \quad \mathbf{v} = \bar{\mathbf{v}} + \mathbf{v}' \quad (1)$$

Tanımlanan hız ifadelerinin Navier-Stokes denklemlerine uygulanması sonunda ilave olarak ortaya Reynolds gerilme terimlerini veren aşağıdaki gibi eşitlikler çıkmaktadır.

$$Q_x^R = -\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u' u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho u' v'}) \quad (2)$$

$$Q_y^R = -\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho v' u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v' v'}) \quad (3)$$

Bu Reynolds gerilmeleri türbülans viskozitesi adı verilen bilinmeyen bir katsayıyla ifade edilebilir [13].

$$-(\overline{\rho u' v'}) = \mu_t \frac{\partial u}{\partial y} \quad (4)$$

Std k-ε modelinde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun yayılma hızı (ε) olmak üzere türbülans viskozitesi şu şekilde ifade edilir.

$$\mu_t = C_\mu \rho \quad (5)$$

Efektif viskozite de laminer ve türbülanslı viskozitenin toplamı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (6)$$

Kaldırma kuvveti etkisi genellikle aşağıdaki gibi Arşimed (Ar) sayısı ile ifade edilir.

$$Ar = \frac{\beta g h \Delta T_0}{u_0} \quad (7)$$

Burada ΔT_0 giriş ve çıkıştaki sıcaklık farkı olup Ar sayısı 0,173'tür. Bu etki y-yönündeki korunum denkleminde S_M gibi bir kaynak terimiyle dikkate alınır.

$$S_{M,buoy} = (\rho - \rho_{ref}) g \quad (8)$$

Yoğunluk farkı oda havalandırmasında sıcaklık değişimlerinin yüksek olmaması sebebiyle Boussinesq yaklaşımıyla aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\rho - \rho_{ref} = \rho_{ref} \beta (T - T_{ref}) \quad (9)$$

2.4. Hava Cereyanı Denklemleri

Cereyan hissi, hava hızı, rahatsızlığın derecesi, hava sıcaklığı, vücudun etkilenen alanı ve kişinin ısı durumuna bağlıdır. Bulunduğu ortamın sıcaklığı istediği konforun üzerinde olan bir kişi cereyanı hoş bir esinti olarak algılayabilirken, üşüyen bir kişi için cereyan çok rahatsız edici olabilir [14]. ISO 7730 [15] hava hareketi sebebiyle vücudun bazı bölgelerinde istenmeyen lokal yüzde memnuniyetsizliği (Percent Dissatisfaction-PD) aşağıdaki denklemlerle tanımlar. Lokal yüzde memnuniyetsizlik draft oranı olarak da bilinmektedir. [16]

$$PD = (34 - t_a)(V - 0.05)^{0.62} (0.37V Tu + 3.14) \quad (10)$$

PD = Memnuniyetsizlik yüzdesi (%)

Tu = Türbülans şiddeti (%) (%10-60)

t_a = Hava sıcaklığı (°C) (20-26°)

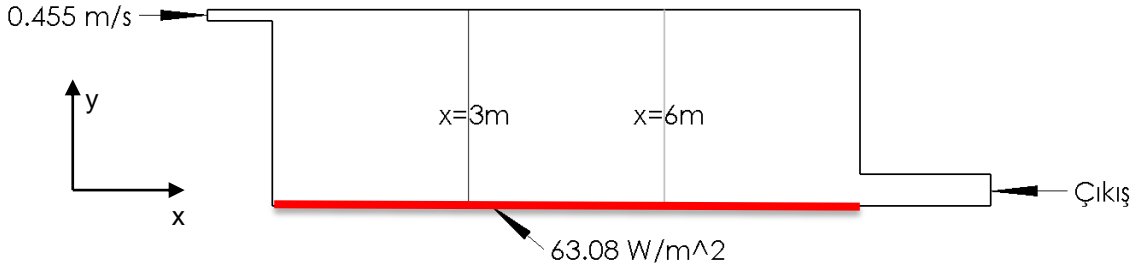
V = Lokal ortalama hava hızı (m/s) (V<0.5 m/s)

$$Tu = \frac{u'}{\bar{u}} \times 100\%$$

Tu denkleminde \bar{u} ortalama hız, u' da ortalama hızın çalkantısıdır.

Yüzde memnuniyetsizlik denklemi korunum denklemleri çözüldükten sonra program içine bir formül girilerek çözdürülmüş ve çözüm sonucu kontur olarak elde edilmiştir.

2.5. Sınır Şartları



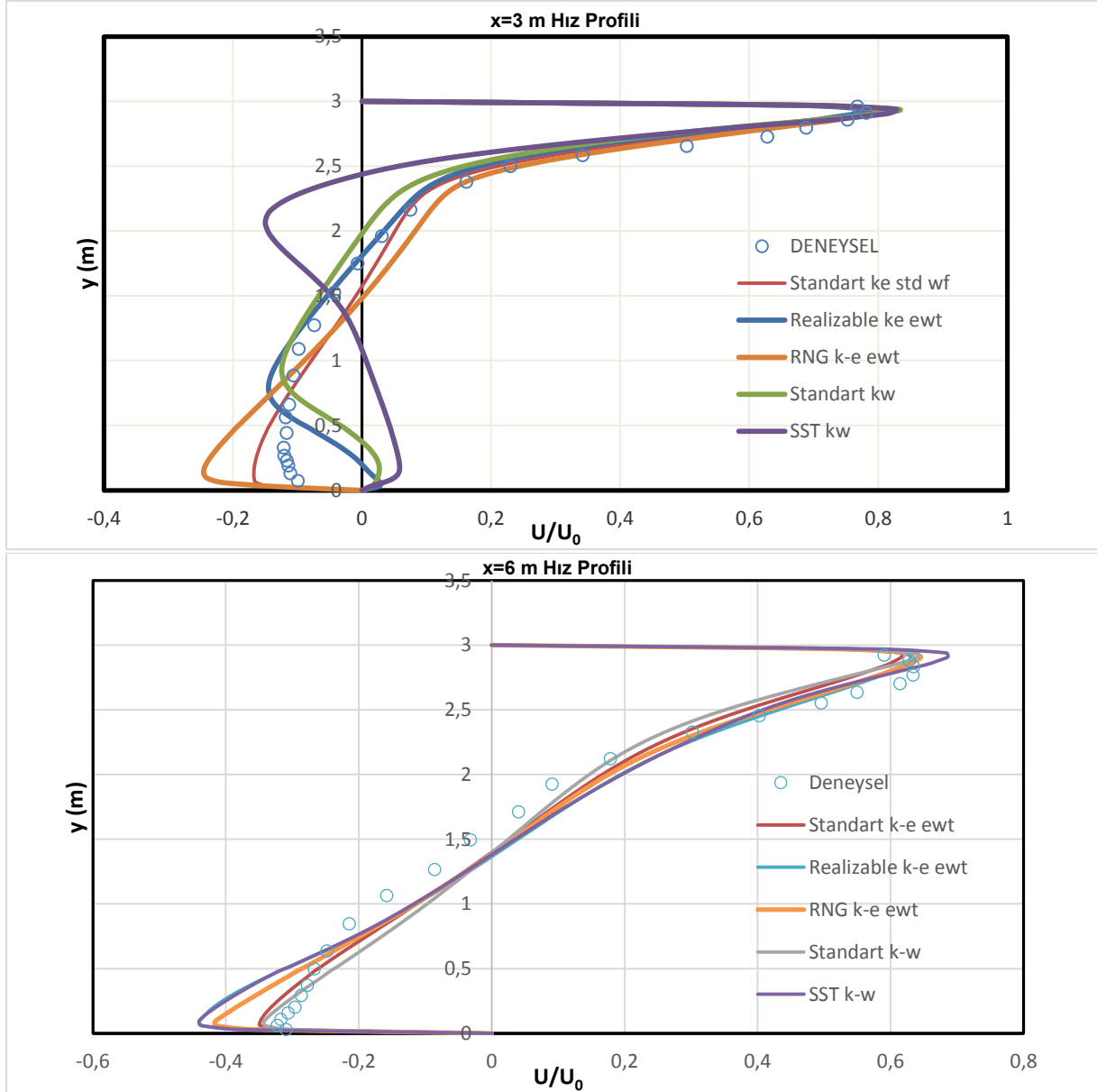
Şekil 4. Oda geometrisi üzerinde sınır şartları ve deneysel ölçümlerin yapıldığı noktalar

Sisteme hava 0.455 m/s hızla girmektedir. Ardından sağ alt köşedeki kanaldan çıkmaktadır. Sürekli rejimde bir çözüm yapılmıştır. Alt yüzeyde 63.08 W/m² lik ısı akısı mevcuttur. Yan ve üst duvarlar adyabatik olarak alınmıştır. Giriş için türbülans şiddeti %4 alınmıştır.

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

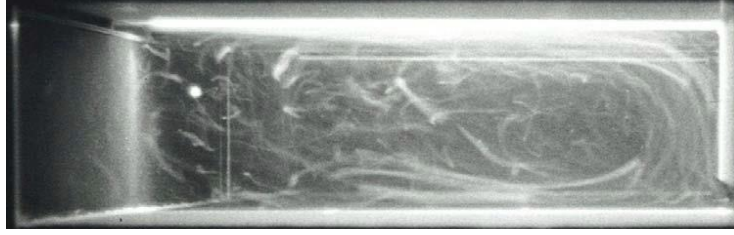
3.1. Hız Dağılımı

x=3 ve 6 m'lerdeki boyutsuz hız profilleri kullanılan türbülans modelleri için deneysel sonuçlarla birlikte sırasıyla Şekil 5a ve b'de verilmiştir. Şekil 5a incelendiğinde y=1m den sonra Realizable k-ε modeli deneysel sonuçlarla en uyumlu model olarak görünmektedir. Bu mesafede ki diğer en uyumlu modeller ise Std. k-ω, Std. k-ε ve RNG k-ε modelleridir. Y=2.5 m den sonra ise tüm modeller deneysel sonuçlarla uyumludur. Ancak oda alt cidarında, yani oda tabanından y=1 m'ye kadar olan mesafede deneysel sonuçlarla en uyumlu modeller Std. ve RNG k-ε modelleridir. Diğer tüm modeller bu yüksekliklerde eğilim olarak zıt yöndedirler. Bunun nedeni Şekil 7'den görülebileceği gibi bu modellerin odanın sol alt köşesinde saat yönünün tersinde ikinci bir girdap oluşturması yüzündendir. SST k-ω modeli ise y=2.5 m'ye kadar deneysel sonuçlarla en uyuşmayan model olarak görünmektedir. Hız profiline oda tabanından tavanına kadar genel eğilimi göz önüne alındığında deneysel sonuçlarla en uyumlu modeller Std. ve RNG k-ε modelleridir. Şekil 5b incelendiğinde ise tüm türbülans modelleri hız profiline genel eğilimini yakalamış olmakla beraber deneysel sonuçlarla en uyumlu modellerin Std. k-ε ve Std. k-ω modelleri olduğu görülmektedir. Her iki mesafedeki hız profilleri göz önüne alındığında Std. k-ε modelinin deneysel sonuçlarla en uyumlu model olduğu söylenebilir.

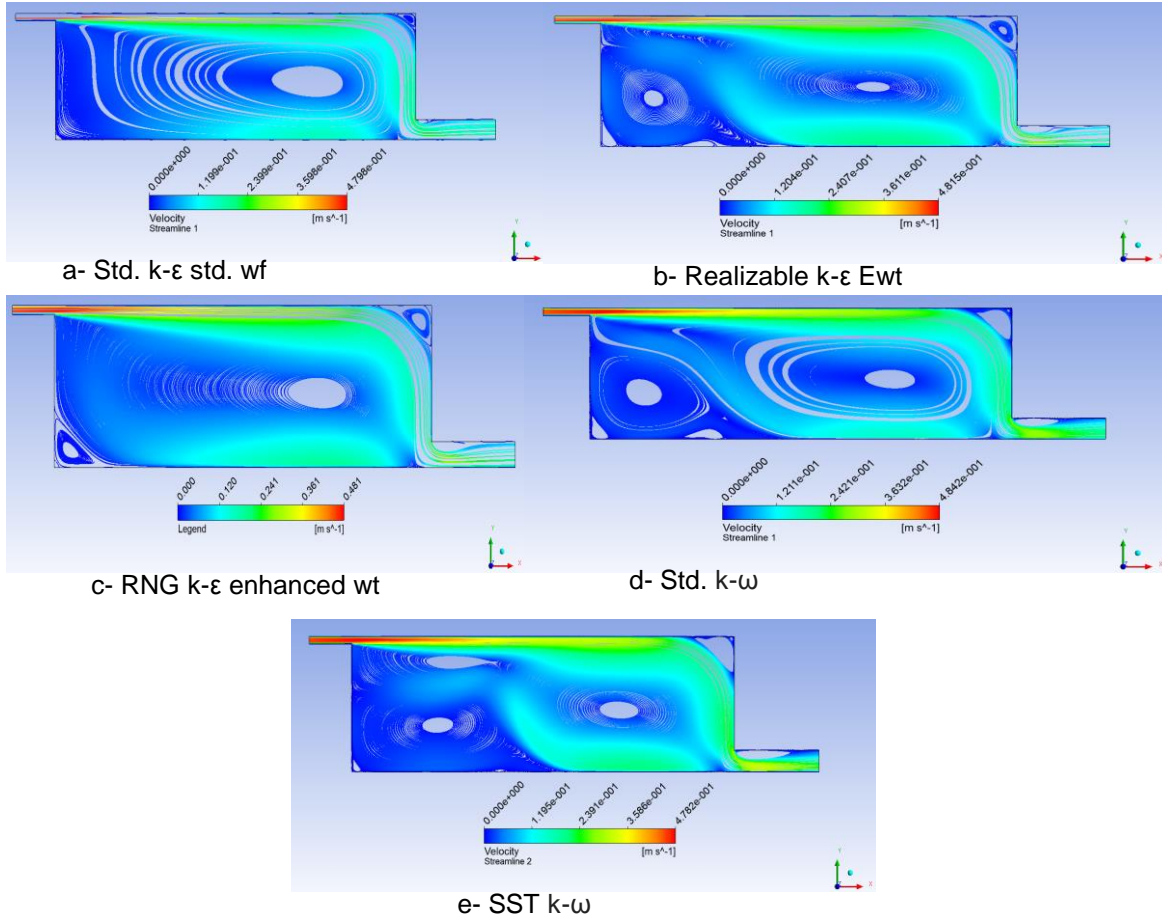


Şekil 5. (a) X=3 ve (b) 6 m'de hız dağılımları (Deneysel sonuçlar, Nielsen 1990)

Şekil 6'da Nielsen tarafından elde edilmiş [1] odanın orta düzlemindeki hız dağılımı verilmiştir. Bu çalışmada elde edilen akım çizgileri de Şekil 7 'de verilmiştir. Şekil 6'dan da görülebileceği gibi akış alanı oda içerisinde saat yönünde ana bir girdapla kendini göstermektedir. Şekil 7'de kullanılan türbülans modellerindeki elde edilen akım çizgilerinden Şekil 6'daki deneysel veriyle en uyumlu türbülans modellerinin Std. ve RNG k- ϵ modelleri olduğu görülmektedir. Diğer tüm modeller akış alanını biri saat yönünde ana girdapla birlikte saat yönünün tersinde ikinci bir girdapla vermektedirler. Dolayısıyla bu çalışmada hava ceryanı etkisi Std. duvar fonksiyonu ile birlikte Std. k- ϵ modeli kullanılarak yorumlanacaktır. Bu durum Chen ve ark. [11] ve Zhai ve ark.'nın [12] bulgularıyla uyumludur. Karşılaştırma maksadıyla diğer türbülans modelleriyle elde edilen hava ceryanı dağılımları da verilecektir.



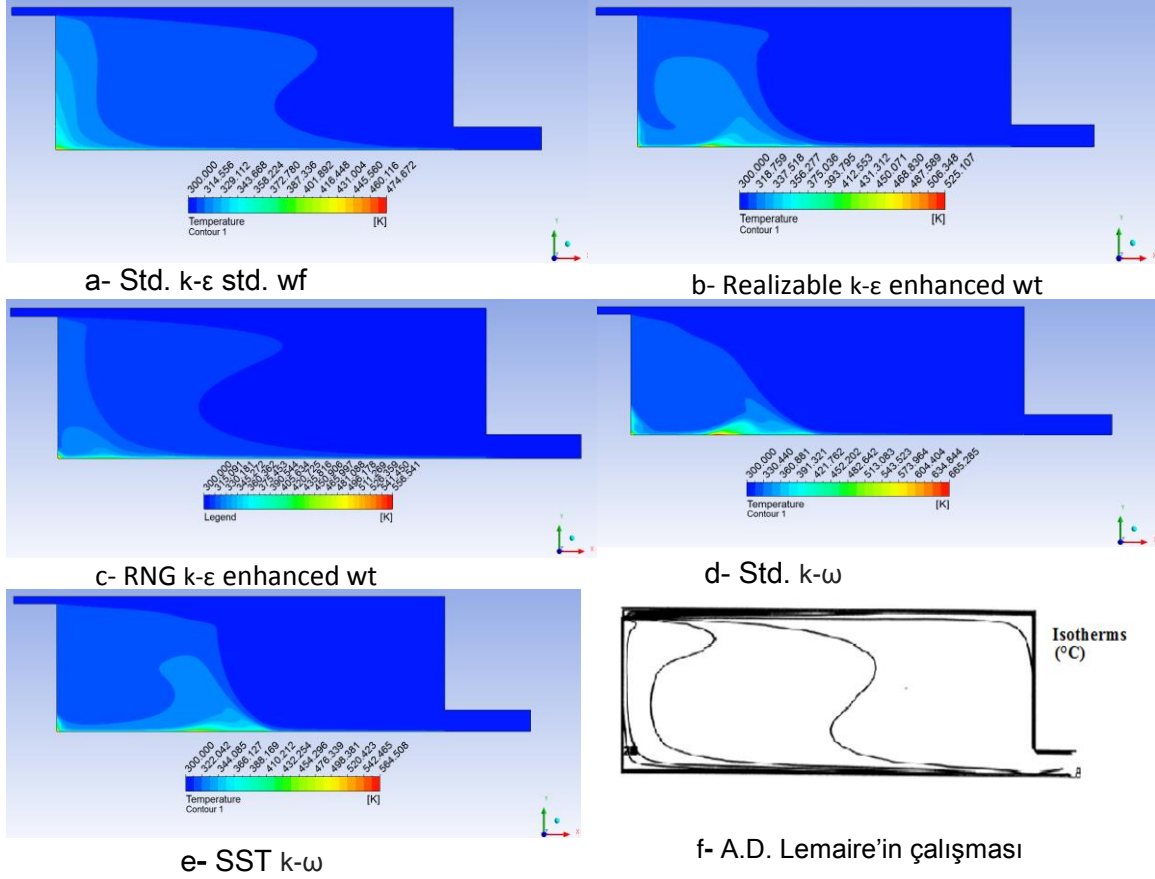
Şekil 6. Deneysel olarak elde edilen akış çizgileri (Peter V. Nielsen Doktora Tezi, 1974)



Şekil 7. Farklı Türbülans Modellerinde Akım Çizgileri

3.2. Sıcaklık Dağılımı

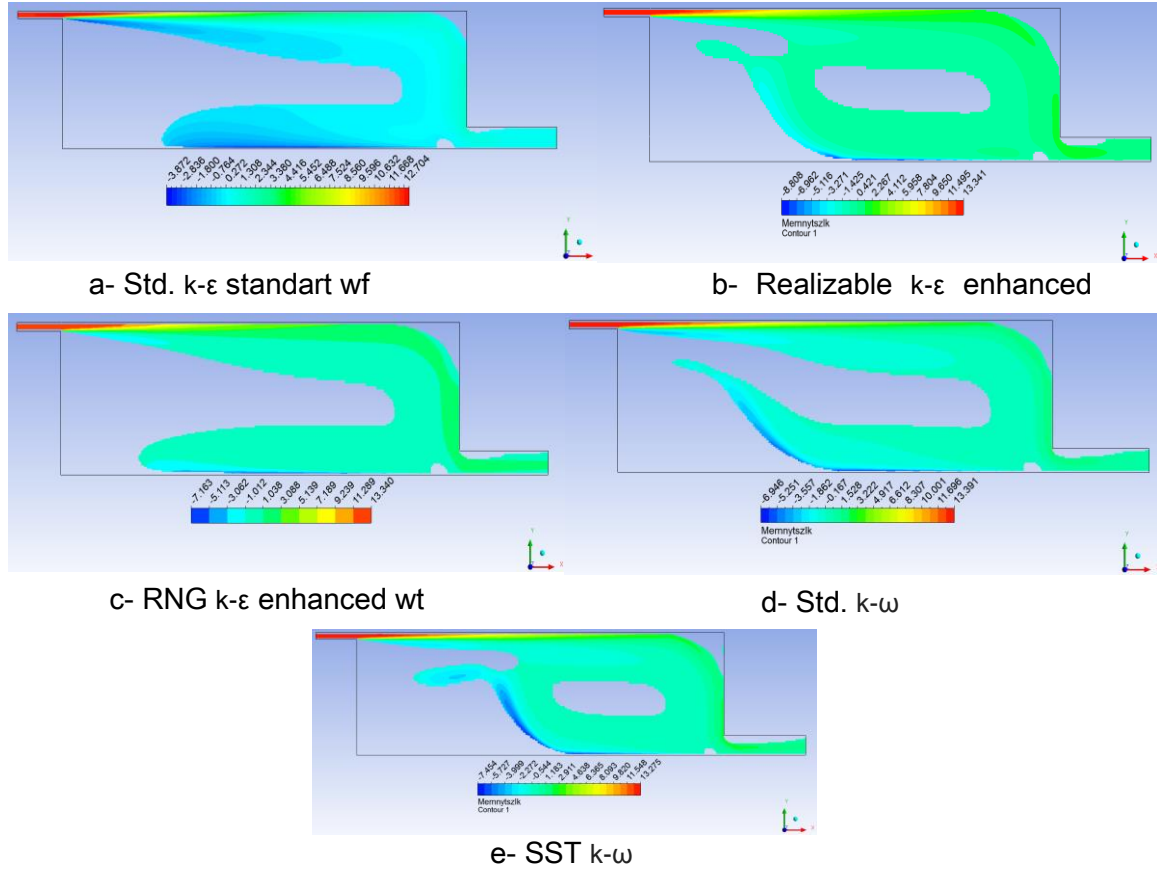
Sıcaklık dağılımları, Annex20 odasında sıcaklık dağılımları deneysel olarak mevcut olmadığı için Şekil 8'de Lemaire'in sayısal çalışması ile birlikte verilmiştir. Sıcaklık dağılımları incelendiğinde de k-ε modelinin Lemaire'nin sonuçlarıyla diğer modellerden daha uyumlu olduğu görünmekte en uyumlu diğer sonucun ise RNG k-ε modelinde alındığı görülmektedir. Sıcaklık dağılımları Şekil 7'de akış alanlarının tahminleriyle uyumlu olarak elde edilmiştir. Akış alanını deneysel sonuçlarla uyumlu tahmin edemeyen modeller sıcaklık alanını da Lemaire'nin çalışmasıyla uyumlu tahmin edememiştir.



Şekil 8. Farklı Türbülans Modellerinde Sıcaklık Dağılımları

3.3. Yüzde Memnuniyetsizlik (Draft Oranı) Dağılımları

Bir mekandaki hava hızı insanla çevresi arasındaki taşınım ile ısı geçişini etkilemektedir. Bu ısı geçişi de PMV-PPD indeksiyle ve ceryan yüzünden olan lokal yüzde memnuniyetsizlikle ifade edilen vücudun genel ısıl konforunu (ısı kaybı) etkilemektedir. Isıl konfor için gerekli minimum hava hızı yoktur. Bununla birlikte, hava hızı artışı sıcaklık artışı yüzünden olan sıcaklık algısını dengeleyebilir [15]. Bu çalışmada ceryan yüzünden olan lokal yüzde memnuniyetsizlik modeli kullanılmıştır. Bu model hafif, esas itibarı ile oturmakta olan bütün vücudun nötr duruma yakın bir ısıl duyarlılıkta olduğu ve boyun bölgesindeki ceryan tahmini için uygulanmaktadır. Elde edilen yüzde memnuniyetsizlik dağılımları göz önüne alınan türbülans modelleri için Şekil 9'da verilmiştir. Hız ve sıcaklık dağılımlarında deneysel sonuçlarla en uyumlu model olan Std. k- ϵ modeli göz önüne alındığında en küçük ve en yüksek yüzde memnuniyetsizliklerin sırasıyla -3.872 ile 12.704 olarak tahmin edildiği görülmektedir. Bu modele en yakın sonuçlar RNG k- ϵ modeli ile elde edilmiştir. Diğer modeller konfor dağılımını lokal olarak bu iki modelden farklı tahmin etmelerine rağmen sayısal değer olarak minimum ve maksimum değerler bu modellere yakındır. Negatif değerler lokal hava sıcaklığının 26 °C den büyük olduğu yerlere karşılık gelmektedir. Tabandan ısı akışı verildiğinden tabana yakın bölgelerde negatif değerlerin elde edilmesi zaten beklenmektedir. Havanın tam üflendiği yerin alt kısımlarında negatif değerlerin elde edilmesi ise tabanda ısınan havanın saat yönündeki ana hava akımı yardımıyla üflenen havayı ısıtması yüzündendir. Odanın sol taraftan yaklaşık üçte birlik kısmıyla ortalara doğru uzanan dağılımların elde edilemediği bölge hava hızının 0.05 m/s den küçük olduğu yerlere karşılık gelmektedir. Zaten ASHRAE Standard 55-1992 Draft kriteri de 0.05 m/s den küçük hızlar için denklem 10'da 0.05 m/s hızın alınmasını önermektedir [4]. Yine bu standard göz önüne alındığında odanın tamamındaki yüzde memnuniyetsizlik %15 in altında olduğu için sınırlandırılmış bölge (Occupied zone) dışında bile tüm oda incelenen şartlar altında konforlu kabul edilebilir.



Şekil 9. Farklı Türbülans modellerinde yüzde memnuniyetsizlik (PD) dağılımları

SONUÇLAR

Bu çalışmada IEA (International Energy Agency) Annex20 odasının havalandırılmasında ısı konfor yüzde memnuniyetsizlik (Draft oranı) kullanılarak Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodu yardımıyla araştırılmıştır. Önce hız ve sıcaklık dağılımlarına göre uygun türbülans modeli Std. k-ε modeli olarak belirlenmiş ve oda içerisindeki ısı konfor diğer türbülans modelleriyle karşılaştırmalı olarak elde edilmiştir. RNG k-ε modeli sonuçları da Std. k-ε modeline oldukça yakındır. Lokal yüzde memnuniyetsizlik değerleri diğer türbülans modellerinde bu iki modelden farklı olmasına rağmen sayısal yüzde memnuniyetsizlik değerleri göz önüne alındığında tüm modeller birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Sonuçta incelenen şartlar altında Annex20 odası boş durumda konforlu olarak değerlendirilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] NIELSEN, P.V., RESTIVO, A., WHITELAW, J.H., The Velocity Characteristics of Ventilated Rooms, ASME Journal of Fluids Engineering, 100, 291-298, September 1978
- [2] PITARMA, R A, RAMOS, J E, FERREIRA, M E and CARVALHO, M G. 2004. Computational Fluid Dynamics an advanced active tool in environmental management and education. Management of Environmental Quality: An International Journal. Vol. 15(2), pp 102-110.



- [3] AKIMOTO ve Ark., Thermal Comfort And Productivity - Evaluation Of Workplace Environment in a Task Conditioned Office, Building and Enviroment, 2010
- [4] ASHRE Standard 55, Handbook of Fundamentals
- [5] ATMACA, Y., YİĞİT, A., "Isıl Konfor İle İlgili Mevcut Standartlar Ve Konfor Parametrelerinin Çeşitli Modeller İle İncelenmesi". IX. Tesisat Mühendisliği Kongresi, 6-9 Mayıs 2009.
- [6] Anonim-IEA Annex20 Air Flow Patterns in Buildings, room air and contaminent flow, evaluation of computational methods, Substask-1 summary report, december 1993, The Netherlands
- [7] NIELSEN, P. V., Specification of a Two-dimensional Test Case. Department of Building Technology and Structure Engineering. Aalborg University, 1990.
- [8] NIELSEN, P.V., Rong, L., Simulation with different turbulence models in an annex 20 room benchmark test using Ansys CFX 11.0, Technical Report, Aulborg University, 2008
- [9] VOIGT, F. K., Evaluating Turbulence Models For 3-D Flows In Enclosure By Topology, Ninth International IBPSA Conference Montréal, Canada August 15-18, 2005
- [10] COSTA ,J.J., Test Of Several Versions For The k-ε Type Turbulence Modelling Of Internal Mixed Convection Flows, International Journal Of Heat And Mass Transfer, 1999
- [11] CHEN, Q., SREBRIC, J., A procedure for verification, validation, and reporting of indoor environment CFD analyses, HVAC&R Research 8 (2), 201-216,2002
- [12] ZHAI, Z., ZHANG, Z., ZHANG, W., CHEN, Q., Evaluation of various turbulence models in predicting airflow and turbulence in enclosed environments by CFD: Part 1—Summary of Prevalent Turbulence Models, ASHRAE HVAC&R Research, 13, 6, 853-870, 2007.
- [13] LAUNDER, B.E., SPALDİNG, D.B., Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, 1972.
- [14] PARSONS, K.C., Human Thermal Environments, Taylor & Francis, 2003
- [15] ISO 7730, "Ergonomics of the thermal environment — Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the Pmv And Ppd Indices And Local Thermal Comfort Criteria" Third Edition, 2015
- [16] <http://www.alarko-carrier.com.tr/tr/Medya/Makaleler/makale2.pdf> (09.01.2015'te indirilmiştir.)
- [17] A.D. LEMAIRE, Int. Energy Agency, Energy conservation in building and community systems, Annex 20: Air flow patterns within buildings, Subtask 1: Room Air and Contaminant Flow, Research Item No 1.46NL Simulation of Simple Test Cases 2D1,2D2, Report No AN20.1-NL-90-TNO-TPD10, May 1991

ÖZGEÇMİŞ

Bahadır Erman YÜCE

1990 yılında Erzurum'da doğdu. 2008-2012 yılları arasında Selçuk Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimini tamamladı. 2013 yılında Gazi Üniversitesinde başlayan yüksek lisans eğitimine Uludağ Üniversitesi'nde devam etmektedir. 2013 yılında Bitlis Eren Üniversitesinde başladığı Araştırma görevliliği görevini şu an Uludağ Üniversitesinde sürdürmektedir.

Erhan PULAT

1963 yılında Bursa'da doğan Erhan PULAT ilk ve orta öğrenimini Bursa'da tamamladıktan sonra 1988 yılında Orta Doğu Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden Lisans, Uludağ Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden de Yüksek Lisans ve Doktora derecelerini sırasıyla 1991 ve 1997 yıllarında almıştır. Termodinamik, enerji, ısı transferi, elektronik sistemlerin soğutulması ve hesaplamalı ısı transferi konularında çalışan Erhan PULAT evli ve iki kız babasıdır.