



**OFİS ORTAMINDA TÜRBÜLANSLI AKIŞ  
MODELLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE ÇEŞİTLİ  
ISITMA SİSTEMLERİNİN ISIL KONFOR İNDİSLERİ VE  
GAGGE MODELİ KULLANILARAK SAYISAL  
SİMÜLASYONU**

**Bahadır Erman YÜCE**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OFİS ORTAMINDA TÜRBÜLANSLI AKIŞ MODELLERİNİN  
KARŞILAŞTIRILMASI VE ÇEŞİTLİ ISITMA SİSTEMLERİNİN ISIL  
KONFOR İNDİSLERİ VE GAGGE MODELİ KULLANILARAK SAYISAL  
SİMÜLASYONU**

**Bahadır Erman YÜCE**

Doç. Dr. Erhan PULAT  
(Danışman)

DOKTORA TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

## TEZ ONAYI

Bahadır Erman YÜCE tarafından hazırlanan “OFİS ORTAMINDA TÜRBÜLANSLI AKIŞ MODELLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE ÇEŞİTLİ ISITMA SİSTEMLERİNİN ISIL KONFOR İNDİSLERİ VE GAGGE MODELİ KULLANILARAK SAYISAL SİMÜLASYONU” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Doç. Dr. Erhan PULAT

**Başkan** : Prof. Dr. Recep YAMANKARADENİZ  
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik  
Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
ORCID: 0000-0003-0087-2629

İmza

**Üye** : Prof. Dr. Recep EREN  
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik  
Fakültesi,  
Tekstil Mühendisliği Anabilim Dalı  
ORCID: 0000-0001-9389-0281

İmza

**Üye** : Doç. Dr. Erhan PULAT  
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik  
Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
ORCID: 0000-0003-2866-6093

İmza

**Üye** : Prof. Dr. Ahmet DURMAYAZ  
İstanbul Teknik Üniversitesi, Enerji Enstitüsü,  
Nükleer Araştırmalar Anabilim Dalı  
ORCID: 0000-0002-6884-8791

İmza

**Üye** : Doç. Dr. İbrahim ATMACA  
Akdeniz Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
ORCID: 0000-0003-4883-6459

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN  
Enstitü Müdürü

.....

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

**27/06/2019**

**Bahadır Erman YÜCE**



## ÖZET

Doktora Tezi

OFİS ORTAMINDA TÜRBÜLANSLI AKIŞ MODELLERİNİN  
KARŞILAŞTIRILMASI VE ÇEŞİTLİ ISITMA SİSTEMLERİNİN ISIL KONFOR  
İNDİSLERİ VE GAGGE MODELİ KULLANILARAK SAYISAL SİMÜLASYONU

**Bahadır Erman YÜCE**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Doç. Dr. Erhan PULAT

Bu çalışmada iki ve üç boyutlu bir oda geometrisinde alttan ısıtma, radyatör ile ısıtma ve klima ile ısıtma durumunda ısı konfor Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metodu ile incelenmiştir. Oda geometrisi için Bursa Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Binası ofis odalarından biri kullanılmıştır. Oda içerisinde oturma pozisyonunda bir manken modellenmiştir. Sayısal çalışmada kullanılan yöntemlerin doğruluğu test etmek için deneysel verilerin mevcut olduğu teyit amaçlı doğrulama çalışmaları yapılmıştır.  $k-\epsilon$  modelleri (Standard, Re-Normalisation Group, Realizable),  $k-\omega$  modelleri (Standard, shear stress transport, baseline) ve literatürde daha önce yapılmış BGS modelleri birbiri ile kıyaslanmıştır. Doğal, zorlanmış ve birleşik taşınım akışları ayrı ayrı test edilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda Standard  $k-\epsilon$  türbülans modeli deneysel verilerle uyumluluğu nedeniyle tez çalışmasında kullanılmak için seçilmiştir. Oda içinde akış zamana bağlı, sıkıştırılabilir (ideal gaz), birleşik ve türbülanslı olup korunum denklemleri ANSYS Fluent 18.0 yazılımı kullanılarak çözülmüştür. Manken yüzey sıcaklığını elde etmek için manken yüzeyi on altı farklı parçaya bölünmüştür. Manken cilt sıcaklığı, Gagge ısı duyarlılık modeli baz alınarak geliştirilen C programlama dilindeki kod yardımıyla her bir zaman adımı için dinamik olarak hesaplanmıştır. Manken yüzey sıcaklığı çevre hava sıcaklığı ve hızına duyarlıdır. Her ısıtma sistemi için sıcaklık, hız, PMV, PPD ve PD dağılımları elde edilmiştir. Klima ile ısıtma durumunda diğer durumlardan farklı olarak dokuz farklı üfleme sınır şartında çözümler elde edilmiştir. Klimanın üfleme hızı ve sıcaklığındaki değişimlerin odanın ısınmasına ve konfor indislerinin değişimine olan etkisi incelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, türbülans, ısı konfor, Gagge modeli

**2019, x + 177sayfa.**

## ABSTRACT

PhD Thesis

### COMPARISON OF TURBULENT FLOW MODELS IN OFFICE MEDIUM AND NUMERICAL SIMULATION OF VARIOUS HEATING SYSTEMS BY USING THERMAL COMFORT INDICES AND GAGGE MODEL

**Bahadır Erman YÜCE**

Bursa Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Assoc. Prof. Erhan PULAT

In this study thermal comfort was investigated by the Computational Fluid Dynamics method in two and three-dimensional room geometry, and in case of underfloor heating, radiator heating and heating with air conditioner. One of the office rooms of Bursa Uludağ University Mechanical Engineering Building was used for the geometry. A thermal manikin is modeled in the sitting position in the room. In order to test the accuracy of the methods used in the numerical study, some benchmark studies which contain experimental data, were performed.  $k-\epsilon$  models (Standard, Re-Normalisation Group, Realizable),  $k-\omega$  models (Standard, shear stress transport, baseline) and BGS models which previously performed to benchmark studies in the literature, were compared with each other. Natural, forced and combined convection were tested separately. As a result of the studies, Standard  $k-\epsilon$  turbulence model was chosen to be used in the thesis study because of its compatibility with experimental data. The flow in the room is time-dependent, compressible (ideal gas), mixed turbulent and the conservation equations are solved using ANSYS Fluent 18.0 software. To obtain the manikin surface temperature, the manikin surface is divided into sixteen different parts. The model skin temperature was calculated dynamically for each time step with the help of the code in C programming language developed based on Gagge thermal sensitivity model. Manikin surface temperature is sensitive to ambient air temperature and speed. Temperature, velocity, PMV, PPD and PD distributions were obtained for each heating system. In the case of heating with air conditioner, different solutions have been obtained in nine different inlet boundary conditions. The effect of air conditioning blowing speed and temperature changes on air temperature in the room and comfort indices were investigated.

**Key words:** Computational fluid dynamics, turbulence, thermal comfort, Gagge model  
**2019, x + 177 pages.**

## TEŐEKKÖR

Bana Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile tanışma fırsatı veren, bilgi ve deneyimi ile çalıŐmalarımı yönlendiren, değerli danışmanım Doç. Dr. Erhan PULAT'a, teŐekkürlerimi sunarım.

Doktora tez çalıŐmam süresince desteklerini esirgemeyen Doç. Dr. Nurullah ARSLANOĞLU ve Öğr. Gör. Dr. Mustafa MUTLU'ya teŐekkürlerimi sunarım.

Doktora tezimi hazırlarken geçirdiğim yoğun çalışma temposuna rağmen benden desteklerini esirgemeyen, hep yanımda olan ve motive eden değerli eşim Nurten YÜCE'ye ve aileme içten teŐekkürlerimi sunarım.

Bahadır Erman YÜCE  
27/06/2019

## İÇİNDEKİLER

	<b>Sayfa</b>
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	i
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	x
1.GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	6
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	10
3.1. HAD Tarihi .....	10
3.2 Korunum Denklemleri .....	11
3.3. Türbülans ve Türbülans Modelleme .....	13
3.3.1 k-ε Türbülans Modelleri.....	16
3.3.2 k-ω Türbülans Modelleri.....	24
3.4. Yakın Duvar Yaklaşımı.....	33
3.5. Isıl Konfor .....	38
4.BULGULAR .....	54
4.1. Validasyon Çalışmaları .....	54
4.1.1. Zorlanmış Taşınım .....	56
4.1.2. Doğal Taşınım.....	65
4.1.3. Birleşik Taşınım .....	70
4.2. Bir Ofis Odasında Altan Isıtma Sisteminin Isıl konfor Açısından İncelenmesi ...	78
4.3. Bir Ofis Odasında Radyatör ile Isıtma Durumunun Isıl konfor Açısından İncelenmesi .....	87
4.4. Bir Ofis Odasında Klima ile Isıtma Durumunun Isıl konfor Açısından İncelenmesi .....	94
5. SONUÇ VE TARTIŞMA .....	107
KAYNAKLAR .....	110
EKLER.....	117
ÖZGEÇMİŞ .....	176

## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
$A$	Alan ( $m^2$ )
$A_D$	DuBois yüzey alanı ( $m^2$ )
$\bar{a}$	İvme ( $m/s^2$ )
$b$	Katsayı (mm)
$C$	Gagge modelinde taşınım ile olan ısı kaybı ( $W/m^2$ )
$c_p$	Sabit basınçta özgül ısı ( $J/kgK$ )
$c_{p,b}$	Vücudun özgül ısısı ( $kJ/kgK$ )
$c_{p,bl}$	Kanın özgül ısısı ( $kJ/kgK$ )
$C_{res}$	Solunum ile olan taşınım ile ısı kaybı ( $W/m^2$ )
$CSIG_{cr}$	Kordan gelen soğuk sinyal (boyutsuz)
$CSIG_{sk}$	Deriden gelen soğuk sinyal (boyutsuz)
$c_v$	Sabit hacimde özgül ısı ( $J/kgK$ )
$d$	Çap (m)
$df$	Serbestlik derecesi
$D_H$	Hidrolik çap (m)
$E$	Buharlaşma ile olan ısı kaybı ( $W/m^2$ )
$E_{dif}$	Difüzyon ile olan buharlaşma ısı kaybı ( $W/m^2$ )
$E_{max}$	Maksimum buharlaşma ile olan buharlaşma ısı kaybı ( $W/m^2$ )
$E_{res}$	Solunumla olan buharlaşma ısı kaybı ( $W/m^2$ )
$E_{rsw}$	Terleme ile olan buharlaşma ısı kaybı ( $W/m^2$ )
$E_{sk}$	Deriden toplam buharlaşma ısı kaybı ( $W/m^2$ )
$F$	Fisher katsayısı (boyutsuz)
$f_{cl}$	Giysi faktörü
$\bar{g}$	Yerçekimi ivmesi ( $m/s^2$ )
$Gr$	Grashof sayısı
$h_c$	Taşınım ile ısı geçiş katsayısı ( $W/m^2K$ )
$h_{fg}$	Suyun buharlaşma gizli ısısı ( $kJ/kg$ )
$l_{cl}$	Giysi yalıtımı (clo)
$i$	Vücut parçası numarası (boyutsuz)
$j$	Giysi katmanı numarası (boyutsuz)
$k$	Giysi tabakaları arasındaki havanın ısı iletkenliği ( $mm.W/m^2K$ )
$k$	Türbülans kinetik enerjisi ( $m^2/s^2$ )
$K$	İç vücut ile deri arasındaki etkin iletim sayısı ( $W/m^2K$ )
$l$	Boy (m)
$l$	Uzunluk ölçeği (m)
$LR$	Lewis oranı ( $^{\circ}C/kPa$ )

$m$	Kütle (kg)
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
$M$	Toplam metabolik ısı üretimi ( $W/m^2$ )
$M_{act}$	Aktiviteye bağlı metabolik ısı üretimi ( $W/m^2$ )
$m_{bl}$	Kan akışı ( $kg/m^2s$ )
$m_{rsw}$	Birim zamanda birim cilt yüzey alanında üretilen ter miktarı ( $kg/m^2s$ )
$MS$	Beklenen varyans (boyutsuz)
$M_{shiv}$	Titreme ile oluşan metabolik ısı üretimi ( $W/m^2$ )
$nl$	Toplam giysi tabakaları sayısı (boyutsuz)
$Nu$	Nusselt sayısı (boyutsuz)
$P$	Basınç (Pa)
$P_a$	Ortam havasının su buharı basıncı (kPa)
$Pr$	Prandtl sayısı (boyutsuz)
$P_{sk,m}$	Ortalama deri sıcaklığındaki su buharı basıncı (kPa)
$P_{sk,s}$	Derideki su buharı basıncı (kPa)
$q_{cr,sk}$	Kordan deriye olan toplam ısı transferi ( $W/m^2$ )
$r$	Yarıçap (m)
$Ra$	Rayleigh sayısı (boyutsuz)
$R_a$	Dış hava tabakası ısıl direnci ( $m^2C/W$ )
$R_{al}$	Giysi tabakalarının arasındaki havanın ısıl direnci ( $m^2C/W$ )
$Re$	Reynolds sayısı (boyutsuz)
$R_{e,a}$	Dış hava tabakası buharlaşma direnci ( $m^2kPa/W$ )
$R_{e,al}$	Giysi tabakalarının arasındaki havanın buharlaşma direnci ( $m^2kPa/W$ )
$R_{e,f}$	Kumaşın buharlaşma direnci ( $m^2kPa/W$ )
$R_{e,t}$	Toplam buharlaşma direnci ( $m^2kPa/W$ )
$R_f$	Kumaşın ısıl direnci ( $m^2C/W$ )
$R_t$	Toplam ısıl direnç ( $m^2C/W$ )
$S_{sk}$	Deride depolanan ısıl enerji ( $W/m^2$ )
$T$	Sıcaklık (K, °C)
$t$	Zaman (s)
$T_a$	Ortam sıcaklığı (°C)
$T_{b,m}$	Vücut ortalama sıcaklığı (°C)
$T_{b,n}$	Vücut ortalama nötr sıcaklığı (°C)
$t_{cl}$	Giysi yüzey sıcaklığı (°C)
$T_{cr}$	Kor tabakası sıcaklığı (°C)
$T_{cr,m}$	Ortalama kor tabakası sıcaklığı (°C)
$T_{cr,n}$	Nötr kor tabakası sıcaklığı (°C)
$T_o$	Operatif sıcaklık (°C)

$T_r$	Işınım sıcaklığı (°C)
$T_{sk}$	Deri tabakasının sıcaklığı (°C)
$T_{sk,m}$	Vücut ortalama deri tabakası sıcaklığı (°C)
$T_{sk,n}$	Nötr deri tabakası sıcaklığı (°C)
$u$	X yönünde hız değeri (m/s)
$v$	Y yönünde hız değeri (m/s)
$V$	Hava hızı (m/s)
$w$	Deri ıslaklığı (boyutsuz)
$w$	Z yönünde hız değeri (m/s)
$w_{dif}$	Difüzyon kaynaklı deri ıslaklığı (boyutsuz)
$w_{rsw}$	Terin buharlaşması için gerekli olan deri ıslaklığı (boyutsuz)
$W$	Yapılan iş (W/m <sup>2</sup> )
$WSIG_b$	Vücuttan gelen ılık sinyal (boyutsuz)
$WSIG_{cr}$	Kordan gelen ılık sinyal (boyutsuz)
$WSIG_{sk}$	Deriden gelen ılık sinyal (boyutsuz)
$x$	Giysi katmanları arasındaki hava tabakası kalınlığı (mm)
$V$	Hacim (m <sup>3</sup> )
$\alpha$	Isıl yayılım katsayısı (m <sup>2</sup> /s)
$a$	Deri bölgesinde bulunan vücut kütlesi (boyutsuz)
$\beta$	Isıl genleşme katsayısı (m <sup>2</sup> /s)
$\Delta$	Değişkenin son durum ile başlangıç durumu farkı
$\delta$	Delta fonksiyonu
$\varepsilon$	Türbülans yayılım oranı (m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> )
$\mu$	Dinamik viskozite (kg/ms)
$\nu$	Kinematik viskozite (m <sup>2</sup> /s)
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$\tau$	Kayma gerilmesi (Pa)
$\omega$	Özgül yayılım oranı (1/s)
$\theta$	Zaman (s)

#### **Kısaltmalar Açıklama**

HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
PMV	Tahmin edilen ortalama oy (Predicted Mean Vote)
PD	Yüzde memnuniyetsizlik (Percent Dissatisfaction)
PPD	Tahmin edilen yüzde memnuniyetsizlik (Predicted Percentage of Dissatisfied)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 3.1 HAD gelişimine etki eden faktörlerin kronolojik olarak gösterimi.....	11
Şekil 3.2 Doğrudan sayısal simülasyon (DSS) modeliyle modellenen büyük ve küçük ölçekli girdaplar (Çengel ve Cimbala 2006) .....	13
Şekil 3.3 BGS simülasyonunda modellenen büyük ölçekli girdaplar (Çengel ve Cimbala 2006) .....	14
Şekil 3.4 Hızın zamana bağlı dalgalanması ve ortalama çalkantı terimlerinin şematik gösterimi (Çengel ve Cimbala 2006) .....	15
Şekil 3.5. Y+ değerine bağlı olarak sınır tabaka katmanları (ANSYS Fluent Theory Guide, 2016).....	34
Şekil 3.6 Duvar fonksiyonu ve yakın duvar modeli çözümlerinin gösterimi (ANSYS Fluent Theory Guide 2016).....	35
Şekil 3.7 PMV ölçeğine göre PPD değerlerinin dağılımı (ASHRAE 2009) .....	41
Şekil 3.8 İnsan ve çevresinin eş merkezli silindir modeli (ASHRAE 2009) .....	42
Şekil 3.9 Kullanılan HAD yazılımının ve hazırlanan kodu eş zamanlı çalışma ilişkisi. 53	
Şekil 4.1 IEA Annex 20 odasının ölçüleri ve sınır şartları .....	57
Şekil 4.2 Zorlanmış taşınım için a) $x=H$ , b) $x=2H$ , c) $y=0,084m$ , d) $y=2,916m$ kesitlerinde hız dağılımları .....	57
Şekil 4.3 Akım çizgileri (Bu çalışma: ANSYS-Fluent 18.0; Rong ve Nielsen (2008): ANSYS-CFX 11.0; Dreau ve ark. (2012): STAR-CCM+; Pulat and Ersan (2015): ANSYS-CFX 13.0 Non-isothermal) .....	59
Şekil 4.4 Boyutsuz hızın $y=0.084$ m'de x bileşeni for a) k- $\epsilon$ modelleri and b) k- $\omega$ modelleri ve Boyutsuz hızın $y=2.916$ m'de x bileşeni c) k- $\epsilon$ modelleri d) k- $\omega$ modelleri .....	62
Şekil 4.5 Boyutsuz hızın $x=H$ 'da x bileşeni for a) k- $\epsilon$ modelleri, b) k- $\omega$ modelleri, c) Hız vektörleri ve $x=H$ ve $x=2H$ 'da SST k- $\omega$ modeliyle elde edilmiş $U/U_0$ boyutsuz hız profili, $x=2H$ 'da boyutsuz hız profilleri a) k- $\epsilon$ modelleri and b) k- $\omega$ modelleri .....	63
Şekil 4.6 Nielsen (1990)'in, Davidson ve Nielsen (1996)'in SGS BGS tahminleri ve Emmerich ve McGrattan (1998)'in zorlanmış taşınımında $x=H$ 'da boyutsuz hız profillerinin deneysel verilerle karşılaştırılması a) k- $\epsilon$ ve b) k- $\omega$ modelleri (Smagorinsky sabiti her BGS modeli için $C_s = 0.14$ alınmıştır.).....	64
Şekil 4.7 Doğal taşınım için çalışılan geometrinin ölçüleri ve sınır şartları .....	65
Şekil 4.8 Farklı konumlar için dört farklı ağ yapısına sıcaklık dağılımları.....	66
Şekil 4.9 Farklı konumlar için dört farklı ağ yapısında hız dağılımları.....	66
Şekil 4.10 Doğal taşınımında farklı türbülans modellerinde elde edilen akım çizgileri... 67	
Şekil 4.11 Sıcaklık ve hız dağılımları a) $y/H = 0.1$ b) $y/H = 0.5$ c) $y/H = 0.9$ .....	69
Şekil 4.12. Doğal taşınımında $y/H=0.1$ 'de dikey hız profillerinin karşılaştırılması a) RANS modelleri b) BGS modelleri (Yang ve ark., 2015), (Vreman BGS: Vreman model of BGS, Lily BGS: Lily model of BGS, Wale BGS: Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity SGS Model of BGS, Wmles BGS: Wall Modelled BGS).....	70
Şekil 4.13 Zorlanmış taşınım için kullanılan geometrinin ölçüleri ve sınır şartları.....	71
Şekil 4.14 Zorlanmış taşınımında farklı eleman sayıları için a) $x/L$ konumunda sıcaklık dağılımı, b) $y/L$ konumunda sıcaklık dağılımı, c) $x/L$ konumunda hız dağılımı, d) $y/H$ konumunda hız dağılımı sonuçları .....	72



Şekil 4.15 a) Literatürde elde edilmiş hız vektörleri ve akım çizgileri b) k-ε modelleri ile elde edilmiş hız vektörleri ve akım çizgileri c) k-ω modelleri ile elde edilmiş hız vektörleri ve akım çizgileri.....	73
Şekil 4.16 $x/L = 0.5$ 'de a) k-ε ve b) k-ω modellerinde hız ve sıcaklık dağılımları.....	75
Şekil 4.17 $x=L/2$ 'de BSL k-ω'inde elde edilmiş hız profili ve hız vektörleri.....	76
Şekil 4.18 $y/H = 0.5$ 'te birleşik taşınımında sıcaklık ve hız profillerinin karşılaştırılması a) k-ε and b) k-ω modelleri .....	77
Şekil 4.19 İki boyutlu alttan ısıtma çalışması için oluşturulan model ve sınır şartlarının atandığı bölgeler.....	79
Şekil 4.20 Ofis odasının geometrik özellikleri.....	80
Şekil 4.21 Alttan ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada, mankeni ortalamayan kesitte ( $z=1,5$ m) a) Sıcaklık, b) Hız, c) PMV, d) PPD ve e) PD dağılımları. 84	
Şekil 4.22 Radyatör ile ısıtmanın incelendiği iki boyutlu ve üç boyutlu çalışmada, mankeni ortalamayan kesitte ( $z=1,5$ m), a) Sıcaklık, b) Hız, c) Karbondioksit hacim oranı, d) PMV, e) PPD ve f) PD dağılımları. ....	89
Şekil 4.23 Alttan ısıtma ve radyatör ile ısıtma durumunda vücut parçalarının sıcaklıkları. ....	91
Şekil 4.24 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için sıcaklık dağılımları.....	96
Şekil 4.25 Alttan ısıtma, radyatör ve klima ile ısıtmanın incelendiği iki boyutlu ve üç boyutlu çalışmalarda elde edilen ortalama oda sıcaklıkları. ....	98
Şekil 4.26 Klima, radyatör ve alttan ısıtmanın kullanıldığı iki boyutlu çalışmalarda 16 farklı vücut parçasının sıcaklıkları. ....	98
Şekil 4.27 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için hız dağılımları. ....	100
Şekil 4.28 Klima ile ısıtmada dokuz farklı durum için a) ortalama sıcaklık ve b) ortalama hız değerleri.....	101
Şekil 4.29 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için PMV dağılımları. ....	102
Şekil 4.30 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için PPD dağılımları. ....	103
Şekil 4.31 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için PD dağılımları. ....	104

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 3.1 16 farklı vücut parçası için alan ve ağırlık değerleri (Tanabe ve ark. 2002) .....	44
Çizelge 3.2 16 farklı vücut parçası için kor sıcaklıkları (Tanabe ve ark. 2002) .....	45
Çizelge 3.3 Vücut parçaları üzerindeki giysilerin özellikleri (Arslanoğlu 2015, Mccullough ve ark. 1989) .....	46
Çizelge 0.1 GCI değeri ve değere ulaşmak için yapılan hesaplamalar .....	83
Çizelge 0.2 Alttan ısıtma sisteminin incelendiği durumda vücut parçaları üzerindeki sıcaklık değerleri. ....	85
Çizelge 0.3 AYI değeri ve değere ulaşmak için yapılan hesaplamalar.....	88
Çizelge 0.4 Alttan ısıtma sisteminin incelendiği durumda vücut parçaları üzerindeki sıcaklık değerleri. ....	90
Çizelge 0.5 Klima ile ısıtma çalışmasında klimadan üflenen hava için sınır şartları. ....	94
Çizelge 0.6 AYI değeri ve değere ulaşmak için yapılan hesaplamalar.....	95

## 1. GİRİŞ

Binalar çağlar boyunca değişken hava şartlarına (sıcak hava ve soğuk hava, rüzgar, yağmur, kar vb.) karşı koruma sağlamakta ve bina sakinlerine konforlu bir iç ortam sağlamaktadır. Binaların koruma kapasitesi ve becerisi ise geçmişten günümüze sürekli olarak artmış ve değişen ihtiyaçlara göre yenilenmiştir. Başlangıçta, iklimlendirme işlemi herhangi bir enerji tüketimi olmaksızın bina tasarımından elde edilen pasif soğutma ile sağlanıyordu (Samuel ve ark. 2013). Binayı yapan ve binada yaşayan kişi genelde aynı olduğu için konfora verilen önem de daha fazlaydı.

Tarih öncesi çağlardan beri, kar ve buz soğutma için kullanılmıştır. Kış aylarında buz toplama ve yaz aylarında kullanım için depolama işi, 17. yüzyılın sonlarına doğru popüler bir meslek haline gelmiştir (Nagengast 1999).

Literatürde iklimlendirmenin ardındaki ilk temel konseptin, sazların pencerelelere asıldığı ve odaların damlayan suyla nemlendirildiği eski Mısır'da uygulandığı ifade edilmektedir. Pencereden içeri giren sıcak hava, damlayan suyun buharlaşması ile soğuyarak iç ortamı serinletmiştir. Antik Roma'da, su kemerleri aynı zamanda evleri de soğutması için evlerin etrafından dolaştırılmıştır (Bahadori 1978).

1840'larda, Florida'lı mucit Dr. John Gorrie, bölgesinin önemli sorunlarından biri olan yüksek sıcaklık için bir fikir geliştirdi. Gorrie, soğutmanın sıtmaya karşı bir tedavi ve hastaları rahatlatmanın bir yolu olduğunu düşünüyordu. Ancak hastanelere soğutmayı sağlayacak olan buz kuzeyin uzak dağlarından, nehirlerden ve göllerden sağlanıyordu. Bu işlem ise pahalı bir lojistik hizmeti gerektiriyordu. Gorrie, bu zorluk ve maliyetin üstesinden gelmek için, yapay soğutma fikri üzerinde çalışmaya başladı. Çalışmalarının sonucunda su, rüzgar, buhar veya hayvan gücü ile çalışan bir kompresör kullanarak buz oluşturan bir makine tasarladı ve 1851'de bu makinenin patentini aldı. Gorrie, mali destekçisinin ölümü üzerine bu teknolojiyi pazara sunmada başarısız olmuştur fakat icadı modern klima ve soğutma için temel oluşturmuştur (Lester, 2019).

1902 yılında, ilk modern elektrikli klima ünitesi Buffalo, New York'ta Willis Carrier tarafından icat edildi. Carrier, Brooklyn, New York'taki Sackett-Wilhelms Yayıncılık Şirketi için bir dergi kapaklarının kırışması ile alakalı bir mühendislik problemini çözmek için iklimlendirme denemelerine başladı. Carrier tarafından Buffalo'da tasarlanan ve inşa edilen ilk klima, 17 Temmuz 1902'de çalışmaya başladı.

Bir dizi deneyle, Carrier, soğutma serpantini kullanarak “Apparatus for Treating Air” adını verdiği, nem kontrol eden bir sistem tasarladı. Teknolojisini test ederek ve geliştirerek, tekstil fabrikalarında havanın nemini ve sıcaklığını düzenleyen bir otomatik kontrol sistemi tasarlayarak patentini aldı.

Carrier, nem kontrolü ve iklimlendirmenin diğer birçok endüstriye fayda sağlayabileceğini fark etmişti ve sonunda Buffalo Forge'dan ayrılarak The Carrier Air Conditioning Company of America'yı kurdu.

Bu cihaz ilk olarak kamu binaları ve ardından tiyatro ve sinemalarda kullanılmaya başlandı. Başlarda boyut ve maliyeti yüksek olan bu klima yıllar içinde geliştirilmeye devam etti. Soğutma teknolojilerindeki gelişmelere rağmen, bu sistemler evler için çok büyük ve pahalıydı. Frigidaire, 1929'da evler için kullanıma uygun ilk split tip klimayı duyurdu. Fakat sistem hala ağır, pahalı ve uzaktan kontrol edilen bir yoğunlaşma ünitesine ihtiyaç duyuyordu. 1947'de gelişen teknoloji ile daha kompakt hale getirilmiş ve birçok farklı şirketin üstünde çalıştığı klimalar önemli satış rakamlarına ulaşmıştır.

20. yüzyıldan itibaren modern bina inşaat teknolojisi tanıtılmıştır. Bu yeni teknolojilerin ve çelik gibi yapı malzemelerin kullanımı daha yüksek ve daha derin binaların yapımını da mümkün kılmıştır. Yapay ışıklandırma, yalıtım malzemeleri ve havalandırma ile birlikte artık dış ortam iklim şartlarından neredeyse tamamen bağımsız yeni bir iç mekan havası oluşturulmuştur. Artan teknolojik gelişmeler ve modern binaların sayısının artması yapı endüstrisinde uzmanlaşmaya yol açmıştır. Sonuç olarak binalar yalnızca bina sakinlerinin ihtiyacı için değil çok daha geniş kapsamlı işlevler için inşa edilmeye başlanmıştır.

Günümüzde pek çok insan zamanının çoğunu kapalı mekanlarda ve paylaşılan ortak alanlarda geçirmektedir. Havalandırma sistemlerinin devreye girmesi ve buna bağlı olarak iç mekan ikliminin artan kontrolü sayesinde, insanların iç mekan havası ve iklimine olan beklentileri artmıştır. Bununla birlikte, bu beklentilerin yerine getirilmesi, bina içindeki termal konfor koşullarının dar bir aralıkla (Povl Ole Fanger 1970) sınırlı olması ve bu aralığın her birey için farklılık göstermesiyle zorlaşmaktadır. Kullanılan yaygın iklimlendirme sistemlerinin varlığına rağmen, havalandırma hakkındaki şikâyetler hâlâ önemli bir problemdir.

Akademik anlamda ısı konforu, yirminci yüzyılın başlarında, Adolf Pharo Gagge'in işyerindeki stresli durumlardan kaynaklanan belirli problemleri çözmek için yaptığı çalışmalarla doğmuştur. 1970'lerde Povl Ole Fanger ve diğer araştırmacılar, çalışmayı gerçek bir disiplin haline getirmiştir (Fabbri 2015).

Isı konforu, ısı ortamdan memnuniyeti ifade eden öznel bir ifadedir çünkü hem fizyolojik hem de psikolojik olarak, insandan insana büyük farklılıklar olduğu için, belirli bir ortamdaki tüm insanları tatmin etmek çoğu zaman mümkün değildir. Konfor için gerekli olan çevresel koşullar herkes için aynı değildir (ASHRAE Standard-55, 2004).

Termal konfora ilave olarak, iç hava kalitesi de (Indoor Air Quality - IAQ) çözülmesi gereken bir mühendislik problemi haline gelmiştir. Bu sorun, enerji tasarrufunun diğer tüm ihtiyaçların önüne geçtiği 1970'lerin başındaki enerji krizinden kaynaklandı. Bina cepheleri bu yıllardan itibaren, hava sızıntısını önlemek için kademeli olarak daha iyi yalıtılmıştır. Doğal veya lokal mekanik havalandırma sistemleri merkezi mekanik havalandırma ile değiştirildi. Bir başka önlem olarak, hava akış hızı azaltıldı. Bu önlemler farklı bir mühendislik probleminin ortaya çıkmasına sebep oldu. Düşük havalandırma kapasiteli merkezi kontrollü bir sistem, kabul edilebilir koşulların sağlanmasında yeterli olmayabilir. Bu sistemlerde temiz hava doğrudan kişiye verilemez. Dahası, doğal havalandırma yoluyla (yani, bir pencere açarak) koşulların düzeltilmesi, kapalı cephe nedeniyle artık mümkün değildir. Bunlara ek olarak, binaların giderek daha da sızdırmaz hale getirilmesi ve temiz havanın azalması sonucu, modern yapı malzemeleri, mobilya ve temizlik ürünlerinden kaynaklanan gazların iç mekandaki yoğunluğu arttı. Bunun

sonucunda havalandırma kaynaklı sağlık problemlerinde giderek artan bir oran ortaya çıktı.

Bina içerisindeki çalışanların üretkenliği ve verimliliği termal çevrenin koşullarıyla yakından ilişkilidir (Akimoto ve ark. 2010, Shin-ichi Tanabe ve ark. 2015). İyi bir iç hava kalitesine sahip çalışma ortamı, her modern ekonomide gayri safi milli hasılanın (GSMH) önemli bir bölümünün ofis binalarında çalışan insanlar tarafından kazanıldığını düşünülürse önemi daha da artacaktır.

Tasarımda temel zorluk, termal konfor ve iç hava kalitesinin önemi göz önüne alındığında, bir bina ve kişi için kabul edilebilir kapalı çevre koşullarının sağlanmasıdır. Böyle bir tasarım yaklaşımı, birey bazında, konfor odaklı tasarım gerektirirken mevcut durumda bunun zıttı, tekdüze bir tasarım anlayışı güdülmektedir.

Oda yerine oturan kişiye odaklanmak, bina iç hava akışı yapısı ile ilgili detaylı bilgi gerektirir. Hava değişim hızı, temiz hava girişi ve temiz hava konsantrasyonunu etkileyen diğer gazların miktarı gibi bilgiler, ısı konfor ve iç hava kalitesini değerlendirmek için yeterli değildir. Ayrıca iç ortam havası tek bir bölge olarak kabul edilmemelidir. Hava akışı ve buna bağlı olan tüm parametreler kontrol hacminin tamamında incelenmelidir. İç ortam hava akışı yapısının önemi hakkındaki bu bilinç göz önüne alındığında, tasarım aşamasında akış özelliklerini belirlemek ve tahmin etmek için güvenilir araçlara ihtiyaç duyulmaktadır. Bu araçlardan en önemlilerinden biri de Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği metodudur (HAD) (Nielsen 2015).

İç hava akışını belirlemek ve tahmin etmek için mevcut olan seçenekler geçmişten günümüze sürekli gelişim göstermiştir. Bu gelişimin en önemli sebebi ise bilgisayar donanım teknolojilerinin hızlı gelişim sürecidir. Bir odadaki hava akışı genellikle izotermal olmayan, türbülanslı, üç boyutlu ve zamana bağlı olarak karakterize edilir. Bu karakterizasyon ise çözülmesi gereken daha fazla denklem ve bunun sonucunda yüksek kapasiteli bilgisayar donanımları ve zaman maliyeti ihtiyacı ortaya çıkarmaktadır. Günümüzde türbülans modelleme ve akış probleminin hesaplanmasında kullanılan çözücü tekniklerindeki gelişmeler simülasyon sürecini önemli ölçüde geliştirmiştir.

Bugünkü bilgisayarlarda gün geçtikçe artan işlemci hızı ve bellek kapasitesi, havalandırma ve diğer birçok mühendislik alanında HAD kullanımını önemli ölçüde kolaylaştırmış ve yaygınlaştırmıştır. Günümüzde sayısal çözümlerdeki tolere edilebilir hatalarla birlikte deneysel olarak ölçüm yapmanın zor ve/veya bazı durumlarda imkansız olduğu alanlarda HAD metodu Nielsen'in (1974) HAD'ı kullanarak iç ortam hava akışını incelenmesi deneysel çalışmalara büyük ve cazip bir alternatif sunmuştur. HAD, kapalı hacmin her tarafında yüksek doğrulukta ve detaylı matematiksel veriler vermektedir. HAD ile oda içerisindeki ısı konfor indisleri, sıcaklık, basınç, hız, nem ve kirletici verileri ihmal edilebilir hata payları ile bulunabilmektedir.

Bu çalışmada kapalı hacimlerde farklı ısıtma sistemlerinde gerçekleşen akışlar ısı konfor dikkate alınarak incelenmiştir. Doğal, zorlanmış ve birleşik ısı transferinin meydana geldiği türbülanslı akışlar için kullanılan Fluent yazılımı literatürde var olan teyit amaçlı karşılaştırma (benchmark) çalışmaları ile doğrulanmıştır. Uygun türbülans modeli seçilerek incelenecek olan ısıtma sisteminde kullanılmıştır.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Bu bölümde, tez kapsamında araştırılan konuyla ilişkili olarak literatürde yapılmış olan nümerik çalışmalar özetlenmiştir. Kapalı hacimlerde havalandırma, radyatörle ve alttan ısıtma sistemleri ısı konfor odaklı olarak incelenmiştir. Bölüm sonunda literatürde eksik kalan konular ve bu çalışmanın literatüre katkısı vurgulanmıştır.

1950'lerden 1970'lere kadar, havacılık endüstrisi ve meteoroloji tahminlerinde HAD'ın kullanımı, HAD'ın erken gelişmesinde başlıca itici güç olmuştur ancak HAD'ın bina havalandırması gibi mühendislik problemlerinde kullanılmasıyla, son 30 yılda HAD gelişiminde ana itici güç mühendislik problemleri olmuştur. Nielsen (1973), kendi tanımı ile "muhtemelen" havalandırma çalışmalarına HAD'ı ilk uygulayan kişiydi. 1970'lerden bu yana, hem HAD'da (daha hızlı bilgisayarlar, daha hızlı sayısal yöntemler ve gelişmiş türbülans modellemesi) hem de havalandırmada (havalandırma yöntemleri ve havalandırma kontrolü) önemli gelişmeler olmuştur. Artık HAD akışkan çalışmalarının yapıldığı hemen hemen tüm disiplinlerde kullanılmaktadır. Tokyo'daki kentsel ısı adası analizi için 33 km x 33 km'lik bir alanda 5 milyar elemanlı HAD simülasyonları yapılmıştır (Ashie ve Kono 2011).

Gan (1995) çalışmasında, oda hava dağıtım sistemlerinin tasarımını optimize etmek için iç ortamı etkileyen dört önemli unsuru (hava akışı, termal konfor, hava kalitesi ve enerji kullanımı) incelemiştir. İngiltere'nin kış ve yaz şartlarına göre yaptıkları on üç farklı simülasyonda, havalandırılan bir ofiste hava hareketinin, termal konforun, kirletici dağılımın ve enerji kullanımını HAD metodu kullanarak incelemiş ve birbirleri ile kıyaslamıştır. Çalışmasının sonucunda ısıtma işlemi için en verimli hava dağıtım sisteminin soğutma için aynı etkiyi göstermediğini ifade etmiştir. Isıtma ve soğutma sisteminin ayırık olarak kullanılmasının enerji tasarrufu açısından faydalı olacağını ancak bunun fiziksel olarak çoğu zaman mümkün olmadığını ifade etmiştir. Taze havanın odanın altından yukarı doğru hareket etmesinin hem oda sakinlerine daha fazla temiz havanın ulaşmasını sağladığını hem de enerji tasarrufu için daha uygun olduğunu belirtmiştir.



Chen ve Xu (1998) buldukları dönemde HAD problemleri için önemli bir problem teşkil eden hesaplama maliyeti üzerine bir çalışma yapmıştır ve sıfır denklemi (zero-equation) türbülans modelini sundular. Standart k-ε türbülans modeli her ne kadar havalandırma çalışmalarında yaygın olarak kullanılsa da izafi olarak çok fazla bilgi işlem süresi ve yüksek işlem becerisine sahip bilgisayar ihtiyacı gerektirmektedir. Geliştirdikleri model, türbülans viskozitesinin, boyutsuz uzunluğun (length scale) ve lokal ortalama hızın bir fonksiyonu olduğunu varsaymaktadır. Bu model, kapalı hacimlerde doğal, zorlanmış ve birleşik taşınım akışlarında ve deplasmanlı havalandırmayı analiz etmek için kullanılmıştır. Sonuçları deneysel verilerle ve standart k-ε modeli ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırmış ve makul derecede uyumlu olduklarını ifade etmiştir. Geliştirdikleri sıfır denklemlili modelin çözülen denklem sayısındaki azalma sebebi ile daha az bilgisayar belleği kullandığını ve hesaplama hızının k-ε modeline göre en az on kat daha fazla olduğunu ifade etmişlerdir. Eleman sayısı ise diğer modellerin gerektirdiğinden daha az olduğu için o dönem bilgisayarlarında üç boyutlu HAD problemlerinin çözümünün çok daha kolay olacağını belirtmişlerdir.

Chung ve ark. (1998) ise yaptıkları çalışmada üfleme ve emme menfezlerinin ısıl konfora ve havalandırma verimine olan etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Türbülans modeli olarak Standart k-ε modelini kullanmışlardır. Sayısal sonuçlar için üfleme kısmında yüksek doğrulukta değerler elde ettiklerini ve çıkış bölümü için ise deneysel verilere kıyasla makul değerler elde ettiklerini ifade etmişlerdir. Üfleme ve emme menfezlerinin birbirine dik konumlandırıldığı sistemlerin paralel konumlanan sistemlere oranla daha verimli bir havalandırma sağladığını ve oda içerisine bölmeler eklemenin havalandırmaya çok büyük bir oranda etki ettiğini ifade etmişlerdir.

Xing ve ark. (2001), Oda içerisindeki termal mankenin soluma çevresi etrafında ve oda içindeki diğer bölgelerde havanın tazeliğini, değişim indeksini ve havalandırma verimliliğini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. HAD metodu ile elde ettikleri verilerin deneysel verilerle oldukça tutarlı olduğunu ifade etmişlerdir.

Birçok hastanede, bulaşıcı hatalık taşıyan hastalar için izolasyon odaları kullanılmaktadır. Bu özel odalarda, hava dağılımı ve bakteri yayılımı oda havalandırması ile yakından

ilgilidir. Shih ve ark. (2007), hareket eden bir kişinin ve otomatik bir sürgülü kapının açılıp kapanmasının hız, basınç ve kirletici parçacıklar dahil olmak üzere oda hava dağılımı üzerindeki etkisini araştırmak için HAD yöntemini kullanmıştır. Yürüyen kişinin ve sürgülü kapının hareketini simüle etmek için dinamik ağ yapısı kullanmışlardır. Sayısal sonuçlara göre, çalışmada hareketli cisimlerin odadaki hava dağılımı üzerindeki etkisi ele alınmıştır. Hız, basınç ve hava dağılımı kişi hareketinden etkilense de manken orijinal konumuna gelip durduğunda bu dağılımlar ilk haline geri dönmektedir. Ayrıca bu hareket kirletici partiküllerin üzerinde kayda değer bir etkisinin olmadığını belirtmişlerdir. Sürgülü kapının açılması ve kapanması ise basınç ve hız dağılımları üzerinde önemli etkilere sahiptir. Sürgülü kapının açılıp kapanması izolasyon odası ile dış oda arasında bir hava akışı oluşturmakta ve bu akım ani basınç değişikliklerine sebep olmaktadır. Ayrıca, belirtilen basınç farkı sayısal olarak ne olursa olsun, izolasyon odasındaki basınç değişimleri aynı eğilimlere sahiptir. Bununla birlikte, kirleticilerin, sadece açılıp kapanma esnasında oluşan basınç farkının büyüklüğünden etkilendiğini ifade etmişlerdir. Kapı kapandıktan sonra ise basınç farklılıkları kirletici hareketinde önemli bir etkiye sahip olmamaktadır. Araştırmacılar çalışmalarında ANSYS Fluent yazılımını kullanmışlardır ayrıca Standard k- $\epsilon$  türbülans modeli ve Standard duvar fonksiyonu yaklaşımını tercih etmişlerdir.

Teodosiu ve ark. (2017) oda havalandırması çalışmalarında HAD kullanımının deneysel çalışmalarla olan tutarlılığını göstermek için bir çalışma yapmıştır. Yalıtılmış bir oda oluşturup elde ettikleri hava hızı değerlerini HAD metodu ile elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında realizable k- $\epsilon$  türbülans modelini ve Güçlendirilmiş Duvar Yaklaşımı (Enhanced Wall Treatment) duvar yaklaşımını kullanmışlardır. Yapılandırılmamış ağ ile ağdan bağımsızlığa ulaşmışlardır. Bunlara ek olarak çalışmalarını üç boyutlu ve sıkıştırılmaz akış kabulüne dayanmaktadır. Bu bağlamda bu tez çalışmasına benzer özellikler barındırmakta ve çalışmalarında HAD ile elde ettikleri verilerin deneysel sonuçlarla tutarlığı olduğunu belirtmişlerdir.

Literatür incelendiğinde farklı türbülans modellerinin farklı ısı transfer mekanizmalarında verdiği sonuçların gerek deneysel verilerle gerekse literatürle ayrıntılı bir karşılaştırmasına rastlanmamıştır. Özellikle Büyük Girdap Modelleri (BGS) (Large Eddy

Simulation) ile yapılan detaylı karşılaştırmalar literatüre katkı sağlamıştır. Bununla birlikte, yazarın bilgisi dahilinde, literatürde Gagge modeli ile yapılan HAD çalışmalarında manken üzerindeki dinamik sınır şartı için oda içerisindeki ortalama hava sıcaklığının ve hızının kullanıldığı görülmüştür. Bu çalışmada ise on altı farklı vücut parçasının her birinin etrafındaki ortalama sıcaklık ve hız değerleri ayrı ayrı hesaplanmış ve model içinde kullanılmıştır. Böylece vücudun etrafında oluşan farklı sıcaklık ve hız dağılımlarına her bir vücut parçasının farklı tepkiler verebilmesi sağlanmıştır.



### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Akışın ve ısı transferinin olduğu sistemlerin tasarımı ve analizinde iki farklı yöntem söz konusudur. Bu yöntemler deney yapma ve hesaplama (Çengel ve Cimbala 2006). Hesaplama yöntemi ise kendi içinde analitik ve sayısal olarak ayrıştırılabilir. Bu çalışmada sayısal yöntem yani HAD metodu kullanılmıştır. Momentum, ısı ve kütle transferini çözebilmek için momentum, enerji ve türbülans denklemleri ticari bir yazılım olan ANSYS Fluent 18.0 vasıtası ile çözülmüştür. 19.yy başlarında türetilmiş bu kısmi diferansiyel denklemler ve yalnızca sayısal olarak çözülebilmektedir. Kullanılan ticari yazılım koenun denklemlerinin ayrıklaştırılmasında sonlu hacim metodunu kullanmaktadır.

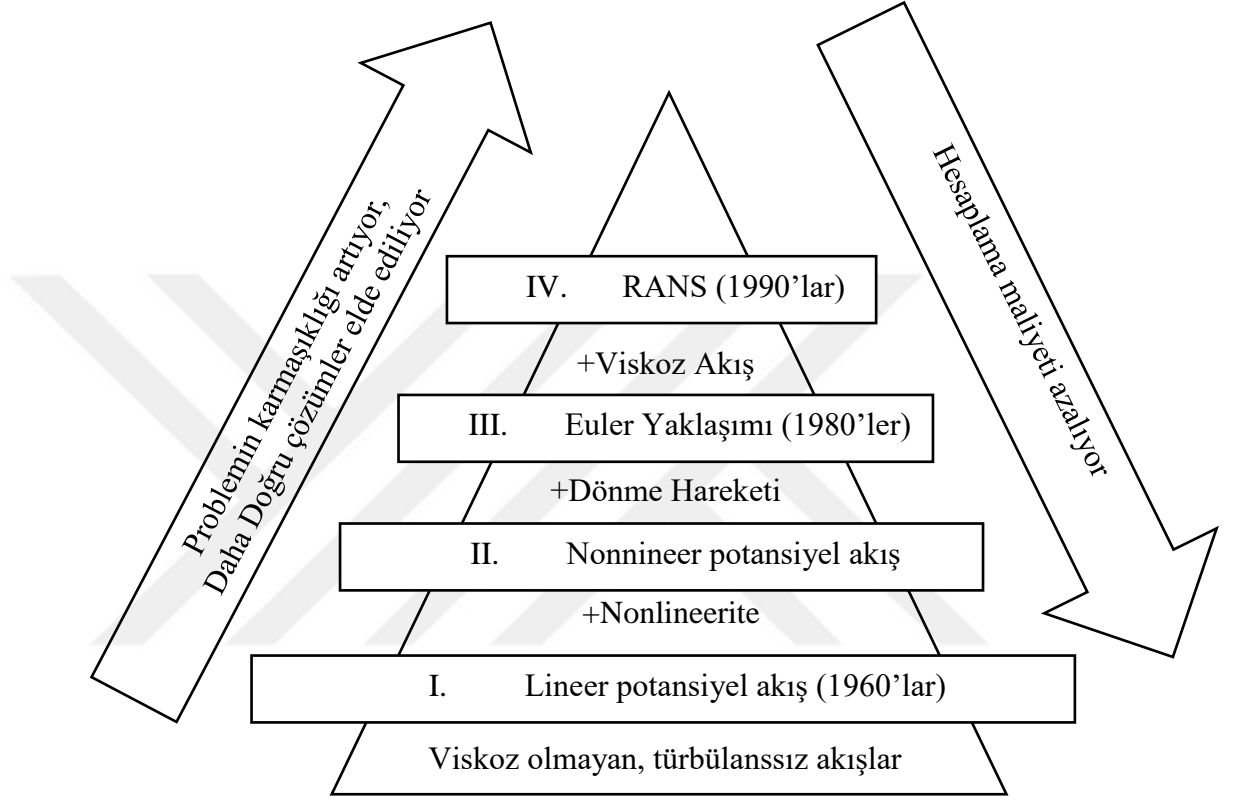
Isıl konfor değerlendirmelerini yapmak için ise gerek akademik alanda gerek uluslararası standartlarda kendine yer edinmiş olan Ortalama tahmini oy (Predicted Mean Value - PMV), ortamdaki memnun olmayanların yüzdesi (Predicted Percent Dissatisfaction - PPD) ve yüzde memnuniyetsizlik (Percent Dissatisfaction - PD) ısı konfor indeksleri incelenmiştir. Vücut sıcaklığının ise vücut içi ve çevre sıcaklığı ve ortam hızı gibi pek çok farklı parametreye göre sürekli olarak zaman içinde değiştiği bir model olarak ele alınabilmesi için geçici zaman şartında Gagge Isıl Duyarlılık Modelini (Gagge Thermal Sensation Model) (Gagge ve ark. 1941) kullanılan paket programla beraber eş zamanlı çözüm oluşturması için C programlama dilinde kodlanmıştır.

#### 3.1. HAD Tarihi

HAD tarihsel olarak öncelikle doğrusallaştırılmış denklemleri çözmek için geliştirildi. 1930'larda, bir silindirin etrafındaki akışkanın akışına uygun verileri sunabilen iki boyutlu (2B) yöntemler geliştirilmiştir (Thomson 1973).

Modern HAD'a benzeyen en eski hesaplama türlerinden biri Lewis Fry Richardson tarafından yapılan hesaplamadır, bu hesaplamalarda sonlu farklar yöntemini kullanmıştır. Önemli ölçüde başarısız olmalarına rağmen, bu hesaplamalar, Richardson'un " Weather prediction by numerical process" kitabıyla birlikte (Richardson ve Sydney 1965) modern

HAD ve sayısal meteorolojinin temelini oluşturmuştur. Bu yıllardan itibaren HAD gelişimine etki eden faktörler kronolojik olarak şekil 3.1’de gösterilmiştir. Bu yıllardan itibaren ise bilgisayarların sürekli olarak artan hesaplama kabiliyeti ile araştırmacıların HAD’a olan ilgisi artmıştır ve bu durum da HAD’ın gelişmesinde önemli bir rol oynamıştır.



**Şekil 3.1** HAD gelişimine etki eden faktörlerin kronolojik olarak gösterimi

### 3.2 Korunum Denklemleri

HAD yazılımlarının çözüm aşamasında kullandığı sürekli rejimde üç boyutlu sıkıştırılamaz akışkanlar için kartezyen koordinatlarda korunum denklemleri Denklem 3.1-3.4’de verilmiştir. HAD teorisi ile ilgili denklemler için Fluent Theory Guide (2016) Süreklilik Denklemi;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = S_m \quad (3.1)$$

Denklem 3.1 süreklilik denkleminin genel şeklidir ve sıkıştırılabilir akışların yanı sıra sıkıştırılamaz akışlar için de geçerlidir.  $S_m$  ifadesi ise kaynak terimidir.

Momentum Denklemi (Batchelor 1967);

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (3.2)$$

Denklem 3.2'de  $p$  statik basınç,  $\vec{\tau}$  ise aşağıda ifade edildiği gibi gerilme tensörüdür.  $\rho \vec{g}$  yerçekimsel kütle kuvveti,  $\vec{F}$  ise kaynak terimidir.

Gerilme tensörü;

$$\vec{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (3.3)$$

Burada ki  $\mu$ , moleküler viskozitedir,  $I$  birim tensördür ve eşitliğin sağ tarafındaki ikinci terim, hacim genişlemesinin etkisidir.

Enerji denklemi ise Denklem 3.4'te ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left( k_{eff} \nabla T - \sum h_j \vec{J}_j + \left( \vec{\tau}_{eff} \vec{v} \right) \right) + S_h \quad (3.4)$$

Denklem 3.4'te gösterilen E ifadesi,

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (3.5)$$

Şeklinde ifade edilir. h ifadesi hissedilir entalpidir ve ideal gazlar için Denklem 3.6'da olduğu gibi tanımlanır:

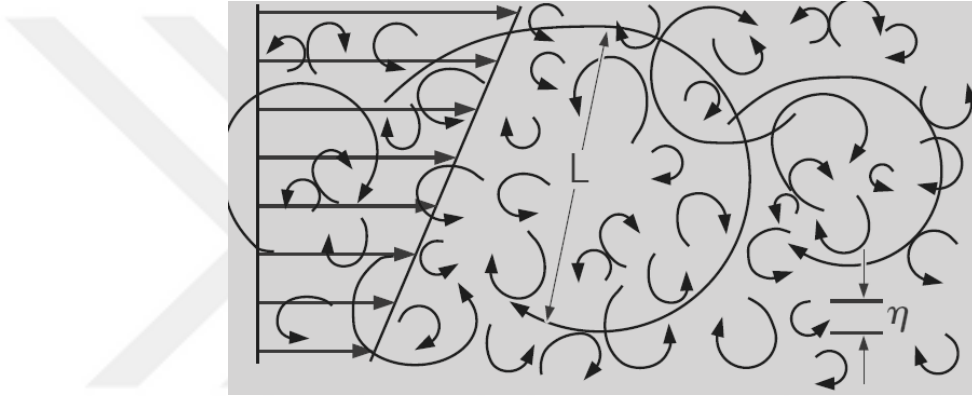
$$h = \sum Y_j h_j \quad (3.6)$$

Denklem 3.6'da gösterilen  $h_j$  ifadesi ise Denklem 3.7'de gösterilmiştir.

$$h_j = \int_{T_{ref}}^T c_{p,j} dt \quad (3.7)$$

### 3.3. Türbülans ve Türbülans Modelleme

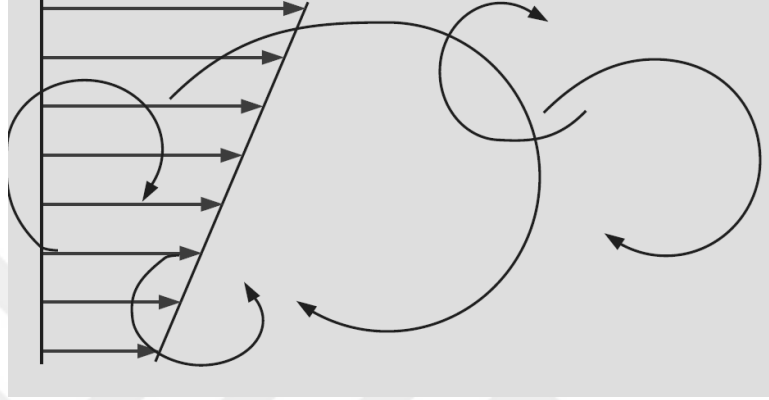
Türbülans, orta ve yüksek Reynolds sayılarında akışkanlarda gözlenen üç boyutlu, kararsız ve rastgele harekettir. Ayrıca türbülansın bu özellikleri sürekli olarak daimi değildir ve üç boyutludur. Bu sebeple türbülanslı akışların çözümü laminer akışlara göre çok daha zordur. Şekil 3.2’de bir akış alanı içindeki en büyüğünden ( $L$ ) en küçüğüne ( $\eta$ ) kadar girdaplar şematize edilmiştir.



**Şekil 3.2** Doğrudan sayısal simülasyon (DSS) modeliyle modellenen büyük ve küçük ölçekli girdaplar (Çengel ve Cimbala 2006)

Türbülanslı bir akışta tüm farklı ölçeklerde akışın özelliklerini nümerik olarak çözebilmek için araştırmacılar Doğrudan Sayısal Simülasyon (Direct Numerical Simulation - DSS) metodunu geliştirmiştir. Bu metot ile akış içindeki farklı ölçeklerdeki girdaplar çözülebilmekte fakat bu çözümün büyük bir hesaplama maliyeti olmaktadır. DSS çözümleri için üç boyutlu ve çok sık ağ yapıları gerekmektedir. Bu tarz çözümler şu an kullanılan daha az hesaplama maliyeti gerektiren Reynolds Ortalamalı Navier Stokes (RONS) (Reynolds Averaged Navier Stokes Equations - RANS) modelleri için dahi yüksek performanslı işlem kabiliyetine sahip bilgisayarlar gerektirmektedir. Bunun yanı sıra Reynolds sayısı arttıkça girdaplar ve aralarındaki ölçek farkı önemli ölçüde artmakta bu durum DSS çözümlerini mevcut donanım kabiliyeti seviyesinde uygulanabilir olmaktan çıkarmaktadır.

Bu probleme bağılı olarak araştırmacılar Büyük Girdap Simülasyonu (BGS) (Large Eddy Simulation - BGS) adını verdikleri yeni bir yöntem geliştirdiler. BGS, DSS'ten farklı olarak olarak Şekil 3.3'te gösterilen büyük ölçekli girdapların çözümünü yaparken küçük ölçekli girdapları ise modeller. Bu sebeple daha az hesaplama maliyeti gerektirir fakat yine de gerektirdiği donanım ve zaman maliyeti çok yüksektir.



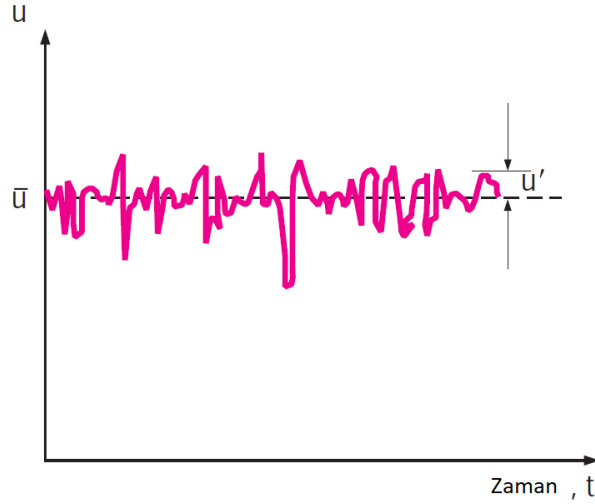
**Şekil 3.3** BGS simülasyonunda modellenen büyük ölçekli girdaplar (Çengel ve Cimbalı 2006)

Tüm bu hesaplama maliyetleri çoğu zaman ve çoğu problem için uygulanabilir olma niteliğini sağlayamamaktadır. Bu sebeple çoğu HAD uygulamasında RONS yaklaşımıyla türbülans modelleri kullanılmaktadır. Türbülans modelleri, büyük veya küçük ölçekte hiçbir girdabı doğrudan çözmez bunun yerine tüm girdapları modeller.

Tek bir türbülans modelinin diğer modellere göre tüm problem türleri için üstün olarak nitelendirilmesi bugün için maalesef mümkün değildir. Türbülans modelinin seçimi, akışın fiziği, çözülmek istenen problemin türü, gerekli doğruluk seviyesi, mevcut hesaplama kaynakları ve simülasyon için gerekli zaman miktarı gibi hususlara bağlıdır. Her bir türbülans modelinin kendine göre farklı yetenekleri ve limitleri vardır.

RONS modelleri akışı ve akışta oluşan dalgalanmaların özelliklerini inceler. Reynolds ortalamalı eşitliklerde karşımıza ekstra terimler çıkar. RONS modelinde, Navier Stokes denklemlerine ilave çözüm değişkenleri (zaman ortalamalı) olarak Şekil 3.4'te gösterilen ortalama ve dalgalanma hız bileşenleri eklenir.





**Şekil 3.4** Hızın zamana bağlı dalgalanması ve ortalama çalkantı terimlerinin şematik gösterimi (Çengel ve Cimbala 2006)

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (3.8)$$

Burada  $\bar{u}_i$  ve  $u_i'$  ortalama hız ve çalkantıdır. Basınç ve diğer skaler birimler için ise Denklem 3.9'da ki ifade kullanılır.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.9)$$

Bu ifadeler süreklilik ve momentum denklemlerine aktarıldıklarında sırasıyla Denklem 3.10 ve 3.11'de gösterildiği gibi elde edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3.10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (3.11)$$

Yukarıdaki eşitlik RONS denklemleri olarak ifade edilir. Buradaki ekstra Reynolds gerilmesi,  $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ , terimlerinin modellenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada türbülans modelleri olarak iki denklemlili türbülans modelleri şeklinde ifade edilen  $\epsilon$  modelleri:

- Standard k- $\epsilon$ ,
  - RNG k- $\epsilon$  (Renormalizasyon Grubu Teorisi Tekniği- Renormalization Group Technique),
  - Realizable k- $\epsilon$ ,
- ve  $\omega$  modelleri:
- Standard k- $\omega$ ,
  - SST k- $\omega$  (Kayma Gerilmesi Transportu-Shear Stress Transport),
  - BSL k- $\omega$  (Baz Model-Baseline)

kullanılmıştır. İki denklemliler modeller hesaplama maliyeti açısından DSS, BGS gibi modellere karşılık daha kullanışlıdır.

### 3.3.1 k- $\epsilon$ Türbülans Modelleri

İki denklemliler modeller, endüstriyel HAD'da tarihsel olarak en yaygın kullanılan türbülans modelleridir. İki transport denklemini çözerler ve Girdap viskozitesi (Eddy Viscosity) yaklaşımını kullanarak Reynolds gerilmelerini modellerler. ANSYS Fluent'teki Standart k- $\epsilon$  modeli bu yaklaşımı kullanır ve Launder ve Spalding (1974) tarafından önerildiğinden beri hesaplamalı akışkanlar dinamiği uygulamalarında kullanılan modeller arasında en çok kullanılan model olmuştur. Çeşitli türbülanslı akışlar için kararlılığı, ekonomikliği ve makul orandaki doğruluğu, endüstri ve akademide bu yaygın kullanımının sebepleridir.

k- $\epsilon$  modellerinin dezavantajları ise, diğer modellere göre ters basınç gradyanları ve sınır tabakası ayrılmasında sonuçların makul değerlere daha uzak olmasındır. Bu modeller gözlemlere göre genellikle gecikmeli ve daha zayıf bir ayrılma ngrrliler. Bu durumda, pürüzsüz yüzeylerden (aerodinamik gövdeler, difüzörler vb.) ayrılan akışlar için aşırı iyimser tasarım değerlendirmeleriyle sonuçlanabilmektedir. Bu nedenle k- $\epsilon$  modelleri dış aerodinamikte yaygın olarak kullanılmaz. Bu alışma da ise benzer tasarım zorluklarına rastlanmamaktadır ve bu dezavantajın çalışmada elde edilen sonuçlara kayda değer bir etkisinin olmadığı görülmüştür.

## k-ε Modeli

Standart k-ε modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans yayılım oranı (ε) transport denklemlerine dayanan bir modeldir (Launder ve Spalding 1972). Türbülans kinetik enerjisi için olan transport denklemi, tam denklemden türetilirken, türbülans yayılım oranı, fiziksel muhakeme kullanılarak elde edilmiştir ve matematiksel olarak kesin karşılığı ile benzerlik göstermemektedir.

Türbülans kinetik enerjisi ve yayılım oranı için elde edilen transport denklemleri sırasıyla Denklem 3.12 ve 13'te gösterilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{u_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu_t + \frac{u_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (3.13)$$

Bu denklemlerde,  $G_k$ , hesaplanan ortalama hız gradyanlarına bağlı olarak türbülans kinetik enerji üretimini ifade eder.  $G_b$ , kaldırma etkilerine bağlı türbülans kinetik enerjisi üretimidir.  $Y_M$ , sıkıştırılabilir türbülanslı akışta dalgalı dilatasyonun toplam yayılım hızına etkisini gösterir.  $C_{1\varepsilon}$  ve  $C_{2\varepsilon}$  ise sabittir.  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$ , sırasıyla k ve ε için türbülanslı Prandtl sayılarıdır.  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$  kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.

Türbülans viskozitesi ise Denklem 3.14'da ifade edilmiştir:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.14)$$

$C_\mu$  sabit bir değerdir. Model sabitlerinin değerleri aşağıda ifade edilmiştir:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44,$$

$$C_{2\varepsilon} = 1,92,$$

$$C_\mu = 0,09,$$

$$\sigma_k = 1,0,$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,3.$$

Bu değerler pek çok deneysel çalışmanın tetkik edilmesiyle elde edilmiştir ve pek çok farklı uygulama alanı için önemli doğrulukta çalışmaktadır.

RNG k-ε Modeli:

RNG k-ε modeli, renormalizasyon grubu teorisi denilen istatistiksel bir teknik kullanılarak elde edildi (Yakhot ve Orszag 1992). Standart k-ε modeline benzer, fakat üstünde bir takım iyileştirmeler yapılmıştır. RNG k-ε modelinde, türbülans yayılım hızı (ε) denkleminde, hızla uzayan akışların doğruluğunu artıran ek bir terim vardır. RNG teorisi, türbülanslı Prandtl sayısı için analitik bir formül sağlarken, standart k-ε modeli kullanıcı tarafından belirlenen sabit değerleri kullanır.

Standart k-ε modeli yüksek Reynolds sayılarında kullanılan bir modeldir fakat RNG teorisi düşük Reynolds sayılarındaki etkileri gösteren efektif viskozite için analitik olarak türetilmiş bir diferansiyel formül sunmaktadır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{u_j}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon + S_\varepsilon \quad (3.16)$$

Denklem 3.15 ve 16'daki ifadeler Standard k-ε modeli ile aynı olmakla beraber  $\alpha_k$  k için ters etkili Prandtl sayısını,  $\alpha_\varepsilon$  ise ε için ters etkili Prandtl sayısını ifade eder.  $R_\varepsilon$  ise kaynak terime bağlı bir ifadedir.

Denklem 3.17, girdap modifikasyonu, türbülanslı ve buna bağlı olarak dönüşlü akışın, efektif Reynolds sayısına göre nasıl değiştiğine dair doğru bir açıklama elde etmek için entegre edilmiştir; bu ifade, modelin düşük Reynolds sayılarında ve duvara yakın olan akışlarda daha makul üzümlerin elde edilmesini sağlar.

$$d\left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon\mu}}\right) = 1.72 \frac{\hat{v}}{\sqrt{\hat{v}^3 - 1 + C_v}} d\hat{v} \quad (3.17)$$

$$\hat{v} = \frac{\mu_{eff}}{\mu} \quad (3.18)$$

$$C_v \approx 100$$

Türbülans viskozitesi Denklem 3.15'te gösterildiği gibi hesaplanmaktadır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.19)$$

Burada  $C_\mu = 0.0845$ 'dir ve RNG teorisinden türetilmiştir. Daha önce Standard k- $\varepsilon$  modelinde bu değer deneysel verilerden yola çıkarak 0.09 şeklinde ifade edildiği belirtilmişti. İki değer farklı yaklaşımlarla türetilmelerine rağmen birbirine yakın olması şaşırtıcıdır.

Türbülanstaki dönme etkisi, dönen akışlarda doğruluğunun artması için RNG modeline dahil edilmiştir. Bu işlem türbülans viskozitesi denkleminin modifiye edilmesi ile sağlanmıştır:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\varepsilon}\right) \quad (3.20)$$

Burada,  $\mu_{t0}$ , türbülans viskozitesi kullanılarak girdap modifikasyonu olmadan hesaplanan türbülans viskozitesinin değeridir.  $\Omega$ , ANSYS Fluent içinde değerlendirilen karakteristik bir girdap sayısıdır ve  $\alpha_s$ , akışta dönüşlerin baskın olduğu veya sadece hafif dönüşlerin olduğu durumlara bağlı olarak farklı değerler alan girdap girdap sabitidir. Hafif dönüşlerin olduğu durumlarda  $\alpha_s = 0,07$  olurken güçlü dönüşlerde bu ifade daha yüksek değerler alabilir.

Ters etkili Parandtl sayıları olan  $\alpha_k$  ve  $\alpha_\varepsilon$  RNG teorisinden analitik olarak türetilmiş olan Denklem 3.21 ile elde edilir:

$$\left| \frac{a-1,3929}{a_0-1,3929} \right|^{0,6321} \left| \frac{a+2,3929}{a_0+2,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (3.21)$$

Burada  $a_0=1,0$ 'dır. Yüksek Reynolds sayılarında  $\left( \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \ll 1 \right)$ ,  $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$  olur.

RNG k- $\varepsilon$  modelinin model sabitleri ise:

$$C_{1\varepsilon}=1,42,$$

$$C_{2\varepsilon}=1,68 \text{ 'dir.}$$

Realizable k- $\varepsilon$  Modeli:

Realizable k- $\varepsilon$  modelinin Standard k- $\varepsilon$  modelinden iki önemli farkı vardır, bunlar:

- Realizable k-  $\varepsilon$  türbülans modeli, türbülans viskozitesini farklı bir formülle ifade eder.
- $\varepsilon$  transport denklemi, türbülans dalgalanmasının ortalama karekök metodu ile türetilmiştir.

“Realizable” terimi bu türbülans modelinin Reynolds gerilmelerindeki matematiksel kısıtlamaları sağladığını ve türbülanslı akışın fiziği ile uyumlu olduğunu ifade eder.

Sırasıyla k ve  $\varepsilon$  için transport denklemleri Denklem 3.22 ve 23'te ifade edilmiştir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{u_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.22)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{u_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (3.23)$$

$$C_1 = \max \left[ 0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (3.24)$$

$$\eta = Sk / \varepsilon, \quad (3.25)$$

Bu denklemlerde,  $G_k$ , ortalama hız gradyanlarına bağlı olarak türbülans kinetik enerjisi üretimini ifade eder.  $G_b$ , kaldırma etkileri nedeniyle oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimidir.  $Y_M$  dalgalanan dilatasyonun sıkıştırılmaz türbülansın toplam yayılım oranına etkisini gösterir.  $C_2$  ve  $C_{1\varepsilon}$  sabittir.  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$ , sırasıyla k ve  $\varepsilon$  için türbülans Prandtl sayılarıdır.  $S_k$  ve  $S_\varepsilon$ , kullanıcı tanımlı kaynak terimleridir.

$$C_2 = 1,0$$

Türbülans viskozitesi Standard ve RNG k- $\varepsilon$ 'da olduğu gibi hesaplanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Fakat  $C_\mu$  diğer iki modelde olduğu gibi sabit değildir:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{U^* k}{\varepsilon}} \quad (3.26)$$

Bu ifadede  $U^*$ :

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.27)$$

Ayrıca denklemin diğer bileşenleri:

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (3.28)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (3.29)$$

$$A_0 = 4.04$$

$$A_S = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.30)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (3.31)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (3.32)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.33)$$

Şeklinde ifade edilir. Bundan hareketle  $C_\mu$ 'nin ortalama uzamanın, dönme hızının, sistemin dönme hareketinin açısal hızının ve türbülans bileşenlerinin ( $k$  ve  $\varepsilon$ ) bir fonksiyonu olduğu görülebilir.

Realizable k- $\varepsilon$  için model sabitleri:

$$C_{1\varepsilon} = 1,44,$$

$$C_2 = 1,9,$$

$$\sigma_k = 1,0,$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,2 \text{ 'dir.}$$

k- $\varepsilon$  Modellerinde Türbülans Üretiminin Modellenmesi:

Türbülans kinetik enerji üretimini temsil eden  $G_k$  terimi, Standard, RNG ve Realizable k- $\varepsilon$  modelleri için aynı şekilde modellenmiştir.

$$G_k = \rho \mu_i \mu_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.34)$$

$G_k$ 'nın Boussinesq hipotezi ile tutarlı bir şekilde değerlendirilmesi için:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.35)$$

$S$ , denklem 3.36'de tanımlanmıştır:

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (3.36)$$



k-ε Modellerinde Kaldırma Etkileri:

Yerçekimi alanı ve sıcaklık gradyanı aynı anda mevcut olduğunda, ANSYS Fluent'teki k-ε modelleri kaldırma etkileri sebebiyle oluşan türbülans üretimini ( $G_b$ ) aşağıdaki şekilde ifade eder:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.37)$$

$Pr_t$  enerji için türbülanslı Prandtl sayısıdır ve  $g_i$  yerçekimi ivmesi bileşenini ve hangi doğrultuda olduğunu ifade eder. Standard ve Realizable k-ε modelleri için  $Pr_t = 0.85$  olarak tanımlanır. RNG k-ε modeli için ise  $Pr_t = 1/a$  şeklinde ifade edilir.

Isıl genleşme katsayısı  $\beta$  :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (3.38)$$

Şeklinde ifade edilir. İdeal gazlar için ise  $G_b$  ifadesi aşağıda gösterilmiştir:

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho Pr_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (3.39)$$

Kaldırma etkilerinden etkilenme derecesi  $C_{3\epsilon}$  sabiti ile belirlenir.  $C_{3\epsilon}$  kullanılan yazılım içinde belirtilmemiş, bunun yerine hesaplanmıştır (Henkes ve ark. 1991):

$$C_{3\epsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (3.40)$$

Yukarıdaki denklemde  $v$ , yerçekimi ivmesine paralel,  $u$  ise yerçekimi ivmesine dik akış hızının bileşenidir. Bu şekilde,  $C_{3\epsilon}$ , ana akış yönünün yerçekimi yönüyle aynı hizada olduğu yüzer kayma tabakaları için 1 olacaktır. Yerçekimi vektörüne dik yüzer kayma tabakası için  $C_{3\epsilon}$  sıfır olacaktır.

k-ε Modellerinde Konvektif Isı ve Kütle Transferinin Modellemesi:

ANSYS Fluent'te türbülanslı ısı transferi, Reynolds'un türbülanslı momentum transferi benzetimi konseptinden modellenmiştir. "Modellenmiş" enerji denklemi Denklem 3.41'de ifade edilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i (T_{ij})_{eff} \right) + S_h \quad (3.41)$$

$E$  ifadesi toplam enerjii,  $k_{eff}$  ise efektif ısı iletimini ve  $(T_{ij})_{eff}$  deviatorik gerilme tensörünü ifade eder.  $(T_{ij})_{eff}$  yalnızca yoğunluk bazlı çözücülerde çözülür, basınç tabanlı çözücülerde ise çözülmez. Bu çalışmada çözücüler basınç tabanlıdır ve ifade yok sayılmıştır.

Standard ve Realizable k- $\epsilon$  modelleri için,  $k_{eff}$  :

$$k_{eff} = k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (3.42)$$

RNG k- $\epsilon$  modeli için ise:

$$k_{eff} = ac_p \mu_{eff} \quad (3.43)$$

Şeklinde ifade edilir.

### 3.3.2 k- $\omega$ Türbülans Modelleri

Çalışmada  $\omega$  modellerinden Standard (Wilcox 1998), Baseline (BSL) (F. R. Menter 1994), Shear-Stress Transport (SST) (F. R. Menter 1994) k- $\omega$  modelleri incelenmiştir. Her üç model de k ve  $\omega$  için benzer transport denklemlerine sahiptir.

Standard k- $\omega$  Modeli:

ANSYS Fluent'teki Standard k- $\omega$  modeli, düşük Reynolds sayıları etkileri, sıkıştırılabilirlik ve kayma akışı yayınımları için bir takım modifikasyonlar içeren Wilcox'un k- $\omega$  modeline (Wilcox 1998) dayanmaktadır.

Wilcox modelinin dezavantajı ise, kayma tabakasının dışında k ve  $\omega$  değerlerinde görülen hassasiyettir. Bu hassasiyet daha sonra yapılan araştırmalar ve sonucundaki modifikasyonlarla bir miktar aşılmaya çalışılmıştır (Florian R. Menter 2009). Standart k- $\omega$  modeli, türbülans kinetik enerjisi (k) ve spesifik yayınım oranı ( $\omega$ ) için oluşturulmuş olan transport denklemlerine dayanan, deneysel bir modeldir. Bu model yıllar içinde pek çok defa modifiye edilmiştir. Bu tezde kullanılan yazılımda var olan ifadeler verilecektir.

Türbülans kinetik enerjisi ve spesifik yayınım oranı sırasıyla Denklem 3.44 ve 3.45'teki transport denklemlerinden elde edilmektedir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.44)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (3.45)$$

$G_k$ , ifadesi ortalama hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerjisi üretimini,  $G_\omega$  ise  $\omega$  üretimini ifade eder.  $\Gamma_k$  ve  $\Gamma_\omega$  sırasıyla k ve  $\omega$  için efektif difüzyiviteyi ifade eder.  $Y_k$  ve  $Y_\omega$  ise türbülansa bağlı olarak sırasıyla k ve  $\omega$  için yayınımları ifade eder.  $S_k$  ve  $S_\omega$  kaynak terimlerdir.

k- $\omega$  modelinde efektif difüzyivite k ve  $\omega$  için Denklem 3.46 ve 3.47'de ifade edilmiştir:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.46)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.47)$$

Bu denklemlerde  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\omega$  sırasıyla  $k$  ve  $\omega$  için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Türbülans viskozitesi,  $\mu_t$ ,  $k$  ve  $\omega$  için Denklem 3.48'deki gibi ortak eşitlikle elde edilir:

$$\mu_t = a^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (3.48)$$

$a^*$  katsayısı, türbülans viskozitesini düşürerek düşük Reynolds sayısının düzeltilmesini sağlar.

$$a^* = a_\infty^* \left( \frac{a_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (3.49)$$

$$\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (3.50)$$

$$R_k = 6$$

$$a_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (3.51)$$

$$\beta_i = 0.072$$

$k$ - $\omega$  modelinde yükek Reynolds sayılarının söz konusu olduğu durumlarda  $a^* = a_\infty^* = 1$ 'dir.  $k$  için türbülans üretimi,  $G_k$ , Denklem 3.52'de olduğu gibi ifade edilir:

$$G_k = -\rho \overline{\mu_i \mu_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (3.52)$$

$G_k$ 'nın Boussinesq hipotezi ile tutarlı bir şekilde değerlendirilmesi için ifade Denklem 3.52'teki yapıya dönüşür:

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.53)$$

Yukarıdaki ifadede  $S$ ,  $k$ - $\varepsilon$  modeli ile aynı şekilde tanımlanan ortalama gerilme tensörü modülüdür.

$\omega$  için türbülans üretimi,  $G_\omega$ , Denklem 3.54'te ifade edilmiştir:

$$G_\omega = a \frac{\omega}{k} G_k \quad (3.54)$$

$$a = \frac{a_\infty}{a^*} \left( \frac{a_0 + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right) \quad (3.55)$$

Yukarıdaki denklemde  $R_\omega = 2.95.a^*$  şeklinde tanımlanır.  $Re_t$  ise aynı şekilde  $Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$  hesaplanır.

$k$ 'nın yayınımlı Denklem 3.56'da gösterilmiştir:

$$Y_k = \rho \beta f_\beta^* k \omega \quad (3.56)$$

$$f_\beta^* = \begin{cases} 1 & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2} & \chi_k > 0 \end{cases} \quad (3.57)$$

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.58)$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (3.59)$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left( \frac{4/15 + (Re_t / R_\beta)^4}{1 + (Re_t / R_\beta)} \right) \quad (3.60)$$

$$\zeta^* = 1.5$$

$$R_\beta = 8$$

$$\beta_\infty^* = 0.09$$

$\omega$ 'nın yayınımlı Denklem 3.61'de olduğu gibi hesaplanır:

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (3.61)$$

$$f_\beta = \frac{1+70\chi_\omega}{1+80\chi_\omega} \quad (3.62)$$

$$\chi_\omega = \frac{\left| \Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki} \right|}{\left( \beta_\infty^* \omega \right)^3} \quad (3.63)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.64)$$

$$\beta = \beta_i \left[ 1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (3.65)$$

$F(M_t)$  sıkıştırılabilirlik fonksiyonudur ve Denklem 3.66'da ifade edilmiştir:

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases} \quad (3.66)$$

$$M_t^2 \equiv \frac{2k}{a^2} \quad (3.67)$$

$$M_{t0} = 0.25 \quad (3.68)$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (3.69)$$

Standard k- $\omega$  türbülans modelinin model sabitleri ise aşağıda gösterilmiştir:

$$a_\infty^* = 1,$$

$$a_\infty = 0.52,$$

$$a_0 = \frac{1}{9},$$

$$\beta_\infty^* = 0.09,$$

$$\beta_i = 0.072,$$

$$R_\beta = 8,$$

$$R_k = 6,$$

$$R_\omega = 2.95,$$

$$\zeta^* = 1.5,$$

$$M_{t0} = 0.25,$$

$$\sigma_k = 2.0,$$

$$\sigma_\omega = 2.0$$

Baseline (BSL) k- $\omega$  Modeli:

Wilcox'un Standard k- $\omega$  modeliyle ilgili temel sorun, serbest akış koşullarındaki güçlü hassasiyettir. BSL modeli, Menter tarafından k- $\omega$  modelinin duvara yakın bölgedeki sağlam ve doğru formülasyonu ile k- $\epsilon$  modelinin cidardan uzak alandaki serbest akışın kararlı çözümünü harmanlamak için geliştirilmiştir (F. R. Menter 1994). Harmanlama fonksiyonu cidara yakın bölgede k- $\omega$  modelini aktifleştirmesi için bir, cidardan uzakta ise modifiye edilmiş k- $\epsilon$  modelini aktifleştirmesi için de sıfır olarak tasarlanmıştır.

BSL k- $\omega$  türbülans modeli için transport denklemleri Denklem 3.70 ve 3.71'de ifade edilmiştir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.70)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.71)$$

$G_k$ , Standard k- $\omega$  modelinde olduğu gibi türbülans kinetik enerjisi üretimini ifade eder ve aynı yolla hesaplanır,  $G_\omega$  ise  $\omega$  üretimini ifade eder.  $\Gamma_k$  ve  $\Gamma_\omega$  sırasıyla k ve  $\omega$  için efektif difüzyon katsayısını ifade eder.  $Y_k$  ve  $Y_\omega$  ise türbülansa bağlı olarak sırasıyla k ve  $\omega$  için yayılımı ifade eder.  $S_k$  ve  $S_\omega$  kaynak terimlerdir.  $D_\omega$  ise çapraz difüzyon terimidir.

k- $\omega$  modelinde efektif difüzyon katsayısı k ve  $\omega$  için sırasıyla Denklem 3.72 ve 3.73'te gösterilmiştir:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.72)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.73)$$

Bu denklemlerde  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\omega$  sırasıyla k ve  $\omega$  için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. Türbülans

viskozitesi ise Standard modelde olduğu gibi  $\mu_t = a^* \frac{\rho k}{\omega}$  formülü ile ifade edilir.

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k,1} + (1 - F_1) / \sigma_{k,2}} \quad (3.74)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}} \quad (3.75)$$

Harmanlama fonksiyonu,  $F_1$ , Denklem 3.76'da olduğu gibi ifade edilir:

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (3.76)$$

$$\phi_1 = \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{py^2\omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (3.77)$$

$$D_\omega^+ = \max \left[ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.78)$$

$G_\omega$  ise Denklem 3.79'da gösterildiği gibi hesaplanır:

$$G_\omega = \frac{aa^*}{v_t} G_k \quad (3.79)$$

$$a_\infty = F_1 a_{\infty,1} + (1 - F_1) a_{\infty,2} \quad (3.80)$$

$$a_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (3.81)$$

$$a_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_\infty^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2} \sqrt{\beta_\infty^*}} \quad (3.82)$$

$a$  terimi denklem 3.55'te ifade edilmiştir.  $\kappa$ 'nın değeri 0.41'dir.  $k$ 'nın yayınıcı,  $Y_k$ , ifadesi, türbülans kinetik enerjisinin yayınıcıını temsil eder ve Standard k- $\omega$  modelinde olduğu gibi benzer bir şekilde tanımlanır. Aralarındaki fark ise  $f_\beta^*$  teriminden kaynaklanır. Bu terim Standard k- $\omega$  modelinde parçalı fonksiyon olarak tanımlanırken BSL k- $\omega$  modelinde sabit değer alır ve değeri 1'e eşittir. Bu sebeple  $Y_k$  aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (3.83)$$



$\omega$ 'nın yayılımını da Standard k- $\omega$  modeli ile benzerdir. İkisi arasındaki fark ise  $\beta_i$  ve  $f_\beta$  terimlerinden kaynaklanır. BSL modelinde  $\beta_i$  sabit değilken  $f_\beta$  ise sabittir. Bu durum Standard model de tam tersidir. Bu sebeple ifade Denklem 3.84'te olduğu gibi değişir:

$$Y_\omega = \rho\beta_i\omega^2 \quad (3.84)$$

$$\beta_i = F_i\beta_{i,1} + (1-F_1)\beta_{i,2} \quad (3.85)$$

$$F_1 = \tanh(\phi_1^4) \quad (3.86)$$

BSL modeli Standard k- $\omega$  ve Standard k- $\varepsilon$  modellerinin harmanlanması ile oluşturulması çapraz difüzyon teriminin,  $D_w$ , ortaya çıkmasına sebep olduğu ifade edilmişti.  $D_w$  Denklem 3.87'de ifade edilmiştir:

$$D_w = 2(1-F_1)\rho \frac{1}{\omega\sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.87)$$

BSL k- $\varepsilon$  türbülans modelinin model sabitleri aşağıda ifade edilmiştir:

$$\sigma_{k,1} = 2.0,$$

$$\sigma_{\omega,1} = 2.0,$$

$$\sigma_{k,2} = 1.0,$$

$$\sigma_{\omega,2} = 1.168,$$

$$\beta_{i,1} = 0.075,$$

$$\beta_{i,2} = 0.0828$$

Shear-Stress Transport (SST) k- $\omega$  Modeli:

SST k- $\omega$  modeli, BSL k- $\omega$  modelinin tüm geliştirmelerini içerir ve ek olarak, türbülans viskozitesinin hesabında türbülans kayma gerilmesini de hesaba katar (F. R. Menter 1994). BSL k- $\omega$  modeli, Wilcox'un Standard k- $\omega$  modeli ve k- $\varepsilon$  modelinin avantajlarını birleştirir, ancak yine de düzgün yüzeylerden gelen akıştaki ayrılmanın başlangıcını ve miktarını düzgün bir şekilde tahmin edememektedir. Bunun sebebi, her iki modelin de türbülanslı kayma gerilmesinin taşınmasını hesaba katmamasıdır. Bu durum, türbülans

viskozitesinin olduğunun üzerinde değerlerde hesaplanmasına yol açar. Uygun taşıma davranışı, türbülans viskozitesinin denklemine eklenen sınırlayıcı bir ifade ile Denklem 3.88 de olduğu gibi elde edilebilir:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{a^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (3.88)$$

Bu denklemde  $S$  uzama oranı,  $F_2$  harmanlama fonksiyonudur.

$$a^* = a_\infty^* \left( \frac{a_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (3.89)$$

$$F_2 = \tanh(\phi_2^2) \quad (3.90)$$

$$\phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y h^2} \omega \right] \quad (3.91)$$

Bu ifadede  $y$  bir sonraki yüzeye olan mesafedir.

SST k- $\omega$  türbülans modelinin model sabitleri aşağıda ifade edilmiştir:

$$\sigma_{k,1} = 1.176,$$

$$\sigma_{\omega,1} = 2.0,$$

$$\sigma_{k,2} = 1.0,$$

$$\sigma_{\omega,2} = 1.168$$

$$a_1 = 0.31,$$

$$\beta_{i,1} = 0.075,$$

$$\beta_{i,2} = 0.0828$$

Diğer sabitler ise Standard k- $\omega$  modeli ile aynıdır.

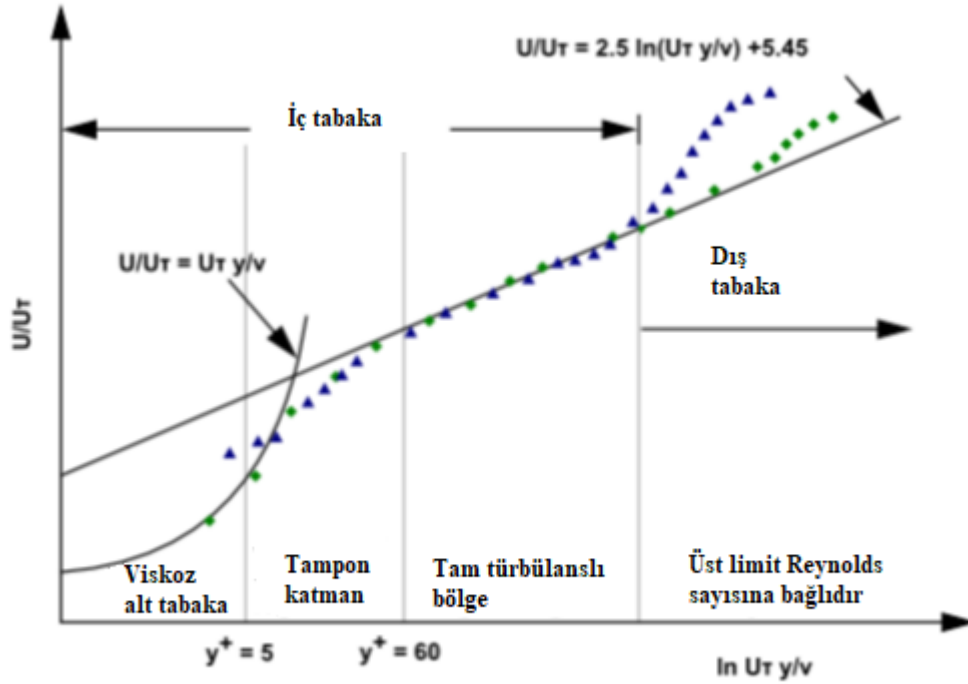
### 3.4. Yakın Duvar Yaklaşımı

Türbülanslı akışlar cidarlardan önemli bir biçimde etkilenir. Bunun sebebi cidarda meydana gelen kaymama koşulunun hız alanını etkilemesidir. Ayrıca türbülans da cidarların varlığından dolayı değişir ve bu değişimi çözmek zordur. Kaymama koşulundan dolayı, cidar bölgesinde, viskoz sönümlenme teğet hız dalgalanmalarını azaltırken kinematik bloklama normal dalgalanmaları azaltır.

Duvarın çok yakınında, viskoz sönümlenme teğet hız dalgalanmalarını azaltırken kinematik bloklama normal dalgalanmaları azaltır. Bununla birlikte, duvara yakın bölgenin dış kısmına doğru, türbülans, ortalama hızdaki büyük gradyanlar nedeniyle türbülans kinetik enerjisinin üretilmesiyle hızla artar. Duvar bölgesinin üst katmanında, hız gradyanları büyüdüğü için türbülans kinetik enerjisi üretimi artar ve bu da sonuç olarak türbülansı artırır.

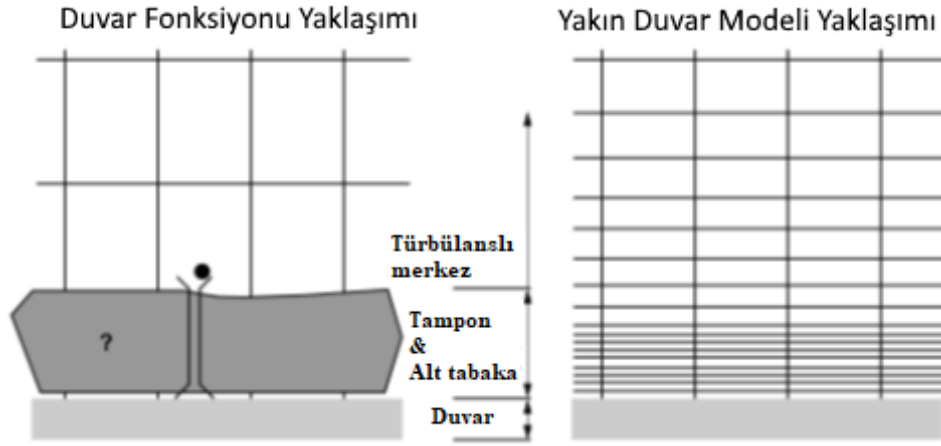
Yakın duvar modellemesi, duvarların ortalama vortisite ve türbülansın ana kaynağı olması nedeniyle, sayısal çözümlerin kalitesini büyük oranda etkiler. Bu sebeple doğru yakın duvar modellemesi yapmak daha makul çözümler elde etmemizi sağlar.

Yapılan birçok deney sonucunda, duvarın yakınındaki akış bölgesinin üç katmana bölünebileceğini gösterilmiştir. “Viskoz alt tabaka” olarak adlandırılan en alttaki tabakada akış neredeyse laminardır ve (moleküler) viskozite momentum ve ısı-kütle transferinde baskın bir rol oynar. Tamamen türbülanslı katman adı verilen dış katmanda türbülans önemli bir rol oynar. Son olarak, viskoz alt katman ile moleküler viskozite ve türbülansın etkilerinin eşit derecede önemli olduğu tam türbülanslı katman arasında bir ara bölge vardır. Aşağıdaki şekilde bu katmanlar gösterilmiştir (ANSYS Fluent Theory Guide 2016).



**Şekil 3.5.**  $Y^+$  değerine bağlı olarak sınır tabaka katmanları (ANSYS Fluent Theory Guide, 2016)

Geleneksel olarak, duvara yakın bölgenin modellenmesinde iki yaklaşım vardır. Bir yaklaşımda, viskoziteden etkilenen iç bölge (viskoz alt tabaka ve tampon tabaka) çözülmez. Bunun yerine, duvar fonksiyonları olarak adlandırılan yarı ampirik formüller, viskoziteden etkilenen bölgeyi duvar ve tam türbülanslı bölge arasında bağ kurmak için kullanılır. Duvar fonksiyonlarının kullanılması, duvarın etkisini çözüme aktarmak için türbülans modellerini değiştirme ihtiyacını ortadan kaldırır. Başka bir çözüm yolu ise, modellerinin modifiye edilerek, viskoziteden etkilenen bölgede ve viskoz alt tabaka da dahil olmak üzere çözüm almasını sağlamaktır. Bunu başarabilmek için ise cidar etrafında çok sık bir ağ yapısı oluşturmak gerekmektedir. İki modelin farkı şematik olarak Şekil 3.6'da gösterilmiştir.



**Şekil 3.6** Duvar fonksiyonu ve yakın duvar modeli çözümlerinin gösterimi (ANSYS Fluent Theory Guide 2016)

Duvar fonksiyonu yaklaşımındaki en büyük dezavantaj bu yaklaşımın değerlerine karşı aşırı hassas olmasıdır. Genellikle duvar fonksiyonları farklı  $y^+$  aralıklarında etkili çalışır ve ağ yapısı oluşturulurken  $y^+$  değerlerine dikkat edilmezse elde edilen çözümler büyük ölçüde hatalı olacaktır.

Çalışmada yakın duvar yaklaşımı için Güçlendirilmiş Duvar Yaklaşımı (Enhanced Wall Treatment – EWT) kullanılmıştır. EWT yaklaşımı, iki katmanlı model ile geliştirilmiş bir duvar fonksiyonunu birleştiren yakın duvar modellemesidir. Eğer cidardaki ağ yapısı yeterince sıksa iki denklemler için makul duvar modeli EWT'dir (ANSYS Fluent 16.2.3 Theory Guide 2016).

ANSYS Fluent'ın EWT yakın duvar modelinde, viskoziteden etkilenen duvara yakın bölge, viskoz alt tabakaya kadar tamamen çözülür. İki katmanlı yaklaşım, güçlendirilmiş duvar yaklaşımının en önemli özelliğidir ve duvarlara yakın hücrelerde hem  $\epsilon$  hem de türbülans viskozitesini belirlemek için kullanılır. Bu yaklaşımda, viskoziteden etkilenen bölge ve tamamen türbülanslı bölge olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Bu iki bölgenin sınırı, Denklem 3.92'te gösterilen, duvara olan uzaklığa dayalı, türbülanslı Reynolds sayısı ile belirlenir:

$$\text{Re}_y = \frac{\rho y \sqrt{k}}{\mu} \quad (3.92)$$

Bu denklemde gösterilen  $y$ , hücre merkezinden duvara olan uzaklığı ifade eder. Hücre yakınında birden fazla yüzey varsa  $y$  değeri Denklem 3.93'te gösterildiği gibi hesaplanır:

$$y = \min_{\vec{r}_w \in \Gamma_w} \left\| \vec{r} - \vec{r}_w \right\| \quad (3.93)$$

Bu ifadede  $\vec{r}$ , alan içerisindeki noktanın konum vektörüdür ve  $\vec{r}_w$ , duvar sınırının konum vektörüdür.  $\Gamma_w$  ilgili tüm duvar sınırlarını ifade eder. Bu yorum,  $y$ 'nin birden fazla duvar içeren karmaşık hatasız olarak tanımlanmasını sağlar.

Türbülanslı bölgede ( $\text{Re}_y > \text{Re}_y^*$ ;  $\text{Re}_y^* = 200$ )  $k$ - $\varepsilon$  modelleri kullanılır. Yakın duvar bölgesinde ise ( $\text{Re}_y < \text{Re}_y^*$ ) tek denklemlilik Wolfstein modeli (Wolfstein 1969) kullanılır.

Türbülans viskozitesi,  $\mu_t$ , ise Denklem 3.94'te gösterilmiştir:

$$\mu_{t,2layer} = \rho C_\mu l_\mu \sqrt{k} \quad (3.94)$$

Bu ifadede yer alan uzunluk ölçeği,  $l_\mu$ , ise Denklem 3.95'te gösterildiği gibi hesaplanır:

$$l_\mu = y C_1 \left( 1 - e^{-\text{Re}_y / A_\mu} \right) \quad (3.95)$$

İki katmanlı modelde elde edilen türbülans viskozitesi, Denklem 3.96'te gösterildiği gibi dış bölgedeki türbülanslı viskozite ile harmanlanır:

$$\mu_{t,enh} = \lambda_\varepsilon \mu_t + (1 - \lambda_\varepsilon) \mu_{t,2layer} \quad (3.96)$$

Denklem 3.95'te gösterilen harmanlama fonksiyonu,  $\lambda_\varepsilon$ ,

$$\lambda_\varepsilon = \frac{1}{2} \left[ 1 + \tanh \left( \frac{\text{Re}_y - \text{Re}_y^*}{A} \right) \right] \quad (3.97)$$

Bu denklemde  $A$  harmanlama fonksiyonunun genişliğini ifade eder:

$$A = \frac{|\Delta Re_y|}{ar \tanh(0.98)} \quad (3.98)$$

$\Delta Re_y$  genellikle  $Re_y^*$  'nin %5'i ile %20'si arasında bir değer alır. Viskozitenin de etkilediği alanda  $\varepsilon$  ve  $l_\varepsilon$  değerleri sırasıyla Denklem 3.99 gösterildiği gibi hesaplanır:

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{l_\varepsilon} \quad (3.99)$$

$$l_\varepsilon = yC_l^* \left(1 - e^{-Re_y/A_\varepsilon}\right) \quad (3.100)$$

Bu ifadelerde yer alan sabitler ise aşağıda tanımlanmıştır:

$$C_l^* = \kappa C_\mu^{-3/4}$$

$$A_\mu = 70$$

$$A_\varepsilon = 2C_l^*$$

Ansyes Fluent yazılımında türbülanslı ve laminer duvar yasası ifadelerini harmanlamak için Denklem 3.101 de gösterilen terim tanımlanmıştır (Kader 1981):

$$u^+ = e^\Gamma u_{lam}^+ + e^{1/\Gamma} u_{turb}^+ \quad (3.101)$$

Bu denklemde harmanlama fonksiyonu:

$$\Gamma = -\frac{a(y^+)^4}{1+by^+} \quad (3.102)$$

Harmanlama fonksiyonunda  $a$  değeri 0.01  $b$  değeri ise 5'tir.  $\frac{du^+}{dy^+}$  türevi ise Denklem

3.103'te gösterilmiştir:

$$\frac{du^+}{dy^+} = e^\Gamma \frac{du_{lam}^+}{dy^+} + e^{1/\Gamma} \frac{du_{turb}^+}{dy^+} \quad (3.103)$$

$$S' = \begin{cases} 1+ay^+ & \text{for } y^+ < y_s^+ \\ 1+ay_s^+ & \text{for } y^+ \geq y_s^+ \end{cases} \quad (3.104)$$

$$a \equiv \frac{v_w}{\tau_w u^+} \frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{\rho^2 (u^*)^3} \frac{dp}{dx} \quad (3.105)$$

$$\gamma \equiv \frac{\sigma_t (u^*)^2}{2c_p T_w} \quad (3.106)$$

Laminer duvar yasası aşağıdaki eşitlik ile Denklem 3.107’de ifade edilmiştir:

$$\frac{du_{lam}^+}{dy^+} = 1 + ay^+ \quad (3.107)$$

Bu ifadede yalnızca basınç gradyenlerinin etkisi vardır, ısı transferi ve sıkıştırılabilir özelliklerinin etkisi laminer duvar yasasında ihmal edilebilir (Kader 1981).

$$u_{lam}^+ = y^+ \left( 1 + \frac{\alpha}{2} y^+ \right) \quad (3.108)$$

Termal duvar fonksiyonları  $u^+$ ’ya benzer bir şekilde elde edilir:

$$T^+ \equiv \frac{(T_w - T_p) \rho c_p \mu_T}{\dot{q}} = e^{\Gamma} T_{lam}^+ + e^{1/\Gamma} T_{turb}^+ \quad (3.109)$$

$$\Gamma = -\frac{a(\text{Pr} y^+)^4}{1 + b \text{Pr}^3 y^+} \quad (3.110)$$

$$T_{lam}^+ = \text{Pr} \left( u_{lam}^+ + \frac{\rho u_*}{2\dot{q}} u^2 \right) \quad (3.111)$$

$$T_{turb}^+ = \text{Pr}_t \left\{ u_{turb}^+ + \text{Pr} \frac{\rho u_*}{2\dot{q}} \left[ u^2 + \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} - 1 \right) (u_c^+)^2 (u_*^+)^2 \right] \right\} \quad (3.112)$$

### 3.5. Isıl Konfor

İklimlendirme sistemlerinin temel amacı, “termal çevre ile ilgili memnuniyeti ifade eden zihinsel durum” için uygun şartları sağlamaktır (ANSI/ASHRAE 2004). İlgili standartta da ifade edildiği üzere bu tanım, “zihinsel durum” veya “memnuniyet” yaklaşımlarını bir kenara bırakırsak, ısı konforunun değerlendirilmesinin, fiziksel, fizyolojik, psikolojik ve diğer süreçlerden etkilenen birçok girdiyi içeren bilimsel bir süreç ve aynı zamanda bir mühendislik problemi olduğunu doğru bir şekilde vurgulamaktadır.



İnsan zihni, vücudun yüzey sıcaklığından, nem hissinden, deri altı sıcaklıklarından ve vücut sıcaklıklarını düzenlemek için gereken işlemler vasıtası ile bir ısı konfor ve rahatsızlık sonucuna varmaktadır (Gagge 1937).

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. Çevresel faktörler iç mekanlarda çoğu zaman iklimlendirme sistemleri ile kontrol edilebilmektedir fakat gerek kullanılan sistemin çalışma sistemi ve özellikleri gerek iç ortamın geometrisi nedeniyle incelenen hacmin tamamının konforlu hale getirilmesi her zaman kolay olmamaktadır.

Çevresel ve kişisel faktörlerin yanı sıra ısı konfora “diğer faktörler” de etki edebilir. Bu ikincil faktörler arasında iç mekanın bütünlüğü, görsel uyaranlar, yaş ve dış mekan iklim şartları sayılabilir. Rohles (1973) ve Rohles ve Nevins (1971) tarafından 1600 üniversite öğrencisi üzerinde yapılan çalışmalar, konfor seviyesi, sıcaklık, nem, cinsiyet ve maruz kalma süresi arasındaki ilişkiyi ortaya koymuştur. Bu çalışmalar için duyu ölçeğine ASHRAE ısı duyarlılık ölçeği tanımlanmıştır:

+3	Çok Sıcak
+2	Sıcak
+1	Ilık
0	Nötr
-1	Serin
-2	Soğuk
-3	Çok Soğuk

Isıl konforu sayısal olarak ifade edebilmek ve değerlendirmek için çeşitli çalışmalar yapılmıştır. PMV, insan vücudunun ısı dengesinden yola çıkarak, büyük bir grup insanın 7 puanlık ısı duyarlılık ölçeğindeki oylarının ortalama değerini öngören bir endekstir. Vücuttaki iç ısı üretimi ile çevreye olan ısı kaybı eşit olduğunda ısı denge elde edilir.

İlımlı bir ortamda, insan ısı duyarlılık sistemi, sıcaklık dengesini korumak için cilt sıcaklığını ve ter salgısını otomatik olarak değiştirmeye çalışacaktır.

PMV değerinin hesaplanması Denklem 3.113’de gösterilmiştir (ISO 2005):

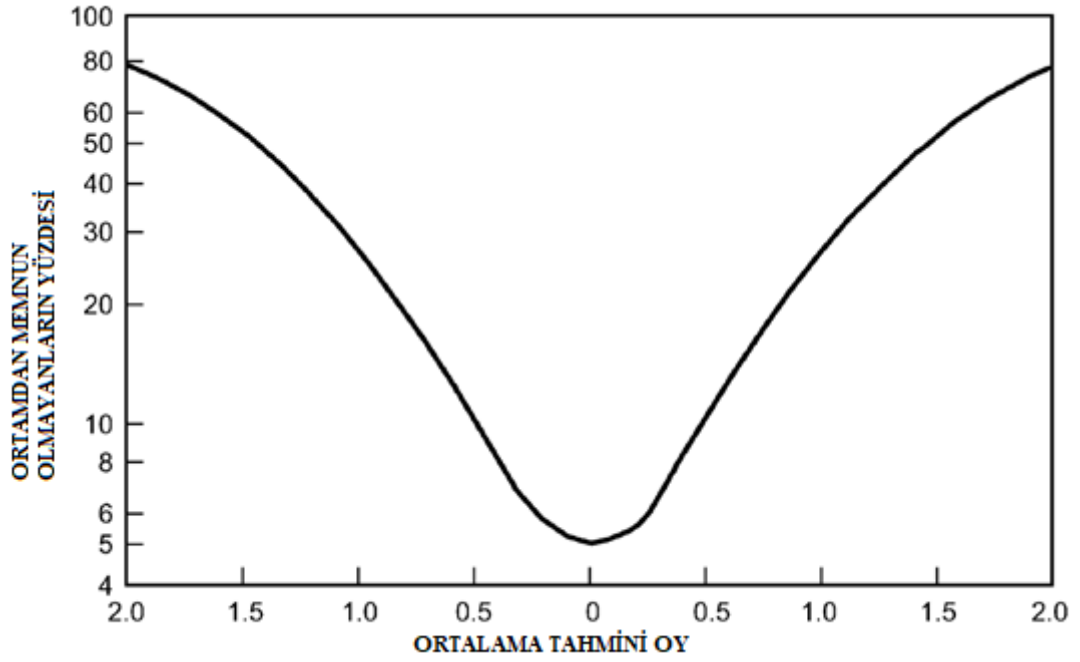
$$PMV = [0.303e^{-0.036M} + 0.028] \left\{ (M - W) - 3.96E^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (T_r + 273)^4] - f_{cl} h_c (t_{cl} - T_a) - 3.05 [5.73 - 0.007(M - W) - Pa] - 0.42 [(M - W) - 58.15] - 0.0173M (5.87 - p_a) - 0.0014M (34 - T_a) \right\} \quad (3.113)$$

$$f_{cl} = \frac{1.0 + 0.2l_{cl}}{1.05 + 0.1l_{cl}} \quad (3.114)$$

ANSYS Fluent tek başına bu değeri hesaplama kabiliyetine sahip olmadığı için kullanıcı tanımlı fonksiyonlar (User Defined Functions - UDF) hazırlanmıştır. UDF’ler ilgili programın belirlediği limitler dahilinde programa müdahale edilebilmesine ve ek yetenekler kazandırılmasına olanak sağlar. UDF dosyaları C programlama dilinde hazırlanmaktadır.

PPD, kendilerini çok sıcak ya da çok soğuk hisseden, ısı durumundan memnun olmayan insanların yüzdesinin nicel bir tahminini yapan bir endekstir. PPD değerine göre ısı olarak konforsuz hisseden insanlar, 7 noktalı ısı duyarlılık ölçeğinde sıcak, çok sıcak, soğuk veya çok soğuk oy verecek olanlardır. PMV ile PPD arasındaki Şekil 3.7’de ifade edilmiştir. PPD Denklem 3.115’te gösterildiği gibi hesaplanır:

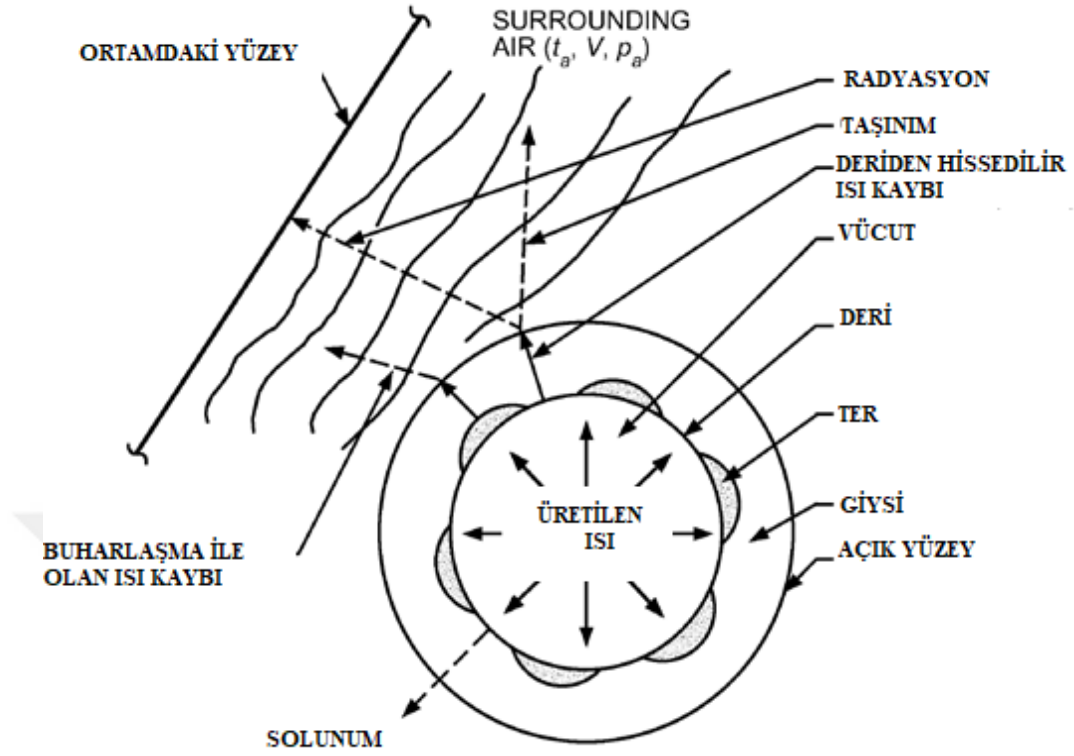
$$PPD = 100 - 95e^{-[0.3353PMV^4 + 0.2170PMV^2]} \quad (3.115)$$



**Şekil 3.7** PMV ölçeğine göre PPD değerlerinin dağılımı (ASHRAE 2009)

PPD sonuçlarının değerlendirilmesi için PMV değerlerinde olduğu gibi UDF hazırlanmış ve kullanılan yazılımla harmanlanmıştır. PMV ölçeğine göre PPD değerlerinin dağılımı.

Gagge, enerji depolamanın ihmal edilmediği, geçici rejim için bir ısı duyarlılık modeli geliştirmiştir (Gagge ve ark. 1971). Gagge'nin oluşturduğu model insan vücudunu iç içe iki silindir olarak kabul eder. İç silindir iç organlar, kaslar ve kemiklerden oluşan vücut içini veya diğer bir ifade ile koru simgelerken, dış silindir ise deri tabakasını simgeler. Gagge modelinde kor ve deri bölmesi arasında ısı ve kütle transferi olmasının yanında, deri tabakasından çevreye de duyulur ve gizli ısı transferi gerçekleşmektedir. Kor ve deri sıcaklığı yüzey boyunca homojendir. Metabolik ısı üretimi ve yapılan mekanik iş, solunum ile yapılan ısı alışverişi kor tabakası ile ilişkilidir, kor tabakasından deri tabakasına iletim ve kan akışı ile enerji alışverişi gerçekleşmektedir. Şekil 3.8'de insan ve çevresi arasında meydana gelen ısı transferinin iki katmanlı modelde gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.8 İnsan ve çevresinin eş merkezli silindir modeli (ASHRAE 2009)

Gagge modelinde kullanılan eşitlikler için Atmaca (2006) ve Arslanoğlu (2015)'nin çalışmalarından faydalanılmıştır.

Kor ve deride birim zamanda depolanan enerjiyi ifade eden klasik enerji dengesi denklemleri Denklem 3.116 ve 117'de belirtilmiştir:

$$S_{cr} = M - W - (C_{res} + E_{res}) - Q_{cr,sk} \quad (3.116)$$

$$S_{sk} = Q_{cr,sk} - (C + R + E_{sk}) \quad (3.117)$$

Anlık olarak depolanan ısı enerji, iç enerji artışına eşittir:

$$S_{cr} = (1 - \alpha).m.c_{p,b} (dT_{cr} / d\theta) / A_D \quad (3.118)$$

$$S_{sk} = \alpha.m.c_{p,b} (dT_{sk} / d\theta) / A_D \quad (3.119)$$

Bu ifadede vücut özgül ısısı  $c_{p,b} = 3490$  j/kgK olarak tanımlanmıştır.  $A_D$  ise DuBois denklemi ile edilen DuBois yüzey alanıdır (DuBois 1916) ve Denklem 3.120'de gösterilmiştir:

$$A_D = 0.202m^{0.425}l^{0.725} \quad (3.120)$$

Çizelge 3.1'de her bir vücut parçasının yüzey alanı ve ağırlığı verilmiştir.

Bu çalışmada 16 farklı vücut parçasının ısıl davranışı incelenmiştir bu sebeple ısıl dengeyi ifade eden denklemler her bir vücut parçası için düzenlenmiştir:

$$S_{cr}(i, \theta) = M - W - [C_{res}(i, \theta) + E_{res}(i, \theta)] - Q_{cr,sk}(i, \theta) \quad (3.121)$$

$$S_{sk}(i, \theta) = Q_{cr,sk}(i, \theta) - [C(i, \theta) + R(i, \theta) + E_{sk}(i, \theta)] \quad (3.122)$$

Denklem 3.121 ve 3.122'de  $i$  vücut parçasını ifade ederken  $\theta$  ise zamanı ifade etmektedir.

Bu modelde parçalar arasındaki iletimle olan ısı transferi ve kan dolaşımı ile olan ısı transferi küçük sıcaklık aralıkları arasında meydana geldikleri için ihmal edilmiştir.

Denge denklemleri de son olarak Denklem 3.123 ve 3.124'teki forma ulaşmıştır:

$$S_{cr}(i, \theta) = [1 - \alpha(\theta)]m(i)c_{p,b} \left[ \frac{dT_{cr}(i, \theta)}{d\theta} \right] / A_{(i)} \quad (3.123)$$

$$S_{sk}(i, \theta) = \alpha(\theta)m(i)c_{p,b} \left[ \frac{dT_{sk}(i, \theta)}{d\theta} \right] / A_{(i)} \quad (3.124)$$

**Çizelge 3.1** 16 farklı vücut parçası için alan ve ağırlık değerleri (Tanabe ve ark. 2002)

<i>i</i>	<i>Vücut Parçası</i>	<i>Yüzey Alanı</i> <i>A(i) (m<sup>2</sup>)</i>	<i>Ağırlığı</i> <i>m(i) (kg)</i>
1	Sol Ayak	0.056	0.48
2	Sağ Ayak	0.056	0.48
3	Sol diz altı	0.112	3.343
4	Sağ diz altı	0.112	3.343
5	Sol bacak	0.209	7.013
6	Sağ bacak	0.209	7.013
7	Pelvis	0.221	17.57
8	Baş	0.140	4.020
9	Sol el	0.050	0.335
10	Sağ el	0.050	0.335
11	Sol dirsek altı	0.063	1.373
12	Sağ dirsek altı	0.063	1.373
13	Sol kol	0.096	2.163
14	Sağ kol	0.096	2.163
15	Göğüs	0.175	12.40
16	Sırt	0.161	11.03
	Toplam	1.87	74

Çizelge 3.2’de 16 farklı vücut parçası için kor sıcaklığı değerleri verilmiştir. Nötr deri sıcaklıkları ise daha önce yapılmış deneysel çalışmalardan elde edilmiştir (Arslanoğlu 2015).

$\frac{dT_{cr}}{d\theta}$  ve  $\frac{dT_{sk}}{d\theta}$  ifadelerinin ileri sonlu farklar açılımı ile ilk sıcaklıkları bilinen vücut parçalarının belirli zaman adımlarından yeni deri ve kor sıcaklıkları Denklem 3.125 ve 3.126’dan hesaplanabilmektedir:

$$T_{cr}(i, \theta + 1) = T_{cr}(i, \theta) + \frac{S_{cr}(i, \theta) A(i) \Delta \theta}{[1 - \alpha(\theta)] m(i) c_{p,b}} \quad (3.125)$$

$$T_{sk}(i, \theta + 1) = T_{cr}(i, \theta) + \frac{S_{cr}(i, \theta) A(i) \Delta \theta}{[1 - \alpha(\theta)] m(i) c_{p,b}} \quad (3.126)$$

**Çizelge 3.2** 16 farklı vücut parçası için kor sıcaklıkları (Tanabe ve ark. 2002)

<i>i</i>	<i>Vücut Parçası</i>	<i>Nötr Kor Sıcaklığı</i> (°C)
1	Sol ayak	35,1
2	Sağ ayak	35,1
3	Sol diz altı	35,6
4	Sağ diz altı	35,6
5	Sol bacak	35,8
6	Sağ bacak	35,8
7	Pelvis	36,3
8	Baş	36,9
9	Sol el	35,4
10	Sağ el	35,4
11	Sol dirsek altı	35,5
12	Sağ dirsek altı	35,5
13	Sol kol	35,8
14	Sağ kol	35,8
15	Göğüs	36,5
16	Sırt	36,5
	Ortalama	35,94

Giyisiler, gerek kendi etkileri gerekse vücut ile aralarında oluşturduğu hava boşluğunun etkisi sebebi ile ısı ve kütle transferini azaltmaktadır. Her bir vücut parçası üzerindeki kıyafetin bu duruma farklı bir etkisi vardır bu etki giysi yalıtımı ile ifade edilir ve clo ile gösterilir. 1 clo = 0,155 m<sup>2</sup>-K/W' a eşdeğerdir (Standard, 2009). Vücut parçaları üzerindeki giysilerin özellikleri Çizelge 3.3'te verilmiştir.

**Çizelge 3.3** Vücut parçaları üzerindeki giysilerin özellikleri (Arslanoğlu 2015, Mccullough ve ark. 1989)

<i>Giyimli vücut Parçaları</i>	<i>Kalınlık (mm)</i>	<i>Isıl direnç (m<sup>2</sup> °C/W)</i>	<i>Buharlaştırma Direnci R<sub>ef</sub> (m<sup>2</sup>kPa/W)</i>
Pelvis	1.270	0.036	0.0040
Sağ ve sol kol, göğüs, sırt	1.270	0.036	0.0040
Sağ ve sol diz altı, sağ ve sol bacak, pelvis	0.787	0.026	0.0041
Sağ ve sol ayak	1.270	0.036	0.0040

Cilt yüzeyinde gerçekleşen duyulur ısı kaybı giysilerden geçerek, insan ile bulunduğu ortam arasında iki yönde de gerçekleşebilir. Bu ısı transferinde cilt ile giysi arasında giysinin yalıtımının ısı direnci ve giysi ile ortam arasındaki ısı direncin önemli bir etkisi vardır. Deride gerçekleşen toplam duyulur ısı kaybı 16 farklı vücut parçası için Denklem 3.127’de gösterilmiştir (ASHRAE 2009):

$$C(i, \theta) + R(i, \theta) = [T_{sk}(i, \theta) - T_o(i)] / R_r(i) \quad (3.127)$$

Yukarıdaki denklemde gösterilen  $T_o$  ifadesi operatif sıcaklıktır ve  $T_a$  ortam sıcaklığı ve  $T_r$  ışıınım sıcaklığının, karşılıklı ısı geçiş katsayılarına göre ağırlıklı ortalaması olarak Denklem 3.128’de gösterilmiştir:

$$T_o(i) = (h_r T_r(i) + h_c T_a) / (h_r + h_c) \quad (3.128)$$

Bu çalışmada ortalama ışıınım sıcaklığı, ortam sıcaklığına eşit alınmıştır. Isı taşınım katsayısı aktivite durumu (oturma, ayakta durma, yürüme vb.), ve bulunduğu ortamdaki havanın durgun veya hareketli olmasına bağlı olarak değişir. Kişinin oturma hali için



farklı hava hızlarında taşınım katsayısı Denklem 3.129'dan hesaplanabilmektedir (ASHRAE 2009):

$$h_c = \begin{cases} 8.3V^{0.6} & 0.2 < V < 4.0 \\ 3.1 & 0 < V < 0.2 \end{cases} \quad (3.129)$$

Ofis ortamında oturarak çalışan biri için (dosyalama eylemi)  $M=70 \text{ W/m}^2$  met alınmıştır (ASHRAE 2009).

16 farklı vücut parçası için toplam ısı direnç ayrı ayrı olarak Denklem 3.120'da olduğu gibi ifade edilmelidir:

$$R_t(i) = R_a(i) \frac{r(i,0)}{r(i,nl)} + \sum_{j=1}^{nl} \left[ R_{al}(i,j) \frac{r(i,0)}{r(i,j-1)} + R_f(i,j) \frac{r(i,0)}{r(i,j)} \right] \quad (3.130)$$

Bu denklemde  $R_f$  giysilerin iletim direncini,  $R_{al}$  giysi katmanları arasında kalan havanın iletim ve ışıma direncini,  $R_a$  dış ortam havasının taşınım ve ışıma direncini ifade eder.  $nl$  vücut parçası üzerindeki giysi sayısı,  $r$  ise yarıçaptır.

$$R_a = \frac{1}{h_c + h_r} \quad (3.131)$$

Burada  $h_r = 4.9 \text{ W/m}^2\text{K}$ 'dir.

$$R_{al} = \frac{1}{h_r + k/x} \quad (3.132)$$

$R_{al}$  ifadesinde  $h_r = 4,9 \text{ W/m}^2\text{K}$   $k = 24 \text{ mm}$ ,  $x = 1.3 \text{ mm}$ 'dir (McCullough ve ark. 1989).

Deriden gizli ısı kaybı,  $E_{sk}$ , iki şekilde gerçekleşir:

- Vücuttan salgılanan terin buharlaşması,  $E_{rsw}$ ,
- Suyun deriden doğal difüzyonu,  $E_{dif}$ , şeklindedir.

$$E_{sk}(i, \theta) = E_{rsw}(\theta) + E_{dif}(i, \theta) \quad (3.133)$$

Duyulur ısı kaybının 16 farklı vücut parçası için zamana bağlı olarak Denklem 3.134'te gösterilmiştir:

$$E_{sk}(i, \theta) = w(i, \theta) [p_{sk,s}(i, \theta) - p_a] / R_{e,t}(i) \quad (3.134)$$

Bu ifadede  $w$  boyutsuz deri ıslaklığı,  $p$  çevre havasının su buharı basıncı,  $p_{sk,s}$  deri üzerindeki su buharının doyma basıncı (deri yüzey sıcaklığının doyma basıncı,  $R_{e,t}$  ise hava ve giysi katmanının buharlaşma ile ısı geçişi direncidir. Boyutsuz deri ıslaklığı aynı zamanda gerçek ısı kaybının buharlaşma ile olabilecek en fazla ısı kaybına oranı olarak da ifade edilebilir ve Denklem 3.135'te gösterilmiştir:

$$w = \frac{E_{sk}}{E_{max}} \quad (3.135)$$

Salgılanan terin buharlaşması ile oluşan ısı kaybı  $E_{rsw}$ , salgılanan ter miktarı ile orantılıdır:

$$E_{rsw} = \dot{m}_{rsw} h_{fg} \quad (3.136)$$

Bu ifadede  $h_{fg}$  suyun buharlaşma entalpisi,  $\dot{m}_{rsw}$  ise birim zamandaki terleme miktarıdır.

$$E_{dif} = [1 - w_{rsw}] 0.06 E_{max} \quad (3.137)$$

Bu ifade ile birlikte boyutsuz deri ıslaklığı Denklem 3.138'de gösterilmiştir:

$$w = w_{rsw} + w_{dif} = w_{rsw} + 0.06(1 - w_{rsw}) = 0.06 + 0.94 \frac{E_{rsw}}{E_{max}} \quad (3.138)$$

Bu denklem son olarak her bir vücut parçası için Denklem 3.139'da olduğu gibi ifade edilebilir:

$$w(i, \theta) = 0.06 + 0.94 \frac{E_{rsw}(\theta)}{E_{max}(i, \theta)} \quad (3.139)$$

Gizli ısı kaybının hesaplanabilmesi için 16 farklı vücut parçasının her birinin buharlaşma direncinin bulunması gerekmektedir:

$$R_{e,t}(i) = R_{e,a}(i) \frac{r(i, 0)}{r(i, nl)} + \sum_{j=1}^{nl} \left[ R_{e,al}(i, j) \frac{r(i, 0)}{r(i, j-1)} + R_{e,f}(i, j) \frac{r(i, 0)}{r(i, j)} \right] \quad (3.140)$$

Bu denklemde  $R_{e,f}$ , giysi kumaşlarının buharlaşma direnci,  $R_{e,al}$  giysi katmanları arasında kalan durgun havanın buharlaşma direnci ve  $R_{e,a}$  ise dış ortam havasının buharlaşma direncidir.

$$R_{e,a} = \frac{1}{h_c LR} \quad (3.141)$$

Bu ifadede  $LR$  Lewis oranıdır ve iç ortam koşullarında yaklaşık olarak 16.5 K/kPa olarak alınabilir (ASHRAE 2009).

$$R_{e,al} = a[1 - \exp(-x/b)] \quad (3.142)$$

Burada  $a = 0.0334 \text{ m}^2\text{kPa/W}$ ,  $b = 15 \text{ mm}$ 'dir (McCullough ve ark. 1989).

Solunum esnasında havaya taşınım ve buharlaşma sonucunda ısı transferi meydana gelir. Solunum ile olan ısı kaybı Denklem 3.143 yardımıyla hesaplanabilir (ASHRAE 2009):

$$C_{res}(i, \theta) + E_{res}(i, \theta) = [0.0014M(34 - T_a) + 0.0173M(5.87 - p_a)] \quad (3.143)$$

Vücudun metabolik aktiviteleri sonucunda daima ısı oluşur ve bu ısının, normal vücut sıcaklığını korumak için sürekli olarak dağıtılması ve ayarlanması gerekmektedir. Yetersiz ısı kaybı aşırı ısınmaya (hipertermi) yol açar ve aşırı ısı kaybı vücudun aşırı soğumasına (hipotermi) neden olur.  $45^\circ\text{C}$ 'den yüksek veya  $18^\circ\text{C}$ 'den düşük deri sıcaklığı ağrıya neden olur (Hardy ve ark. 1952). Sedenter aktivitelerde, fiziksel aktivitenin çok az olduğu durumlarda, konforlu cilt sıcaklığı  $33 - 34^\circ\text{C}$  arasındadır ve artan aktivite ile konfor azalır (Fanger 1967). Buna karşılık, iç sıcaklıklar aktivite ile artar. Beyindeki sıcaklık düzenleme merkezi, rahat bir şekilde dinlendiğinde yaklaşık  $36.8^\circ\text{C}$ 'dir, yürürken yaklaşık  $37.4^\circ\text{C}$ 'ye ve koşu sırasında  $37.9^\circ\text{C}$ 'ye çıkar.  $28^\circ\text{C}$ 'den düşük bir iç sıcaklık ciddi kalp ritim bozukluğuna ve ölüme neden olabilir.  $46^\circ\text{C}$ 'den yüksek bir sıcaklık kalıcı beyin hasarına neden olabilir. Bu nedenle, vücut sıcaklığının dikkatli bir şekilde düzenlenmesi, konfor ve sağlık için çok önemlidir (ASHRAE 2009).

İnsanın vücut sıcaklığından daha düşük bir sıcaklıktaki ortamda bulunması durumunda insandan çevreye olan ısı transferi artar. Bu durumda deri bölgesinde bulunan damarlar kısılarak bu bölgede kan akışı azalır (vazokonstriksiyon). Böylelikle ısı kaybı daha çok vücudun yüzey kısmında olur ve iç sıcaklık değerleri daha kolay korunur. Bu denetim

mekanizmasına bağılı olarak ısı korumanın sağlandığı bölge soğuğa karşı vazomotor denetim bölgesidir. Eğer sıcaklık bu bölgedeki koruma mekanizmasına rağmen düşmeye devam ederse kas gerilmesi, titreme ve kendiliğinden hareket etme gibi ek mekanizmalar devreye girmektedir. Vücut kor sıcaklığının 35 °C'nin altında düştüğü durumlarda verimlilikte önemli bir düşüş olur (Arslanoğlu 2015, ASHRAE 2009).

Eğer cilt sıcaklığından daha yüksek bir ortamda bulunuluyorsa veya dış ortam ile yeterince ısı transferi sağlanamıyorsa, vücut damarları genişleyerek (vazodilasyon) deriye olan kan akışını artırır, böylece cilt sıcaklığı kor sıcaklığına yaklaşmış olur. Bu denetim mekanizmasının gerçekleştiği bölge, sıcağa karşı vazomotor denetim bölgesi olarak adlandırılır. Vücudun bu önlemine rağmen kor sıcaklığı 37°C değerinin üstüne çıkarsa, vücut ter salgılayarak çevreye olan ısı transferini artırır.

Deneysel verilerle ulaşılmış olan bazı bağıntılar, vazomotor denetimi, terleme ve titreme gibi sıcaklık denetim mekanizmalarının, belirli sıcaklık sinyalleri ile harekete geçmesine olanak tanır. Isıl duyarlılık modelinin çalışmasında çok önemli bir yeri olan bu bağıntılar Denklem 3.144, 3.145, 3.146, 3.147 ve 3.148'de gösterilmiştir:

$$WSIG_{cr}(\theta) = \begin{cases} 0 & T_{cr,m}(\theta) \leq T_{cr,n} \\ T_{cr,m}(\theta) - T_{cr,n} & T_{cr,m}(\theta) > T_{cr,n} \end{cases} \quad (3.144)$$

$$CSIG_{cr}(\theta) = \begin{cases} T_{cr,n} - T_{cr,m}(\theta) & T_{cr,m}(\theta) < T_{cr,n} \\ 0 & T_{cr,m}(\theta) \geq T_{cr,n} \end{cases} \quad (3.145)$$

$$WSIG_{sk}(\theta) = \begin{cases} 0 & T_{sk,m}(\theta) \leq T_{sk,n} \\ T_{sk,m}(\theta) - T_{sk,n} & T_{sk,m}(\theta) > T_{sk,n} \end{cases} \quad (3.146)$$

$$CSIG_{sk}(\theta) = \begin{cases} T_{sk,n} - T_{sk,m}(\theta) & T_{sk,m}(\theta) \leq T_{sk,n} \\ 0 & T_{sk,m}(\theta) > T_{sk,n} \end{cases} \quad (3.147)$$

$$WSIG_b(\theta) = \begin{cases} 0 & T_{b,m}(\theta) \leq T_{b,n} \\ T_{b,m}(\theta) - T_{b,n} & T_{b,m}(\theta) > T_{b,n} \end{cases} \quad (3.148)$$

Bu denklemlerde,  $WSIG_{cr}$  kordan gelen sıcak sinyal,  $CSIG_{cr}$  kordan gelen soğuk sinyal,  $WSIG_{sk}$  deriden gelen sıcak sinyal,  $CSIG_{sk}$  deriden gelen soğuk sinyal ve  $WSIG_b$  vücuttan

gelen sıcak sinyaldir ve bu ifadeler daima pozitiftir. Her bir zaman adımı için ağırlıklı kor  $T_{cr,m}$ , ve cilt sıcaklığı  $T_{sk,m}$  hesaplanmıştır. Denetim sinyalleri ise bu sıcaklıklar vasıtası ile elde edilmiştir ve denklem 3.149 ve 3.150’de gösterilmiştir:

$$T_{cr,m}(\theta) = \frac{\sum_{i=1}^{16} T_{cr}(i, \theta) A(i)}{A_D} \quad (3.149)$$

$$T_{sk,m}(\theta) = \frac{\sum_{i=1}^{16} T_{sk}(i, \theta) A(i)}{A_D} \quad (3.150)$$

$T_{b,m}$ , insan vücudunun ortalama sıcaklığıdır ve Denklem 3.151’de ifade edilmiştir:

$$T_{b,m}(\theta) = \alpha(\theta)T_{sk,m}(\theta) + [1 - \alpha(\theta)]T_{cr,m}(\theta) \quad (3.151)$$

Daha önce kor veri sıcaklıklarındaki değişimin denetim mekanizmasını uyardığı ve kan akış debisinin değiştiği ifade edilmişti. Sıcaklık sinyallerine göre değişen kan akış debisi Denklem 3.152’de olduğu gibi hesaplanır:

$$m_{bl}(\theta) = \left[ (6.3 + 200WSIG_{cr}(\theta)) / (1 + 0.5CSIG_{sk}(\theta)) \right] / 3600 \quad (3.152)$$

Kor tabakasından deri tabakasına iletim ve kan akışı ile olan toplam ısı transferi 16 farklı vücut parçası için Denklem 3.153’te ifade edilmiştir:

$$q_{cr,sk}(i, \theta) = \left[ K + c_{p,bl} \dot{m}_{bl}(\theta) \right] \left[ T_{cr}(i, \theta) - T_{sk}(i, \theta) \right] \quad (3.153)$$

Bu denklemde,  $K$ , kor ile deri arasındaki toplam ısı transfer katsayısıdır ve  $5.28 \text{ W/m}^2\text{K}$ ’dir,  $c_{p,bl}$  ise kanın özgül ısısıdır ve  $4187 \text{ J/kgK}$ ’dir.

Kan debisindeki değişmelerin, deri ve kor bölmelerinin göreceli kütlelerine olan etkisi Denklem 3.154’te olduğu gibi ifade edilir:

$$a(\theta) = 0.0418 + 0.745 / [3600\dot{m}_{bl}(\theta) + 0.585] \quad (3.154)$$

Deri ve kordan gelen sıcaklık sinyalleri ile ter üretimi meydana gelir ve ter miktarı Denklem 3.155 vasıtası ile hesaplanabilir:

$$m_{rsw}(\theta) = 4,7 \cdot 10^{-5} WSIG_b(\theta) \exp[WSIG_{sk}(\theta) / 10,7] \quad (3.155)$$

Terlemeye bağılı olarak ortaya çıkan buharlaşma ile ısı kaybı ise Denklem 3.156'da gösterilmiştir:

$$E_{rsw}(\theta) = \dot{m}_{rsw}(\theta) h_{fg} \quad (3.156)$$

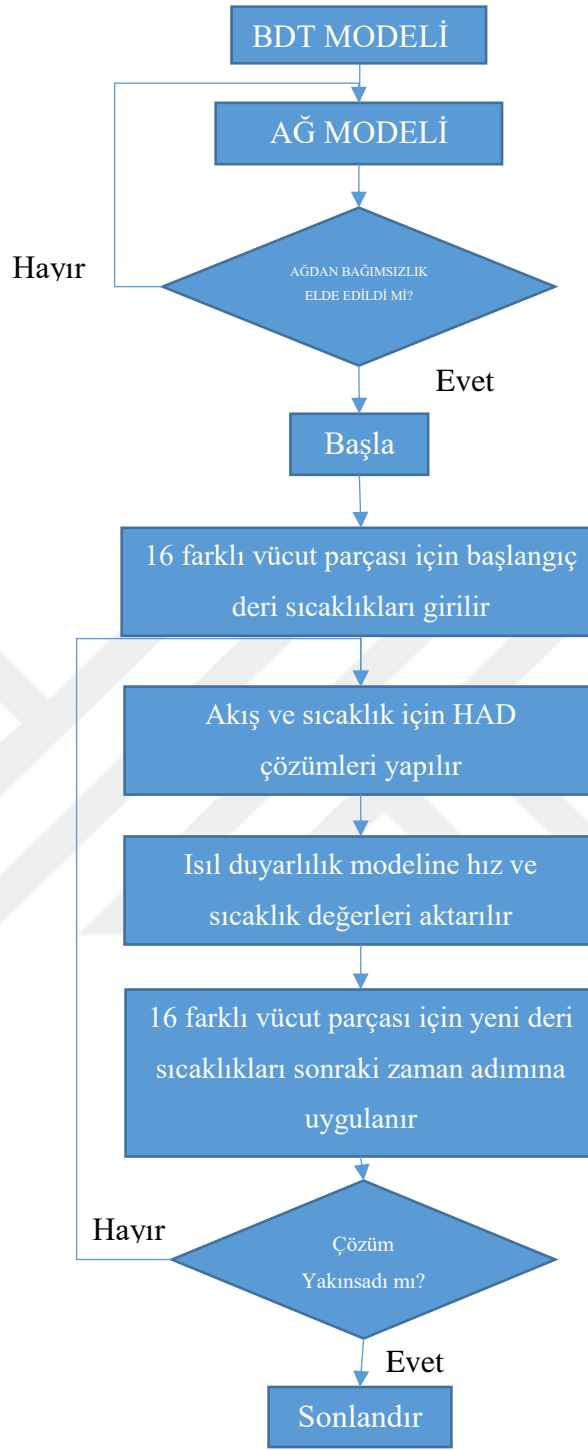
Titreme vasıtası ile gerçekleşen metabolik enerji üretimi vazokonstriksiyona oranla daha etkili bir mekanizmadır. Titreme mekanizmasının gerçekleşmesi için eş zamanlı olarak hem kordan hem de deriden sinyal alınması gerekmektedir:

$$M_{shiv}(\theta) = 19,4 [CSIG_{sk}(\theta) CSIG_{cr}(\theta)] \quad (3.157)$$

Titremenin gerçekleştiği durumda ise toplam metabolik enerji aktivite sebebi ile oluşan enerji  $M_{act}$  ve titreme ile oluşan enerjinin  $M_{shiv}$ 'in toplamıdır:

$$M(\theta) = M_{act} + M_{shiv}(\theta) \quad (3.158)$$

Bu çalışmada Gagge'in ısı duyarlılık modeli HAD yazılımı ANSYS Fluent ile harmanlanmıştır ve eş zamanlı çözüm elde edilmiştir. Bu işlemin gerçekleşmesi için C programlama dilinde UDF dosyaları hazırlanmıştır (Bkz. Ek-1). Öncelikle incelenecek olan geometriler BDT (Bilgisayar Destekli Teknik Resim) yazılımı vasıtası ile HAD işlemine uygun olacak şekilde hazırlanmıştır. Ardından bu geometriler vasıtası ile ağ modelleri oluşturulmuştur. Ağ modelleri üzerinde ANSYS Fluent ile sınır koşulları oluşturulmuş ve çözüme hazır hale getirilmiştir. Çözümün başlaması ile beraber termal manken üzerine 16 farklı vücut parçası için başlangıç sınır şartı olarak UDF dosyasından okunan ilk sıcaklıklar atanmıştır. Sonraki zaman adımlarında ise manken etrafında HAD ile elde edilen sıcaklık ve hız değerleri UDF'te tanımlı Gagge modeline aktarılmış ve ardından yeni cilt sıcaklıkları türetilmiştir. Bu işlem her bir zaman adımında 16 farklı vücut parçası için tekrarlanmıştır. Çözüm algoritması Şekil 3.9'de gösterilmiştir:



**Şekil 3.9** Kullanılan HAD yazılımının ve hazırlanan kodu eş zamanlı çalışma ilişkisi.

## 4. BULGULAR

Bu bölümde öncelikle HAD çalışmalarında kullanılan yöntemleri doğrulamak için üç farklı ısı transfer mekanizması için teyit amaçlı doğrulama çalışmaları üzerinde araştırma yapılmıştır. Kullanılan yöntemler daha önce yapılmış deneysel çalışmalar ile doğrulandıktan sonra bir ofis odasında alttan ısıtma, radyatör ile ısıtma ve son olarak klima ile ısıtma durumları için hava akışı ve ısı konfor sonuçları elde edilerek tartışılmıştır.

### 4.1. Validasyon Çalışmaları

Enerji üretimi ve kullanımı, küresel ısınma, hava kirliliği, asit yağmuru, ozon tabakasının incilmesi, ormanların yok oluşu ve radyoaktif maddelerin emisyonu gibi bilinen çevresel problemlerle önemli ölçüde ilişkilidir. Sürdürülebilir bir kalkınma için enerji ile ilgili dolaylı veya dolaysız tüm problemler dikkate alınmalıdır (Dincer 2000). Bu sebeplerden dolayı sürdürülebilir enerji gelişim stratejilerinden biri açık bir şekilde enerji tasarrufudur (Lund 2007).

Birleşmiş Milletler Çevre Programı (UNEP United Nations Environment Programme Sustainable Buildings and Climate Initiative 2017) verilerine göre, binalar küresel enerjinin yaklaşık % 40'ını, suyun % 25'ini, kaynakların ise % 40'ını kullanmaktadır. Bu yüzden inşaat sektörü hem enerji kullanımı (Jiang 2011) hem de sera gazı (GHG) emisyonları açısından (Wright ve ark. 2014) dikkat çekmektedir. Ayrıca, binalardaki enerji tüketimi, mevcut teknolojiler kullanılarak % 30 ila % 80 oranında azaltılabilir. Bina enerji verimliliğine yapılan yatırım, yatırım maliyetlerinde kısa sürede getiri sağlayıp, artan maliyetleri dengelemeye yardımcı olur ve doğrudan ve dolaylı tasarruf sağlar. Bina havalandırması binalarda enerji tüketiminde önemli bir yere sahiptir. Ayrıca, çalışanların üretkenliği ve verimliliği, buldukları ortamun termal koşullarına bağlıdır (Akimoto ve ark. 2010, Shin ichi Tanabe ve ark. 2014).

HVAC (Heating Ventilating and Air Conditioning - Isıtma Havalandırma ve iklimlendirme) sistemlerinin temel amacı bina sakinleri için temiz hava ve konforlu



koşullar sağlayarak iç mekan havasını düzenlemektir (Niu ve ark. 2007). Havalandırma için farklı hava dağıtım sistemleri mevcuttur ve bu sistemler Awbi (1998) tarafından özetlenip karşılaştırılmıştır. Düşük hızda hava girişlerine rağmen, oda içerisindeki hava akışı genellikle mekanik üfleme sistemi nedeniyle türbülanslıdır. Havalandırma, doğal, karıştırmalı ve deplasmanlı havalandırma olarak sınıflandırılabilir. Karıştırmalı ve deplasmanlı havalandırma tipleri yaygın olarak kullanılan havalandırma türleridir. HAD simülasyonları ve ölçümler, deplasmanlı havalandırmanın karıştırmalı havalandırmadan enerji tüketimi açısından daha verimli olduğunu göstermektedir (Awbi 1998). Geleneksel karıştırmalı havalandırma sistemleri düşük havalandırma verimliliğine ve daha az enerji tasarruflu olmasına rağmen, hala pazarın büyük bir bölümüne sahiptir. Son zamanlarda, yeni bir havalandırma türü olan çarpan hava jetli havalandırma sistemi deplasmanlı havalandırma ile benzer eğilimler göstermektedir, ancak bu yeni sistemin pratikte meydana gelen birçok farklı durum için havalandırma araştırmacıları ve tasarımcıları tarafından bir süre daha incelenmelidir (Karimipannah ve Awbi 2002).

Hava akışı ve hız özellikleri, sıcaklık, nem ve kirletici madde konsantrasyonu gibi iç mekan hava parametrelerini düzenlemek ve kontrol etmek için çok önemlidir. Bu parametrelerin hava kalitesi, ısıl konfor, sağlık ve enerji tasarrufu üzerinde de önemli etkisi vardır (Moureh ve Flick 2005).

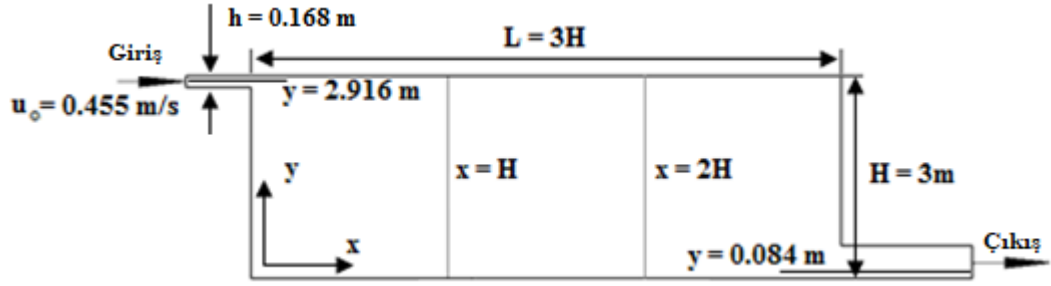
İç ortam tasarımı, hava hızı / sıcaklık dağılımları, bağıl nem, kirletici madde konsantrasyonları ve türbülans seviyelerinin ayrıntılarını gerektiren zorlu bir mühendislik sürecidir. İç hava akışının oldukça karmaşıktır ve genellikle hem basınç gradyanı hem de ısınma etkisi ile kaldırma kuvveti tarafından meydana gelir edilir. Hava akışını kesin olarak tahmin etmenin zorluklarına rağmen, geçmişte hem deneysel ölçümler hem de HAD simülasyonları kullanılmıştır. Çoğu deneysel çalışmada, deney alanını çevreden izole etmek için yapay bir ortam oluşturmak gerekir ve tam ölçekli bir test odası kullanılır. Bu yöntem, kontrol edilebilir akış ve ısıl sınır koşullarına izin verirken, bir yandan da maliyeti yüksek olur ve test süreleri çok uzundur (Horikiri ve ark. 2011). Dolayısıyla, son yıllarda, HAD iç ortam havalandırması simülasyonunda önemli bir rol üstlenmiştir (P. V Nielsen 2004, Pitarma ve ark. 2004). Ancak, oda havalandırması karmaşık, türbülanslı

bir sistemdir ve özellikle türbülans modelinin kullanılması gereken simülasyon çalışmaları için güvenilir kıyaslama çalışmaları gerektirir.

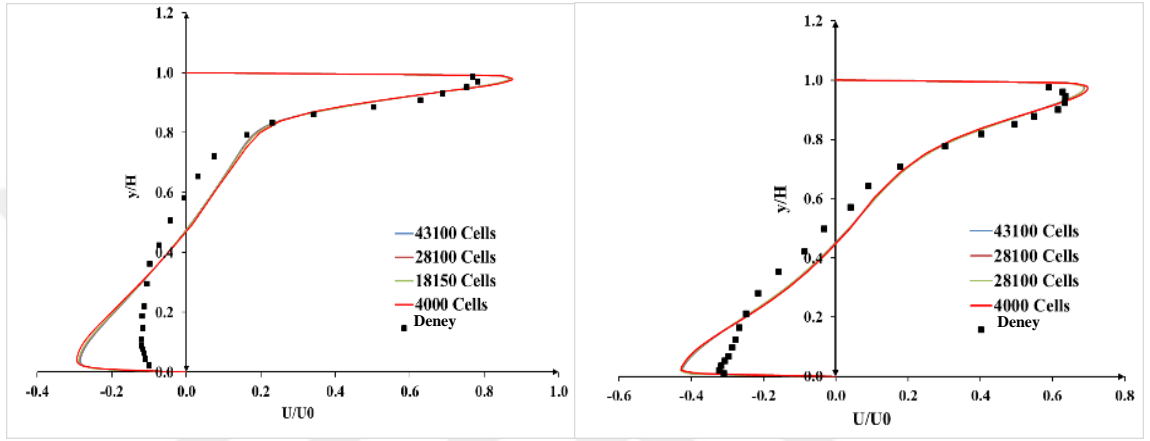
Bu çalışmada,  $k-\epsilon$  ve  $k-\omega$  türbülans modellerinin geçerliliği için zorlanmış taşınım, doğal taşınım ve iki durumun beraber meydana geldiği birleşik taşınım ile ilgili literatürdeki bazı iyi bilinen deneyler kullanılmıştır. Bu deneylerin verileri kullanılarak farklı türbülans modelleri için kıyaslama çalışmaları yapılmıştır. Bu amaçla ANSYS-Fluent 18.0 yazılımı kullanılmıştır. Üç farklı ısı transfer mekanizması için çalışmalar yapılmıştır.

#### 4.1.1. Zorlanmış Taşınım

Zorlanmış taşınım, akışkan hareketinin pompa, fan vb. harici bir kaynak tarafından üretildiği bir ısı taşınım türüdür. Bu durum, Şekil 4.1'de gösterilmiş olan, iyi bilinen IEA Annex20 odası ile incelenmiştir. Bu çalışmanın sonuçları, Nielsen'in (1990) Laser Doppler Anemometre (LDA) ölçümlerinden alınan deney sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Bütün duvarlar adyabatik olarak kabul edilmiştir. Duvarlar arasında sıcaklık farkı yoktur, bu sebeple kaldırma kuvveti etkisi ihmal edilmiştir. Hava, sol üst köşede bulunan üfleme kanalından 0.455 m/s hızında girer ve sağ alt köşede bulunan emme menfezinden dışarı çıkar. Üfleme menfezinin yüksekliğine (h) göre tanımlanan Reynolds sayısının değeri 5000'dir. Geometrinin ölçüleri Şekil 4.1'de verilmiştir. Ağ yapısı, çözümü etkileyen en önemli parametrelerden biridir. Ağ yapısının eleman sayısı ve kalitesi sadece doğru sonucu elde etmekle kalmaz, aynı zamanda çözüm süresini de etkiler. Duvarlarda daha yoğun bir ağ yapısı elde edilmiş ve dörtgen tip eleman seçilmiştir. Ağdan bağımsızlığı sağlamak için dört farklı eleman sayısında (4000, 18150, 28100, 43100) sonuçlar elde edilmiştir. Neredeyse tüm hız profilleri  $x=H$  kesitinde, Şekil 4.2 a, b, c, d,'den görüldüğü gibi birbirleriyle çakışmaktadır ve bunun sonucunda 28100 eleman sayısı seçilmiştir.

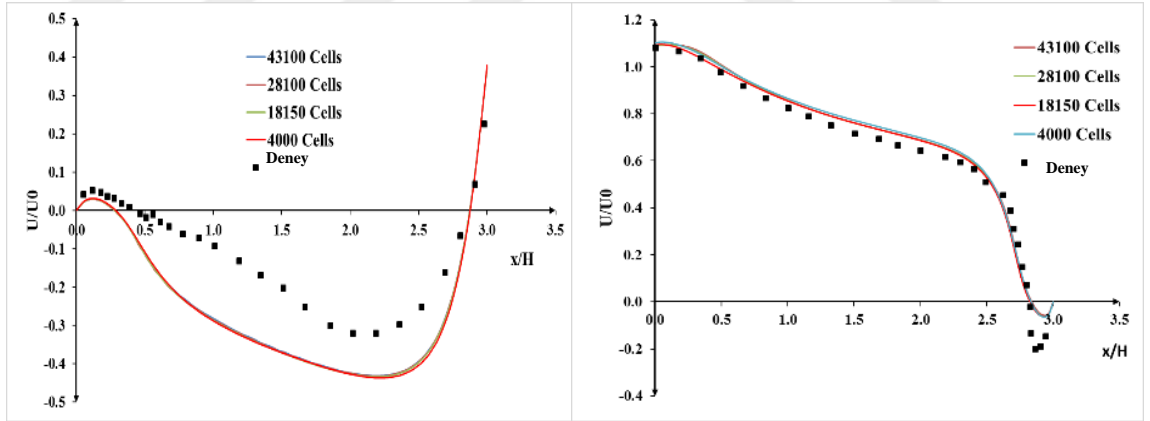


Şekil 4.1 IEA Annex 20 odasının ölçüleri ve sınır şartları



(a)

(b)



(c)

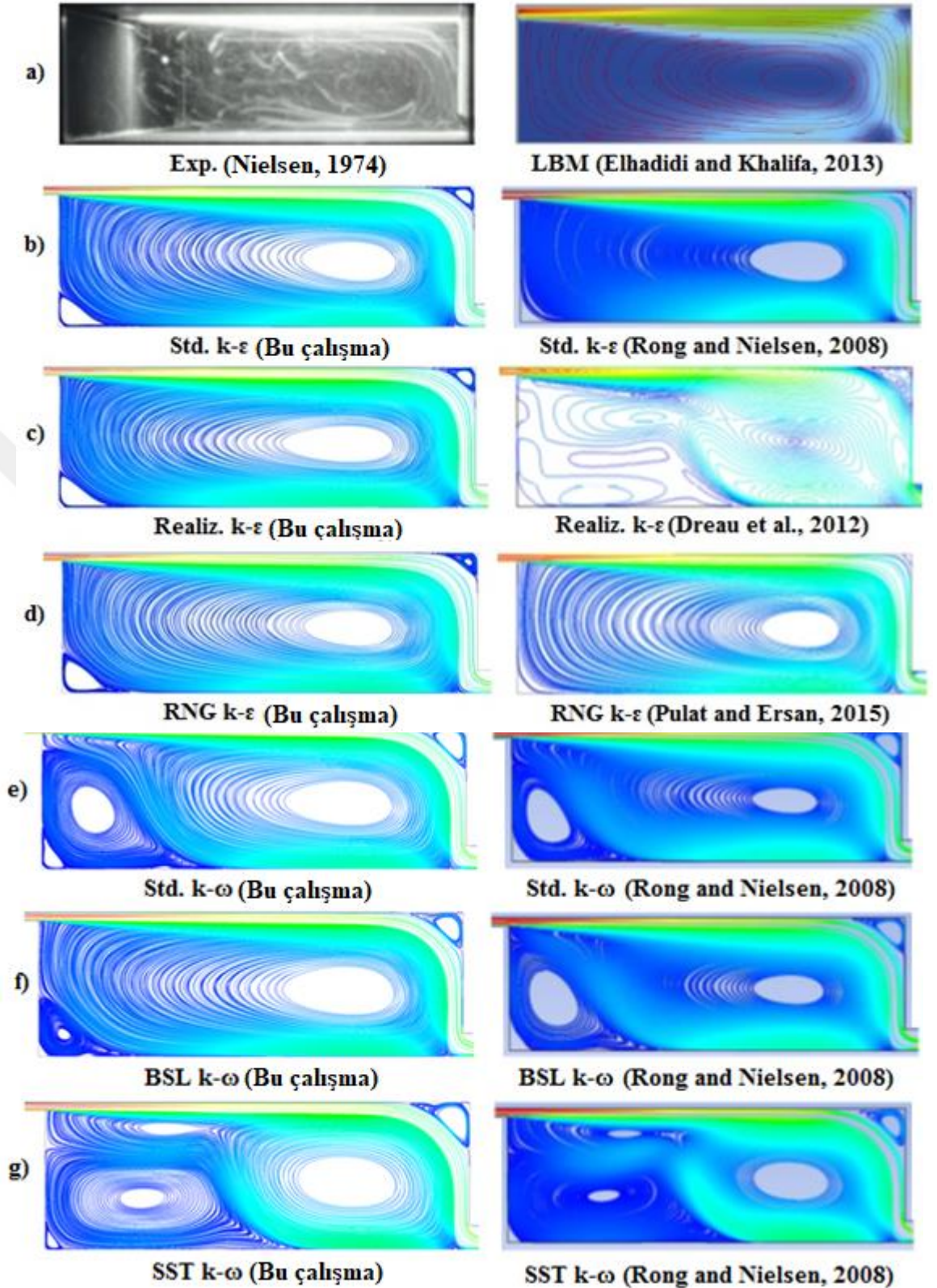
(d)

Şekil 4.2 Zorlanmış taşınım için a)  $x=H$ , b)  $x=2H$ , c)  $y=0,084m$ , d)  $y=2,916m$  kesitlerinde hız dağılımları

Bu çalışmada elde edilen akım çizgileri deneysel veriler (Nielsen 1974) ve literatürdeki bazı diğer sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak Şekil 4.3'te verilmiştir. İlk bakışta, k-ε modellerinin bu çalışmada k-ω modellerinden daha iyi performans gösterdiği

söylenebilir. BSL  $k-\omega$  modelinin performansı diğer  $k-\omega$  modellerine kıyasla nispeten iyi olarak değerlendirilebilir. Lattice Boltzmann Yöntemi (LBY) (Elhadidi ve Khalifa 2013a) ile elde edilmiş sonuçlarda, deneysel verilere benzer şekilde, sağ üst köşede ve sol alt köşede iki girdap vardır. SST  $k-\omega$  modeli ve bazı diğer modellerde, Realizable  $k-\varepsilon$  (Dreau ve ark. 2012), Standard  $k-\omega$  ve Rong ve Nielsen'in çalışmasında (Rong ve Nielsen 2008) sol alt köşedeki girdap deneysel çalışmaya kıyasla daha büyük bulunmuştur.





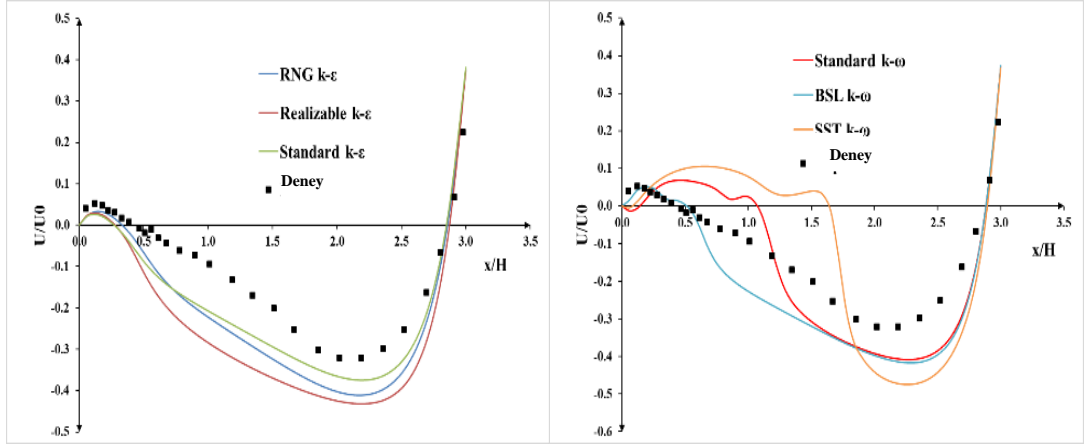
**Şekil 4.3** Akım çizgileri (Bu çalışma: ANSYS-Fluent 18.0; Rong ve Nielsen (2008): ANSYS-CFX 11.0; Dreau ve ark. (2012): STAR-CCM+; Pulat and Ersan (2015): ANSYS-CFX 13.0 Non-isothermal)

$x=H$ 'de, hızın  $x$  bileşenin  $k-\varepsilon$  ve  $k-\omega$  modelleri için boyutsuz hız profilleri gösterilmiş ve Nielsen'in (Nielsen, 1974) ölçüleriyle karşılaştırılarak, Şekil 4.5 a, b'de gösterilmiştir.  $k-\varepsilon$  modelleri için, odanın orta bölgesinde ( $0.3 < y / H < 0.8$ ), en tutarlı modelden en tutarsıza doğru sıralama şu şekildedir: Standard  $k-\varepsilon$ , RNG  $k-\varepsilon$  ve Realizable  $k-\varepsilon$ . Voigt (Voigt 2005) tarafından belirtildiği gibi, bu çekirdek bölgede, hem RNG  $k$ -modeli hem de Realizable  $k\varepsilon$ -modeli, açıklanması zor bir şekilde deneysel verilerden küçük de olsa sapma göstermektedir. Genel olarak, hız tahminlerinin bu bölgedeki ölçümlerle tutarlı olduğu söylenebilir. Ancak zeminde ve kısmen tavanda, tahminler ölçümlerden sapmaktadır. Tüm  $k-\varepsilon$  modelleri zeminde düşük hızları,  $0 < y / H < 0.3$ , ve jet içindeki yüksek hızları,  $0.9 < y / H < 1.0$ , çekirdek bölgeye benzer şekilde aynı sıra ile tahmin etmiştir. Bu bulgular aynı zamanda, Şekil 4.3'teki oda içi akış yapısı ile de tutarlıdır Şekil 4.3 d'de gösterilen (Pulat ve Ersan 2015) çalışma izotermal olmayan durum için geçerlidir. Fakat Zuo ve Chen (2010) tarafından belirtildiği gibi izotermal durumda elde edilen akım çizgileri ile izotermal olmayan durumda elde edilen akım çizgileri neredeyse aynıdır.  $k-\omega$  modellerinde,  $k-\varepsilon$  modellerine benzer şekilde, hız tahminleri, SST  $k-\omega$  modeli hariç odanın ortasında yapılan ölçümlerle tutarlıdır. Yine zeminde ve tavanda, tahminler ölçümlerden sapmaktadır. Hem  $k-\varepsilon$  hem de  $k-\omega$  modelleri izotropik modellerdir ve bu sapmalar yakın duvar bölgesinde türbülans anizotropisine bağlanabilir. Zeminde, Standard ve SST  $k-\omega$  modellerinde akışta dönme meydana gelmektedir. Akım çizgilerinin deneysel gösteriminde, sağ üst köşede ve sol alt köşede iki girdap bulunmaktadır. SST modelinin kullanıldığı durumda, Rong ve Nielsen'in (2008) çalışmasına benzer şekilde sol alt köşede oluşan girdap deneysel veriye göre oldukça büyüktür (Rong ve Nielsen 2008). Ayrıca, Şekil 4.5 c'de akışta meydana gelen dönmenin daha iyi anlaşılabilmesi için, SST  $k-\omega$  modelinde elde edilen hız vektörleriyle birlikte  $x=H$  ve  $x=2H$ 'deki hız profilleri beraber verilmiştir. Ölçümlerle en tutarlı model BSL  $k-\omega$  modelidir. İkinci en iyi model ise std.  $k-\omega$ 'dır.

$x = 2H$ 'de, Şekil 4.5 d ve e'de görüldüğü gibi, hemen hemen tüm modellerde benzer sonuçlar elde edilmiştir, ancak tavanda,  $k-\varepsilon$  tahminleri,  $k-\omega$  tahminlerinden biraz daha iyidir. Hemen hemen tüm  $k-\omega$  modelleri, zemindeki SST  $k-\omega$  modeli sonuçları dışında, benzer sonuçları öngörmüştür. Ölçümlerle en tutarlı tahminler std.  $k-\varepsilon$  ile BSL  $k-\omega$  modellerinden elde edilmiştir.

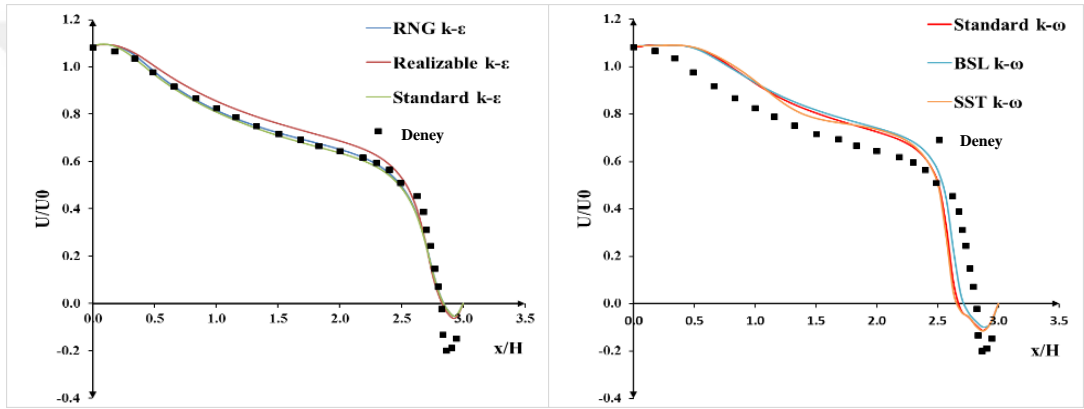
$Y = 0.084$  m'deki zemine yakın bölgede sol duvarın ( $x / H < 0.3$ ) ve çıkışın yanında ( $x / H > 2.8$ ), hem  $k-\epsilon$  hem de  $k-\omega$  modellerinin hız tahminleri Şekil 4.4 a,b'den görüldüğü gibi deneysel verilerle tutarlıdır. Odanın ortasında ( $0.3 < x / H < 2.8$ ) ölçülen hız değerlerinde ise deneysel verilerle farklılıklar vardır ve bu tür farklılıklar türbülanslı hızların dalgalanan kısmına bağlanabilir. En tutarlı modelden en tutarsız modele doğru olan sıralama Standard  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$  ve Realizable  $k-\epsilon$  şeklindedir. Şekil 4.4 b'de görüldüğü üzere,  $k-\omega$  modellerinde Standard ve SST  $k-\omega$  modelleri, odanın ortasından sol duvara kadar olan kısımda (Standard  $k-\omega$  için  $x/H < \sim 1.1$  ve SST  $k-\omega$  için  $x/H < \sim 1.6$ ) odanın sol tarafındaki büyük girdap yapısı nedeniyle yüksek hızları daha yüksek tahmin etmişlerdir.

Odanın tavana yakın olan kısmı  $y = 2.916$  m'de ölçülen değerlerde,  $y = 0.084$  m'de ölçülen değerlere kıyasla sayısal tahmin daha başarılıdır ve  $k-\epsilon$  modellerinden elde edilen sonuçlar Şekil 4.4 c, d'de görüldüğü gibi  $k-\omega$  modellerinden daha iyidir. Standard ve RNG  $k-\epsilon$  modelleri Realizable  $k-\epsilon$  modeline göre daha başarılıdır. Tüm  $k-\omega$  modelleri yakın bir performansa sahiptir. Bazı modellerde odanın sağında oluşan girdap odanın üst kısmındaki akım çizgilerini etkilemediği için genel olarak tüm modeller birbirine yakın sonuçlar vermiştir. Sağ üst köşenin yakınında ( $2.7 < x / H < 3.0$ , Şekil 4.4'de görüldüğü gibi), tüm  $k-\omega$  modelleri, boyutsuz hızı,  $k-\epsilon$  modellerinden biraz daha iyi tahmin etmişlerdir. Bunun sebebi odanın sağ üst kenarında bulunan girdabın büyüklüğünü  $k-\epsilon$  modellerinin,  $k-\omega$  modellerinden daha küçük tahmin etmesidir (Bkz. Şekil 4.3 b, c, d, e, f, g).



(a)

(b)

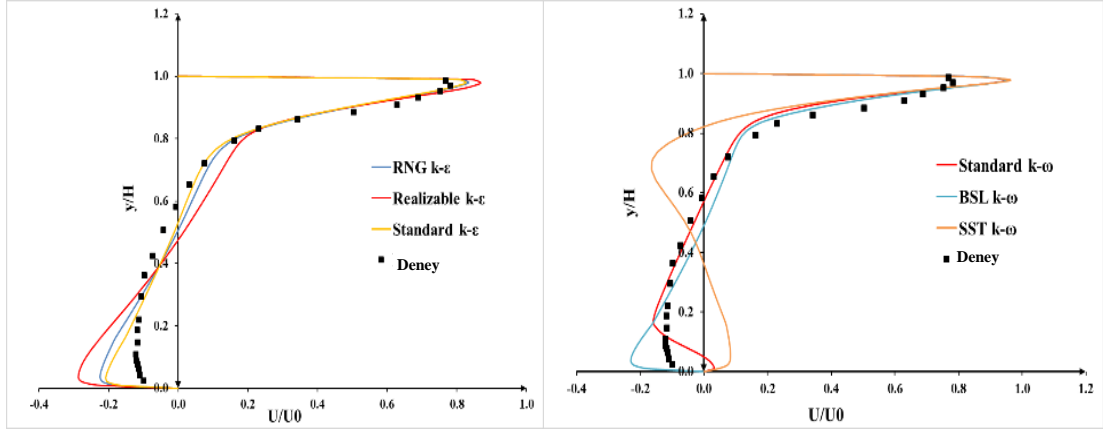


(c)

(d)

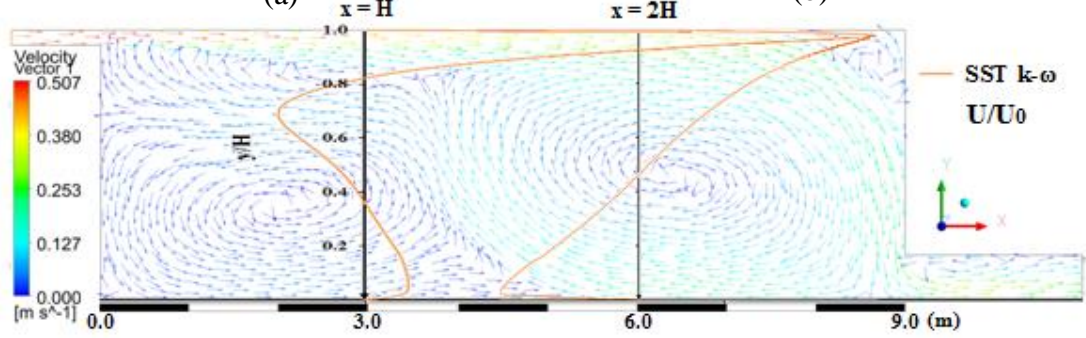
**Şekil 4.4** Boyutsuz hızın  $y=0.084$  m’de  $x$  bileşeni for a)  $k-\epsilon$  modelleri and b)  $k-\omega$  modelleri ve Boyutsuz hızın  $y=2.916$  m’de  $x$  bileşeni c)  $k-\epsilon$  modelleri d)  $k-\omega$  modelleri



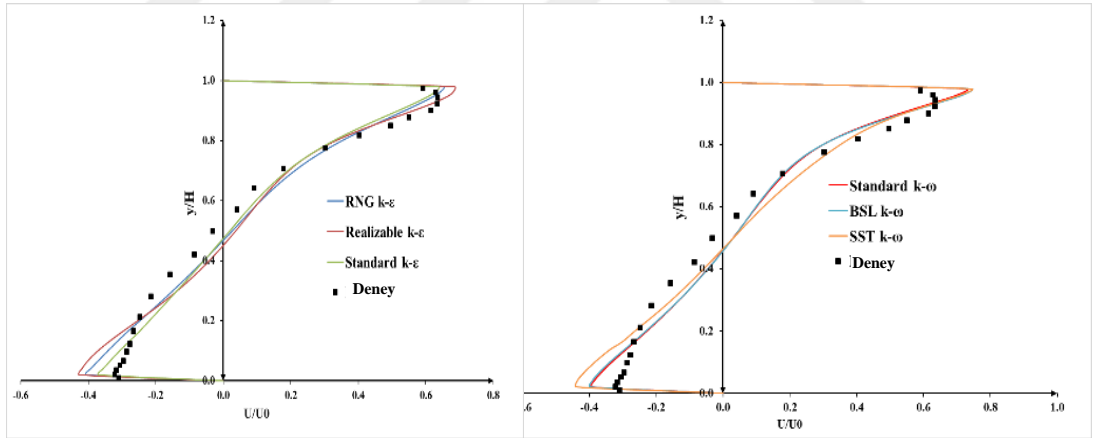


(a)

(b)



(c)



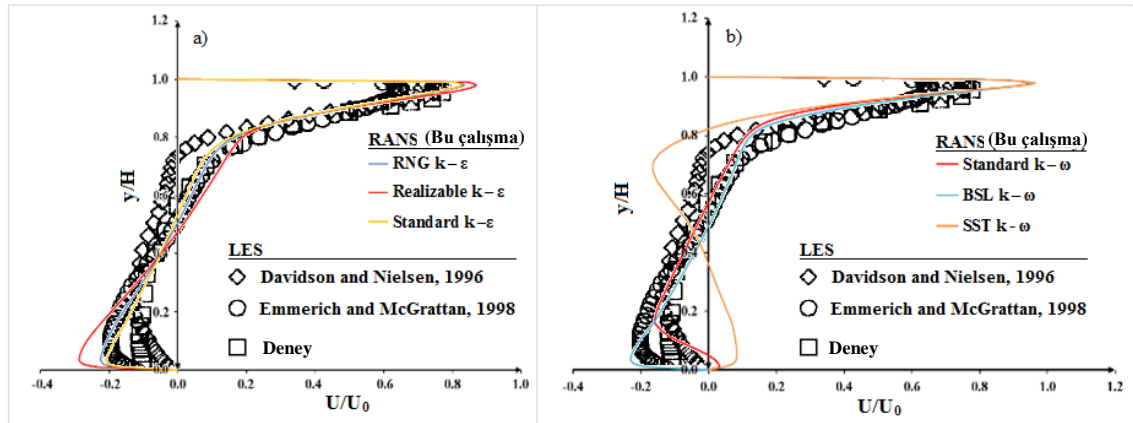
(d)

(e)

**Şekil 4.5** Boyutsuz hızın  $x=H$ 'da  $x$  bileşeni for a)  $k-\epsilon$  modelleri, b)  $k-\omega$  modelleri, c) Hız vektörleri ve  $x=H$  ve  $x=2H$ 'da SST  $k-\omega$  modeliyle elde edilmiş  $U/U_0$  boyutsuz hız profili,  $x=2H$ 'da boyutsuz hız profilleri a)  $k-\epsilon$  modelleri and b)  $k-\omega$  modelleri

Son olarak, bu çalışmada  $x = H$ 'deki boyutsuz hızın  $x$ -bileşeni tahminleri, Şekil 4.6'da görüldüğü gibi literatürdeki bazı SGS (Sub-Grid-Scale) BGS çalışmalarıyla karşılaştırılmıştır. Standard ve RNG  $k-\epsilon$  modelleri ve Standard ve BSL  $k-\omega$  modelleri, Emmerich ve McGrattan'ın (1998) BGS tahminlerine benzer bir performans

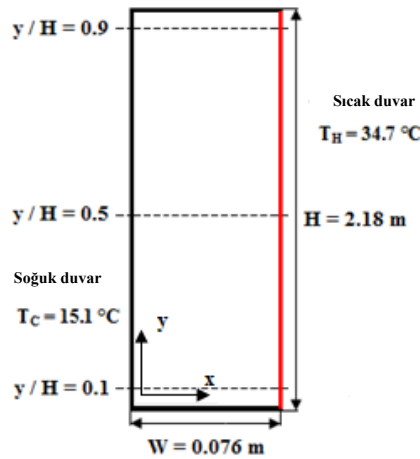
sergilemektedir (Emmerich ve McGrattan 1998). Tüm modellerin hız profilleri tavadan  $y / H = 0.8$ 'e kadar olan kısımda birbirine oldukça yakındır.  $k-\epsilon$  modellerinde, odanın orta yüksekliğinde ( $0.2 < y / H < 0.8$ ), hız profilleri deneysel sonuçlarla ve Emmerich ve McGrattan'ın BGS modeliyle tutarlıdır (Emmerich ve McGrattan 1998). Ancak, tabanın yakınında ( $y / H < 0.2$ ), bu çalışmanın hız profilleri Emmerich ve McGrattan 'in BGS çalışmasının profilleri ile tutarlı olmasına rağmen, her iki profil de deneysel değerlerden daha küçüktür. Zemine yakın bölgede, Realizable  $k-\epsilon$  modeli deneysel verilerle en uyumsuz sonuçları veren  $k-\epsilon$  modeli olmuştur.  $k-\omega$  modelleri için ise Şekil 4.6'da görüldüğü gibi, BSL  $k-\omega$  modelinin hız profili Standard ve RNG  $k-\epsilon$  modelinin hız profiline oldukça benzerdir. Duvara yakın bölgede Standard  $k-\omega$  modeli,  $k-\epsilon$  modellerinden farklı olarak Emmerich ve McGrattan'ın (Emmerich ve McGrattan 1998) tahminleri ile değil, Davidson ve Nielsen'in (Davidson ve Nielsen 1996) BGS modeli ile tutarlıdır. SST  $k-\omega$  modelinin hız profili ise, daha önce açıklandığı gibi diğer tüm profillerle karşılaştırıldığında  $y / H < 0.8$  için tamamen farklıdır. Davidson ve Nielsen'in (Davidson ve Nielsen 1996) BGS modelindeki tutarsızlık Smagorinsky modeline bağlanmıştır, çünkü sonuçlar Smagorinsky sabitine ( $C_s$ ) çok bağımlıdır ve bu değer muhtemelen hem ağ yapısına hem de hem de akışa bağlıdır (Davidson ve Nielsen 1996). Bu nedenle,  $C_s$  değerinin model içinde sabit alınması yerine dinamik olarak hesaplanmasını önermişlerdir.



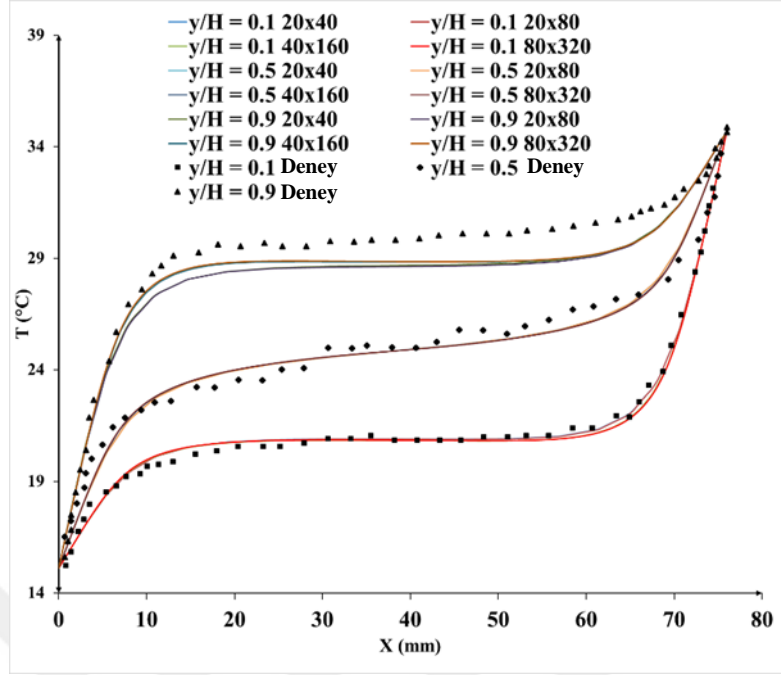
**Şekil 4.6** Nielsen (1990)'in, Davidson ve Nielsen (1996)'in SGS BGS tahminleri ve Emmerich ve McGrattan (1998)'in zorlanmış taşınımında  $x=H$ 'da boyutsuz hız profillerinin deneysel verilerle karşılaştırılması a)  $k-\epsilon$  ve b)  $k-\omega$  modelleri (Smagorinsky sabiti her BGS modeli için  $C_s = 0.14$  alınmıştır.)

#### 4.1.2. Doğal Taşınım

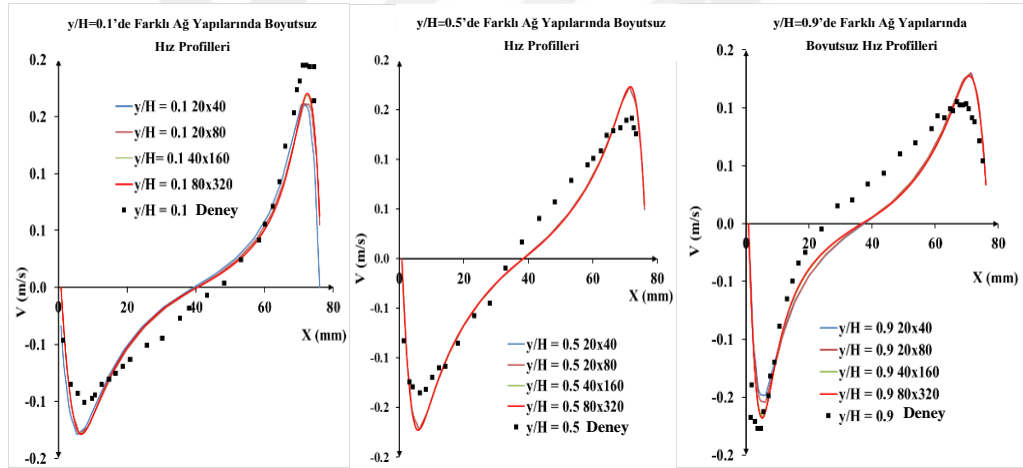
Doğal taşınım, akışkanın sıcaklık değişimine bağlı olarak meydana gelen yoğunluk değişimlerinden dolayı kaldırma kuvveti etkilerinden kaynaklanan akışkan hareketinin üretildiği bir başka ısı taşınım türüdür. Doğal taşınım çalışması için literatürde sıklıkla kullanılan bir geometri ele alınmıştır (Betts ve Bokhari 2000). Doğal taşınım sebebi ile meydana gelen hava hareketi tipik bir pencere problemidir ve binalarda temel akış özelliği olarak sınıflandırılmıştır (Zuo ve Chen 2009). Sayısal sonuçları doğrulamak için (Betts ve Bokhari 2000) tarafından yapılan deneysel bir çalışma kullanılmıştır. Şekil 4.7'de doğal taşınım çalışması için kullanılan geometri ve sınır şartları gösterilmiştir. Soğuk ve sıcak duvar sıcaklığı sırasıyla  $15.1^{\circ}\text{C}$  ve  $34.7^{\circ}\text{C}$ 'dir. Üst ve alt duvarlar adyabatiktir. Sonuç olarak, dikey duvarlar arasındaki sıcaklık farkı  $19.6\text{ K}$  ve genişliğe ( $W$ ) göre Rayleigh sayısı  $0.86 \times 10^6$ 'dır. Bu koşullar altında, geometrinin merkezindeki akış tam türbülanslı ve sıcaklık ile olan özellik değişimleri küçükse, yerçekimi kuvvetinin etkisini sonuçlarda görmek için Boussinesq yaklaşımı kullanılabilir. Sonuçlar, Şekil 4.7 ve 4.8'de görüldüğü gibi ağdan bağımsızlığı sağlamak için dört farklı eleman sayısında [20x40, 20x80, 20x160, 80x320] elde edilmiştir. Şekil 4.8 ve 4.9'de hemen hemen tüm sıcaklık ve dikey hız profilleri birbirleriyle çakışmaktadır. En tutarlı sıcaklık dağılımının  $y/H = 0.1$ 'de görüldüğü tespit edilmiştir. Sonuç olarak 40x160 eleman sayısı çözüm için seçilmiştir.



Şekil 4.7 Doğal taşınım için çalışılan geometrinin ölçüleri ve sınır şartları



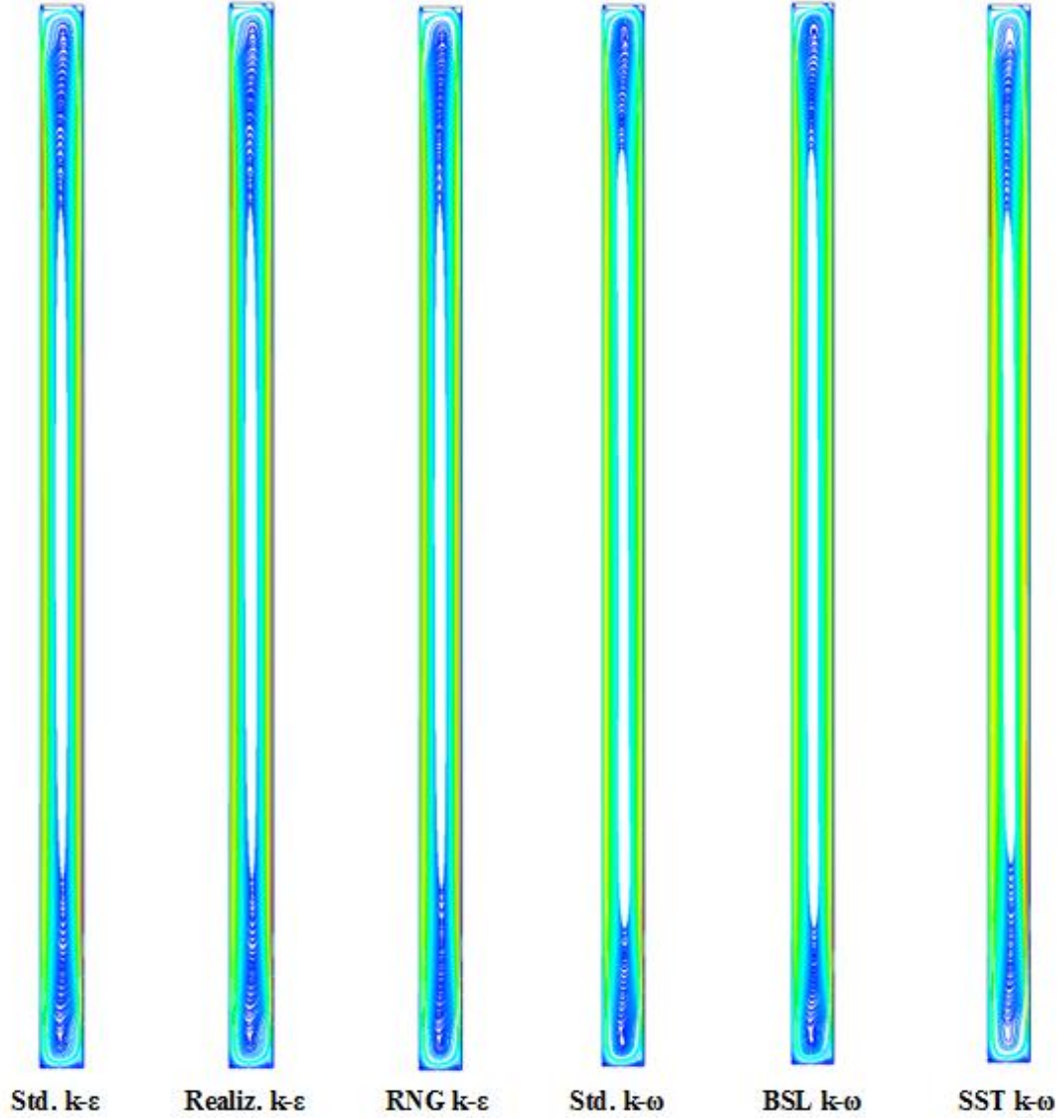
Şekil 4.8 Farklı konumlar için dört farklı ağ yapısında sıcaklık dağılımları



Şekil 4.9 Farklı konumlar için dört farklı ağ yapısında hız dağılımları

Betts ve Bokhari'nin (2000) deney düzeneği geniş en ve boy oranına sahiptir ve iki boyutlu olarak hız ve sıcaklık profilinin elde edilebilmesi için tasarlanmıştır. Yazarın bilgisi dahilinde, muhtemelen çok ince yapısından dolayı Betts ve Bokhari'nin geometrisinin verilerini içeren herhangi bir kıyaslama çalışmasına rastlanmamıştır. Dolayısıyla, sadece bu çalışma için akım çizgileri Şekil 4.10'da verilmiştir. Tüm modellerde akım çizgileri saat yönünün tersi yönde oluşmuştur ve tüm modellerde hemen

hemen akış yapısı aynı olduğundan, çeşitli  $y/H$  değerlerinde sıcaklık ve hız profilleri göz önüne alınarak karşılaştırmalar yapılmıştır.

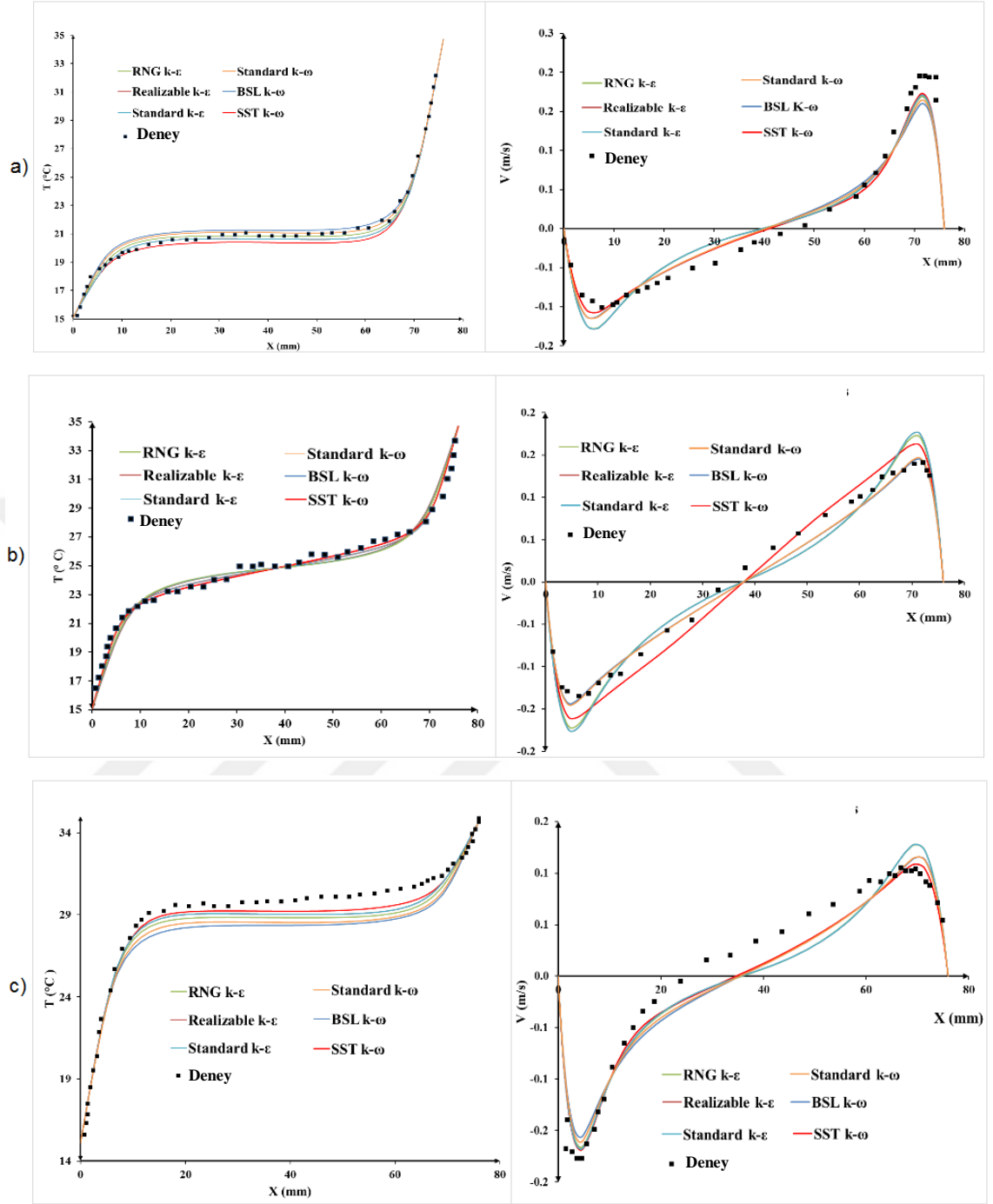


**Şekil 4.10** Doğal taşımında farklı türbülans modellerinde elde edilen akım çizgileri

Seçilen  $y/H$  değerlerinde, Betts ve Bokhari'nin ölçüleriyle karşılaştırılmış olan sıcaklık ve dikey hız profilleri, Şekil 4.11'de verilmiştir. Realizable ve Standard  $k-\epsilon$  modellerinin hız ve sıcak profilleri incelendiğinde sonuçların birbiri ile çok benzer hatta çakışık olduğu görülmektedir. Genel olarak,  $k-\epsilon$  modelleri incelendiğinde hız ve sıcaklık profillerindeki farklılıklarının çok küçük olduğu söylenebilir. Sol ve sağ duvarların yakınında ( $x < 10$  mm ve  $x > 70$  mm), tüm modellerin sıcaklık profilleri, deneysel değerlerle oldukça

uyumludur. Akış yapısı tüm modeller için hemen hemen aynı olduğundan, duvarların yakınında sıcak ve soğuk sınır şartlarından dolayı tüm modellerde sıcaklık değerleri tek bir noktada birleşmiştir. Benzer bir yorum hız profilleri için de yapılabilir. Geometrinin orta bölgesinden ( $10 \text{ mm} < x < 70 \text{ mm}$ ) odanın orta yüksekliğine kadar ( $y / H = 0,1$ 'den  $0,5$ 'e kadar), tüm türbülans modellerinde, sıcaklık ve hız değerleri, deneysel değerler etrafında küçük değerlerle salınım yapar. En üste yakın bölgede ( $y / H = 0,9$ 'da), sıcaklık ve hız profilleri deneysel değerlerden daha düşük değerlere sahiptir. Sıcaklık profilinde deneysel değerler ile en farklı sonucu veren model  $2 \text{ }^\circ\text{C}$  'lık fark ile BSL  $k-\omega$  modeli olmuştur. Soğuk (sol) duvarın yakınında ( $x < 10$ ), alttan orta bölgeye kadar ( $y / H = 0,1$  ve  $0,5$ 'te), tüm türbülans modellerinde hız değerleri deneysel verilere kıyasla daha küçük elde edilmiştir fakat geometrinin üst kısmında ( $y / H = 0,9$ 'da) tüm modeller hız değerlerini olduğundan büyük bulmuşlardır. Sıcak (sağ) duvarın yakınından ( $x > 65$ ), yukarıdan orta bölgeye ( $y / H = 0,9$  ve  $0,5$ 'te) kadar, tüm türbülans modelleri hız değerlerini olduğundan yüksek tahmin ederken, tabana yakın ( $y / H = 0,1$ 'de) bölgede tüm modeller hız değerlerini olduğundan küçük bulmuştur. Sol ve sağ duvara yakın noktalardaki hız ölçümlerinde görülen sapmalar daha önce olduğu gibi türbülans anizotropisine bağlanabilir.

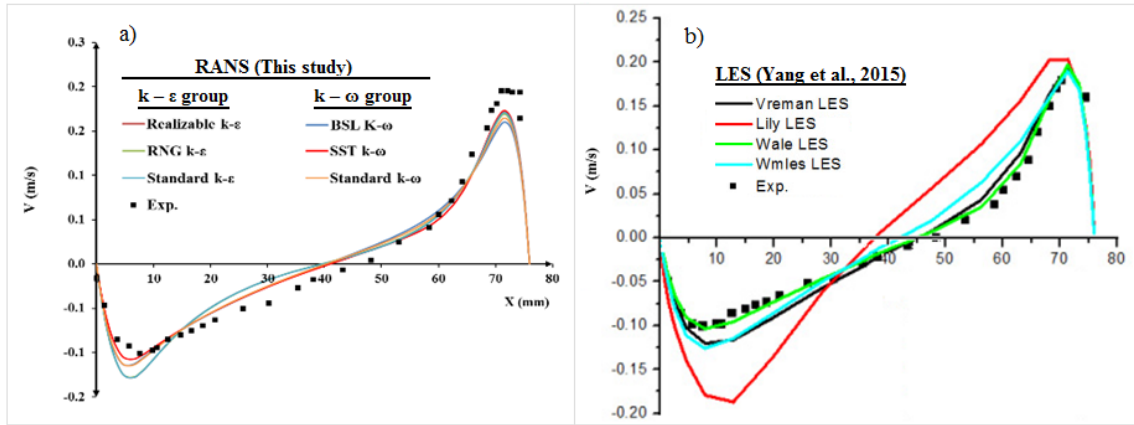
$y / H = 0,1$  ve  $y / H = 0,5$ 'te elde edilen sıcaklık profillerinde deneysel verilerle olan uyum, tüm türbülans modellerinde çok iyidir.  $y / H = 0,9$ 'da ise küçük farklılıklar vardır ve tüm  $Y / H$  değerleri dikkate alındığında SST  $k-\omega$  modeli deneysel verilerle en yakın sonucu veren model olmuştur. Düşey hız sonuçları incelendiğinde tüm  $y / H$  değerlerinde benzer sonuçlar elde edilmiştir. SST  $k-\omega$ , Standard  $k-\omega$  ve SST  $k-\omega$  modelleri, sırasıyla  $y / H = 0,1$ ,  $0,5$  ve  $0,9$  değerlerinde en iyi tahminleri vermiştir.



**Şekil 4.11** Sıcaklık ve hız dağılımları a)  $y/H = 0.1$  b)  $y/H = 0.5$  c)  $y/H = 0.9$

Tüm türbülanslı modeller için,  $y / H = 0.1$ 'de elde edilen hız dağılımları, Şekil 4.12'de görüldüğü gibi literatürdeki bazı BGS çalışmaları ile karşılaştırılmıştır (Yang ve ark. 2015). Bu çalışmadaki RANS modellerinde elde edilen hız profillerinin (Şekil 4.12 a) ve BGS tahminlerinin (Şekil 4.12 b) renklerinin karışmasını önlemek için çalışmalar ayrı

ayrı verilmiştir. Realizable ve RNG k-ε modellerinin hız profili sonuçları birbiri ile Şekil 4.12a'da görüldüğü üzere çakışmaktadır. Aynı durum BSL ve SST k-ε modelleri için de geçerlidir. Şekil 4.12b incelendiğinde Wale BGS SGS modeli dört BGS modeli arasında en iyi performansa sahip olan BGS modelidir. RANS modelleri ise Lily BGS modeline göre deneysel sonuçlara daha yakın değerler vermiştir. Bu örnekte SST k-ω modelinin RANS modelleri arasında en iyi performansa sahip olan model olduğu görülmektedir. Soğuk (sol) duvarın yakınında ( $x < 10$  mm), tüm RANS modelleri için hız tahminleri ölçümlerden daha küçüktür, BGS modelleri için ise benzer eğilim  $x < 25$  mm'den başlamaktadır. RANS modellerinin hız tahminleri yine sıcak (sağ) duvarın yakınındaki ölçümlerden daha küçüktür, fakat Lily modeli hariç BGS modellerinin performansı mükemmeldir.



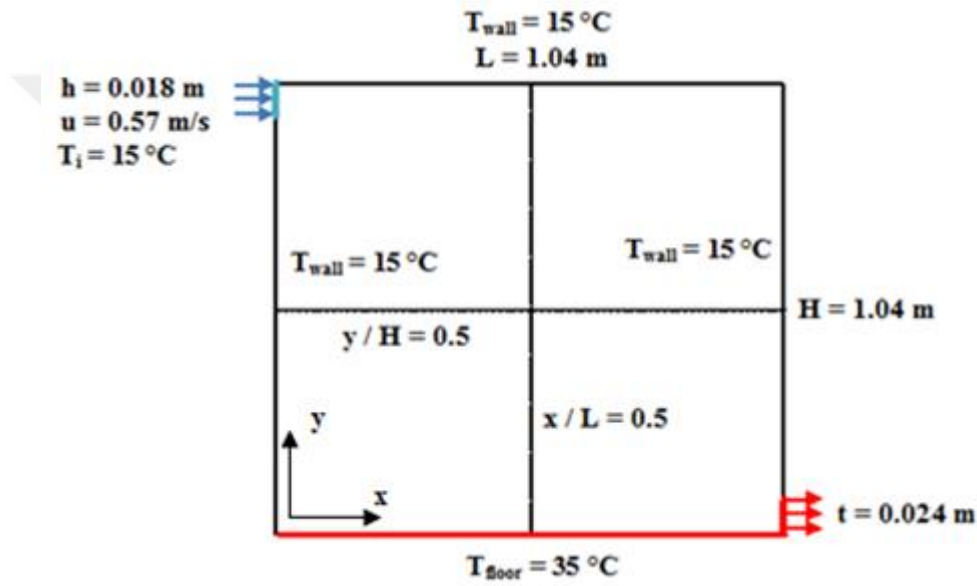
**Şekil 4.12.** Doğal taşınımında  $y/H=0.1$ 'de dikey hız profillerinin karşılaştırılması a) RANS modelleri b) BGS modelleri (Yang ve ark., 2015), (Vreman BGS: Vreman model of BGS, Lily BGS: Lily model of BGS, Wale BGS: Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity SGS Model of BGS, Wmles BGS: Wall Modelled BGS)

#### 4.1.3. Birleşik Taşınım

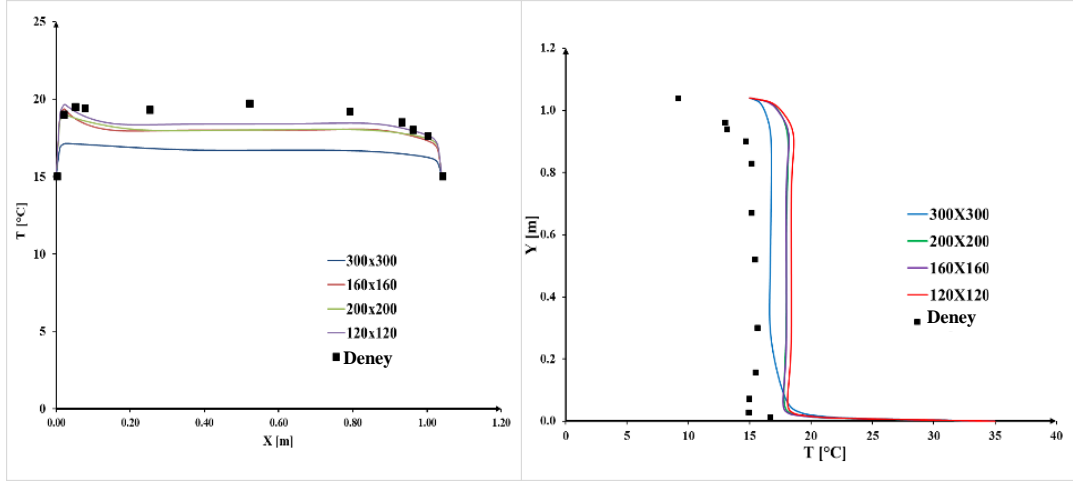
Birleşik taşınım, bir tür ısı transfer mekanizmasıdır ve hem doğal hem de zorlanmış taşınımın birlikte olduğu durumda meydana gelir. Bu durumda momentum ve kaldırma etkileri birlikte etkileşime girer. Birleşik taşınımın olan ısı transferini incelemek için, Şekil 4.6'da görülen (Blay ve ark. 1992) tarafından incelenen, alttan ısıtılmalı  $1 \times 1$  m<sup>2</sup>'lik bir geometri incelenmiştir. Giriş yüksekliği  $h$  0,018 m'dir ve sol üst köşede bulunur. Akış, odaya 0.57 m/s hızla 15 °C'de ( $T_i$ ) girmektedir. Çıkış yüksekliği  $t$ , 0,024 m'dir ve sağ alt



köşede bulunmaktadır. Araştırmacıların kullanmış olduğu test cihazı 35 °C zemin sıcaklığına sahiptir ve yerden ısıtma sistemi kullanılmıştır. Diğer tüm duvar sıcaklıkları ise 15 °C'dir. Geometrinin yüksekliğine (H) göre tanımlanmış Rayleigh sayısı  $2.4 \times 10^9$ 'a eşittir ve giriş yüksekliğine göre tanımlanmış Reynolds sayısı 678'e eşittir. Kaldırma kuvveti etkileri Boussinesq yaklaşımı kullanılarak hesaplanmıştır. Şekil 4.7'de gösterildiği gibi ağdan bağımsızlığını sağlamak için dört farklı eleman sayısında [120x120, 160x160, 200x200, 300x300] sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.7'nin incelenmesiyle 160x160 eleman sayısında ağ yapısı çözüm için seçilmiştir.

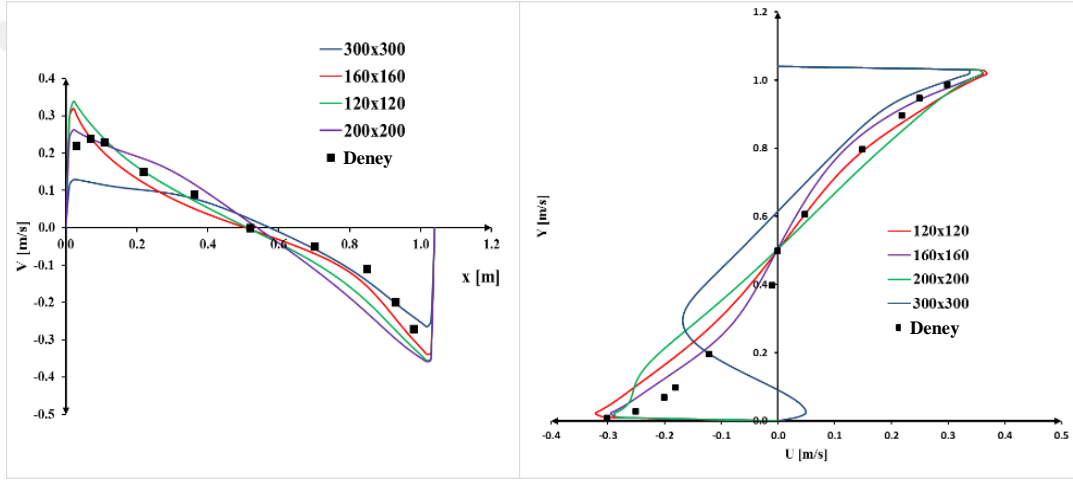


Şekil 4.13 Zorlanmış taşınım için kullanılan geometrinin ölçüleri ve sınır şartları



(a)

(b)



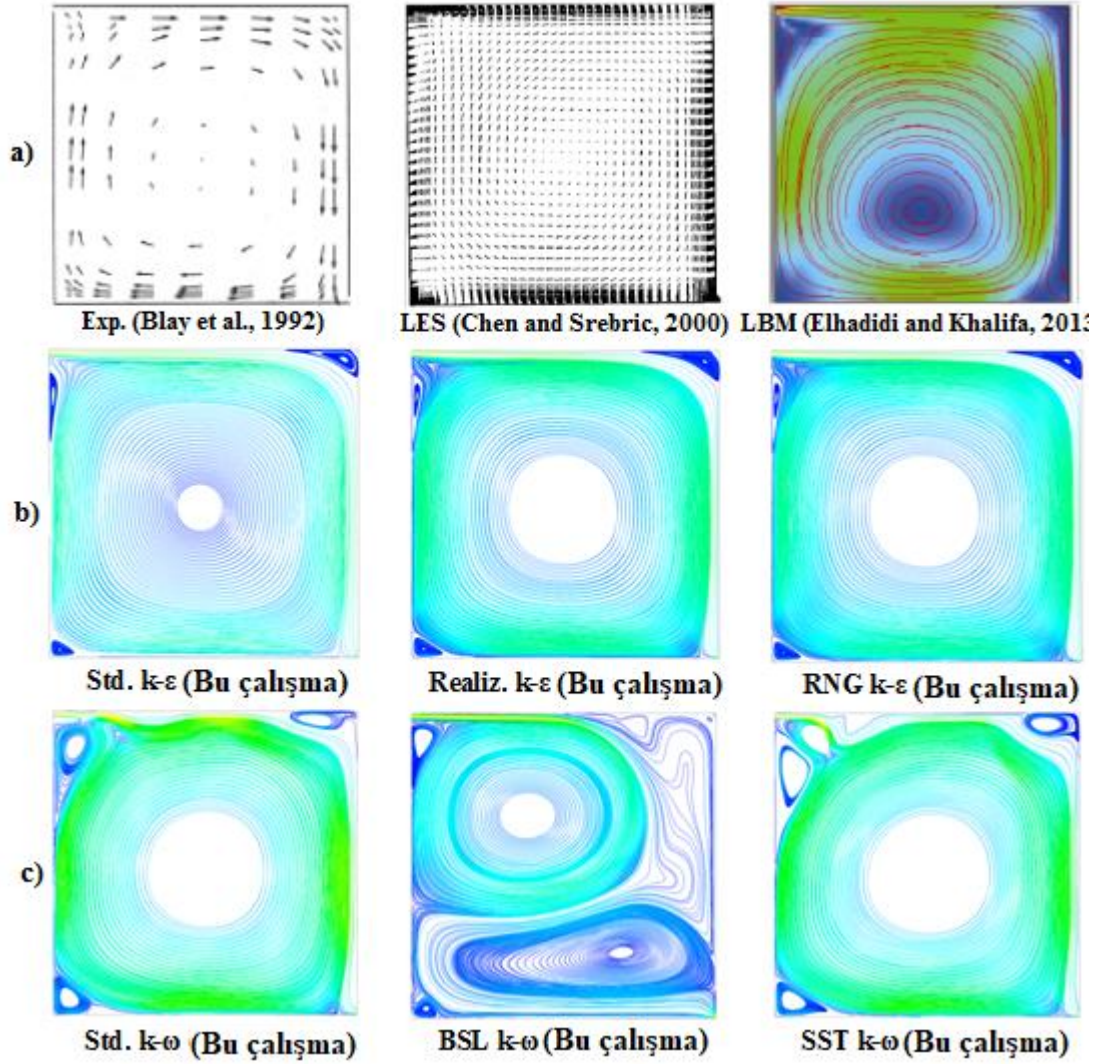
(c)

(d)

**Şekil 4.14** Zorlanmış taşınımında farklı eleman sayıları için a)  $x/L$  konumunda sıcaklık dağılımı, b)  $y/L$  konumunda sıcaklık dağılımı, c)  $x/L$  konumunda hız dağılımı, d)  $y/H$  konumunda hız dağılımı sonuçları

RANS modellerinde elde edilen akım çizgileri ile BGS (Chen ve Srebric 2000), LBM (Elhadidi ve Khalifa 2013b) ve deneyle elde edilmiş akım çizgileri Şekil 4.15 te kıyaslanmıştır. Şekil 12a'da saat yönünde hareket eden girdabın akış yapısını tüm  $k-\epsilon$  modelleri ve kısmi olarak Standard  $k-\omega$  ve SST  $k-\omega$  modelleri yakalamıştır. BSL  $k-\omega$  modelinde ise diğer modellerden farklı olarak, zıt yönlü iki girdap oluşmuştur; üst tarafta oluşan girdap saat yönünde ve alt tarafta oluşan girdap ise saatin yönünün tersine göre hareket etmektedir. Her ne kadar bütün  $k-\epsilon$  modelleri LBM metoduna kıyasla sağ üst köşede biraz daha büyük bir eddy öngörsele de, giriş bölümünün hemen altındaki diğer

eddy de dahil olmak üzere akış yapısının ana özellikleri tüm  $k-\omega$  modellerinden daha iyi iyi tahmin edilmektedir. Elhadidi ve Khalifa'nın (2013) LBM çalışmasında, yoğunluk değişimlerini hesaplamak için ideal gaz yaklaşımı kullanılmıştır. Bu çalışmada, yoğunluk değişimlerini hesaplamak için Boussinesq yaklaşımı kullanılmış, ancak hem RANS hem de LBM simülasyonları için deneysel değerlerle tutarlı tahminler elde edilmiştir.



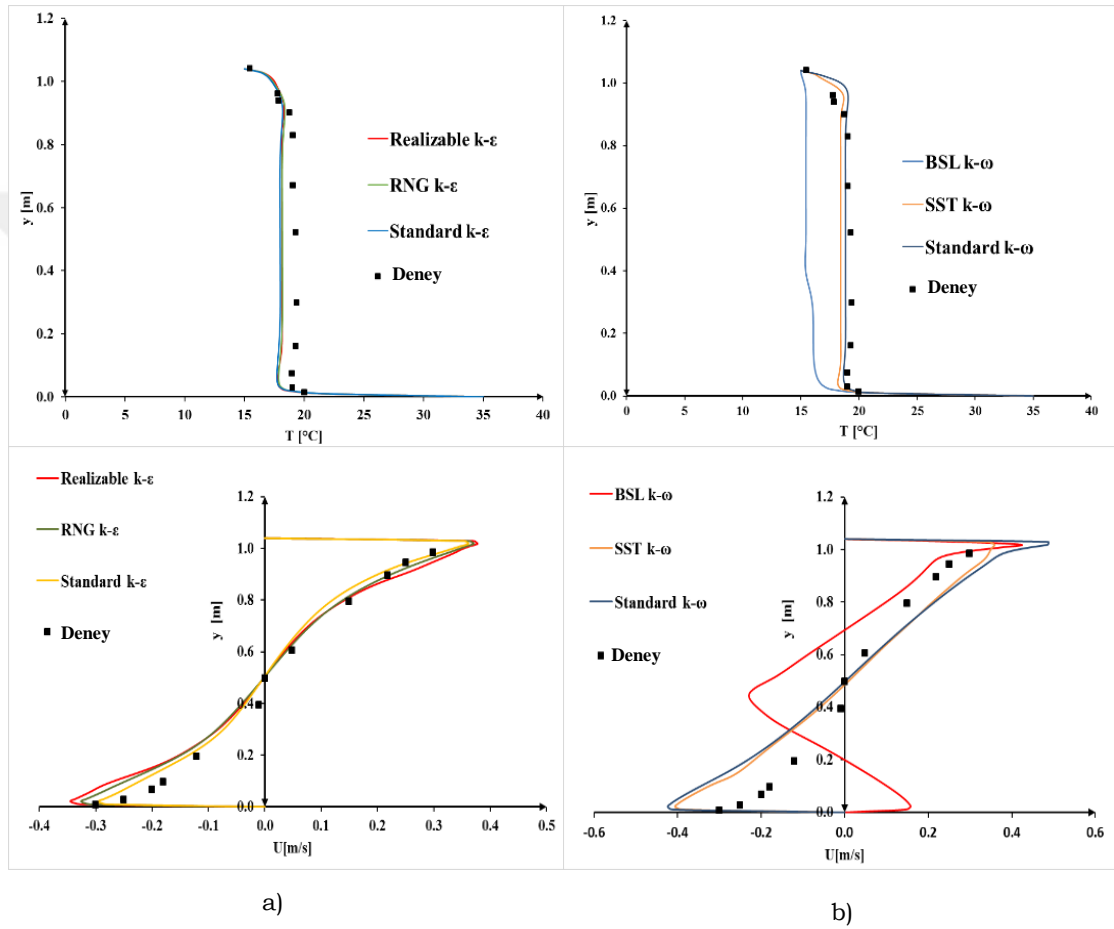
**Şekil 4.15** a) Literatürde elde edilmiş hız vektörleri ve akım çizgileri b)  $k-\epsilon$  modelleri ile elde edilmiş hız vektörleri ve akım çizgileri c)  $k-\omega$  modelleri ile elde edilmiş hız vektörleri ve akım çizgileri.

Şekil 4. 16 ve 18'de verilen, geometrinin orta kısmındaki ( $x / L = 0.5$  ve  $y / L = 0.5$ 'te) sıcaklık ve hız profilleri, deneysel verilerle karşılaştırılmıştır (Blay ve ark. 1992). Şekil 4.16a'da,  $x / L = 0.5$ 'te, tüm  $k-\epsilon$  modelleri sıcaklık dağılımlarında benzer performans

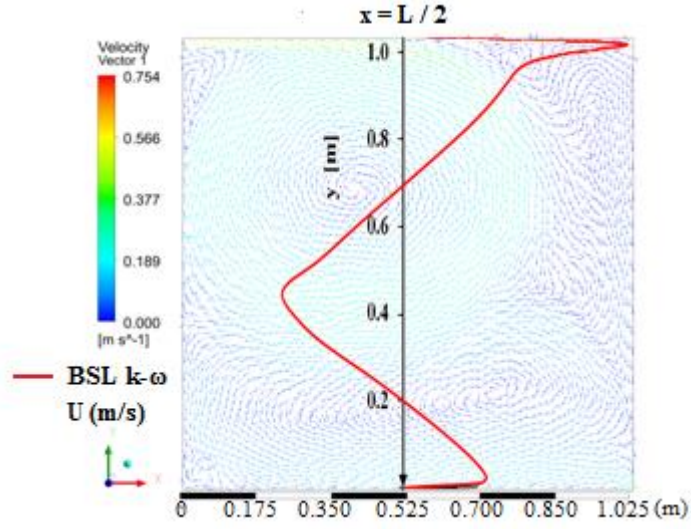
gösterse de, hız dağılımlarında küçük de olsa farklılıklar olduğu görülmüştür. Tüm k-ε modelleri odanın orta bölgesindeki sıcaklık değerlerini gerçek değerlerden biraz farklı bulmuştur ( $0,9 \text{ m} < y < \sim 0,1 \text{ m}$ ). Tavanın yakınında, ( $y > 0,9 \text{ m}$ ), giriş havası sıcaklığı ve tavan sıcaklıkları  $15^\circ \text{ C}$  ile aynı olduğundan, tahmin edilen ve ölçülen sıcaklık değerleri arasındaki tutarlılık beklenen bir durumdur. Odanın merkezinde ( $0,7 \text{ m} < y < 0,3 \text{ m}$ ), k-ε modelleri ile elde edilen hız profillerinde fark yoktur. Tavanın yakın noktalarda, RNG k-ε modeli Standard k-ε modelinden biraz daha iyi performans sergilemiştir fakat zemine yakın noktalarda ise, tam tersi bir durum geçerlidir. Genel bir kıyaslama yapıldığında ise, Standard k-ε hız tahminleri için en iyi model olarak ele alınabilir. k-ε modellerinde elde edilen hız profillerinde meydana gelen küçük farklılıklar, Şekil 4.15b'de de görüldüğü üzere genel akış yapısı göz önüne alındığında oda içi hava akışına etki etmemiştir. k-ω modellerinde, Şekil 4.16b'den görüldüğü gibi, sıcaklık dağılımlarındaki uyum BSL k-ω dışında çok iyidir. Tavanın yakınında ( $y > 0,9 \text{ m}$ ) Standard ve SST k-ω modellerinde elde edilen hızlar ölçümlerinden biraz daha yüksektir. Orta bölgede ( $0,7 \text{ m} < y < \sim 0,1 \text{ m}$ ), Standard ve SST k-ω modelleri sıcaklık dağılımını tüm k-ε modellerinden biraz daha iyi tahmin etmiştir. Buna karşılık, tüm k-ε modelleri, k-ω modellerinden daha iyi hız dağılımları öngörmektedir. Hem sıcaklık hem de hız tahminleri için en kötü performansı BSL k-ω modelinin göstermesi, Şekil 4.15c ve Şekil 4.17'de görüldüğü gibi modelin yanlış akış yapısı öngörmesine bağlanabilir.

Şekil 4.18 a'da,  $y / H = 0,5$ 'te, tüm k-ε modelleri sıcaklık dağılımlarında yine benzer bir performans gösterse de, hız dağılımlarında birbirlerinden küçük farklılıklar göstermişlerdir. Tüm k-ε modelleri, odanın orta bölgesindeki ( $\sim 0,05 \text{ m} < x < 0,9 \text{ m}$ ), sıcaklık değerlerini ölçülen değerlerin altında tahmin etmiştir ancak ölçülen değer ile hesaplanan değer arasındaki bu fark çok küçük olduğundan bu sapma kabul edilebilir düzeydedir. Şekil 4.18b'den görüldüğü gibi k-ω modellerinde, BSL k-ω modeli, Şekil 4.15c'de görüldüğü gibi yanlış akış tahminine bağlı olarak hem sıcaklık hem de hız dağılımları için ölçümlerle tutarlı değildir. Standard ve SST k-ω modellerinde elde edilen sıcaklık tahminleri, k-ε modellerinden biraz daha iyidir. Bununla birlikte, duvarlara yakın hız tahminleri incelendiğinde k-ε modelleri Standard ve SST k-ω modellerinden biraz daha iyidir. Odanın merkez bölgesinde ( $0,3 \text{ m} < x < 0,7 \text{ m}$ ), k-ε modellerinde hız profilleri arasında fark yoktur. Sol duvarın yakınında, BSL k-ω modeli dışındaki tüm türbülans

modelleri ölçümlerden daha yüksek hızları öngörmektedir. Tersine bir durum sağ duvarın yakınında geçerlidir. Duvarların yakınında tahminlerin ölçülen değerlerden sapması, RANS modellerinin izotropik türbülans varsayımına bağlanabilir. Toplamda, akış yapıları ve hız ve sıcaklık profilleri göz önüne alındığında, k-ε modellerinin performansı, k-ω modellerinden daha iyidir çıkarımı yapılabilir ve Standard k-ε modelinin diğer k-ε modelleri arasında en uygun olduğu sonucuna varılabilir.

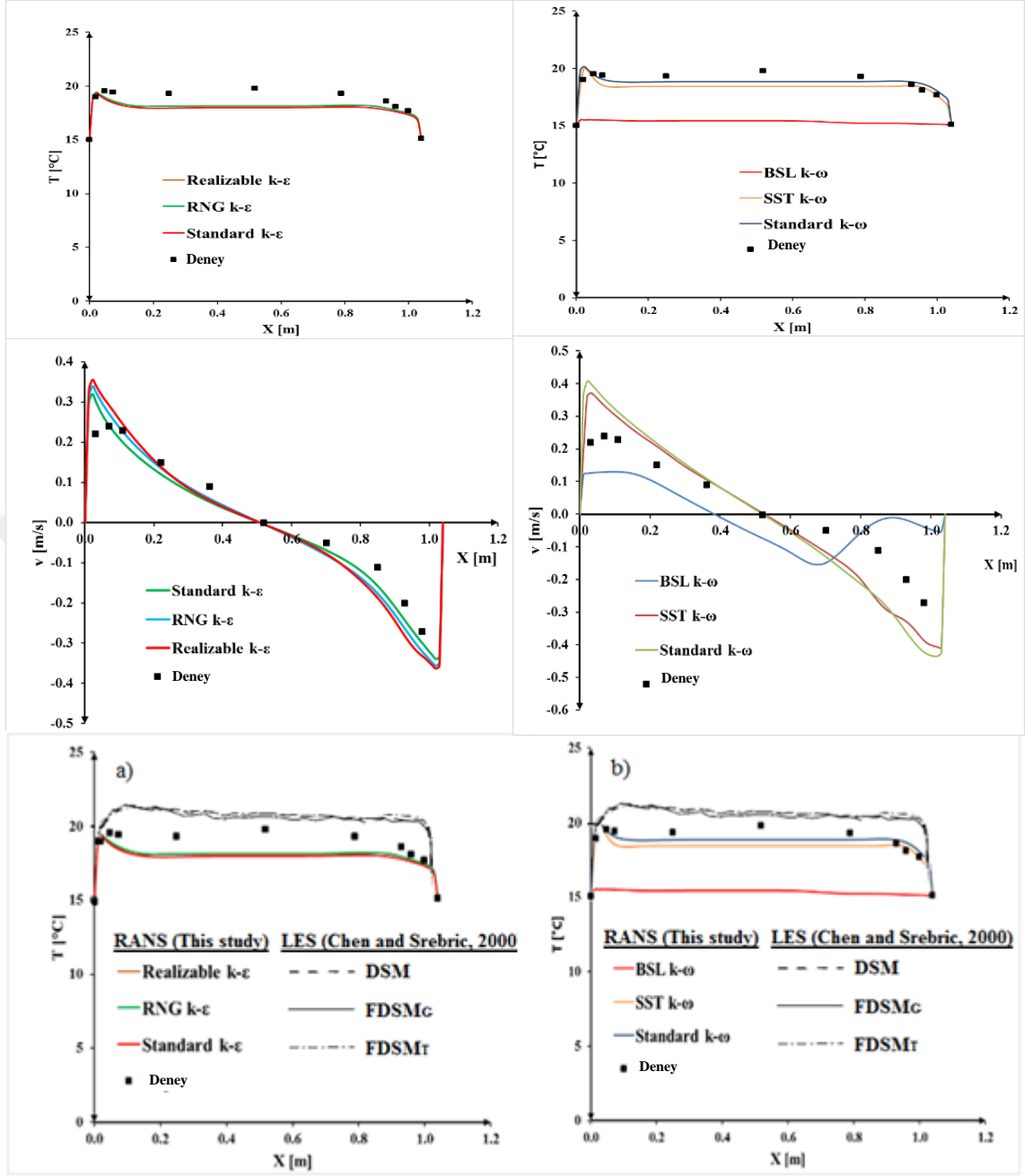


**Şekil 4.16**  $x/L = 0.5$ 'de a) k-ε ve b) k-ω modellerinde hız ve sıcaklık dağılımları.



**Şekil 4.17**  $x=L/2$ 'de BSL  $k-\omega$ 'inde elde edilmiş hız profili ve hız vektörleri

Tüm türbülans modellerinin  $y / H = 0.5$ 'teki sıcaklık profilleri, literatürde yapılmış olan BGS simülasyonları ile karşılaştırılması Şekil 4.18c, d'de gösterilmiştir. Her iki duvarın yakınında, RANS tahminleri BGS'lerden daha iyidir. Merkez bölgede ise, tüm BGS modelleri ölçümlerden daha yüksek sıcaklıkları öngörmüş, bu çalışmadaki tüm RONS modelleri ise ölçümlerden daha düşük sıcaklıkları öngörmüştür.



a)

b)

**Şekil 4.18**  $y/H = 0.5$ 'te birleşik taşınımında sıcaklık ve hız profillerinin karşılaştırılması a)  $k-\epsilon$  and b)  $k-\omega$  modelleri

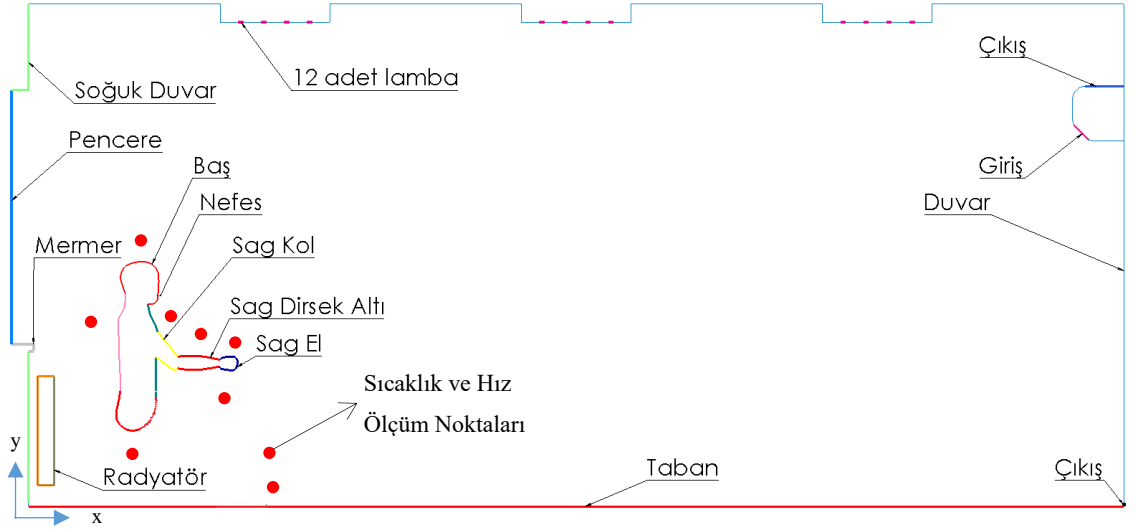
Zorlanmış, doğal ve birleşik taşınımın etkili olduğu üç doğrulama çalışması için, RANS tahminleri, özellikle  $k-\epsilon$  modelleri, BGS tahminleriyle yakın bir performans sergilemiştir. BGS tahminlerinin RANS'a oranla daha doğru olması zaten beklenen bir durum olduğundan sonuçlar bu bağlamda şaşırtıcı değildir, ancak yüksek hesaplama maliyetleri ve sınır koşullarıyla ilgili ciddi dezavantajları nedeniyle mühendislik ve endüstriyel bağlamda BGS modelleri henüz pratik değildir. Nitekim örnek vermek gerekirse, sınır şartı sorunu ortadan kaldırıldığı takdirde, yukarıdaki doğal taşınım örneğinde görüldüğü gibi Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity SGS Model of BGS (Wale BGS) modeli, Şekil 4.12b'de görüldüğü gibi diğer tüm modellerden daha doğru bir hız profilini öngörmüştür. Gant'ın çalışmasında (Gant 2010), ağdan bağımsızlığın önemine ve kaba ağ yapılarının BGS modellerindeki sonuçlara ne denli etki ettiğini vurgulamıştır. Öte yandan,  $k-\epsilon$  modelinin sayısal açıdan avantajı sağlam ve güvenilir olmasıdır. Fiziksel açıdan basit bir şekilde ifade edilmesine rağmen, birçok akış türünde şaşırtıcı derecede iyi çalışmaktadır (Davidson ve Nielsen 1996).

#### **4.2. Bir Ofis Odasında Alttan Isıtma Sisteminin Isıl Konfor Açısından İncelenmesi**

Bu bölümde alttan ısıtma sistemi ile ısıtılan bir ofis odasında hava akışı, ısı konfor, sıcaklık ve hız dağılımları iki boyutlu ve üç boyutlu olarak ayrı ayrı incelenmiştir. Ofis odası için Bursa Uludağ Üniversitesi Ali Durmaz Makine Mühendisliği binasındaki ofis odalarından biri göz önüne alınarak ölçüler elde edilmiştir. Oda içerisinde oturarak çalışan bir insanı temsil eden bir manken modellenmiştir.

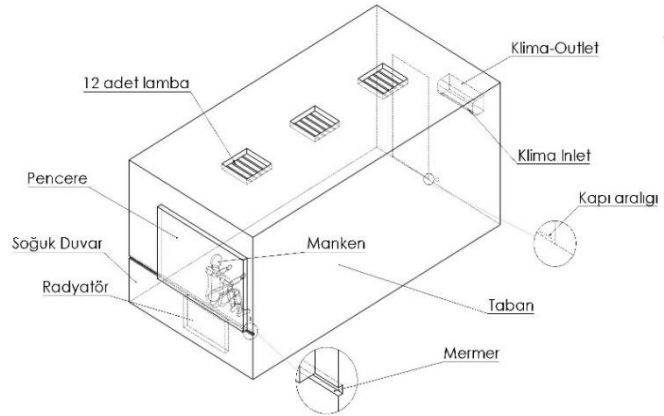
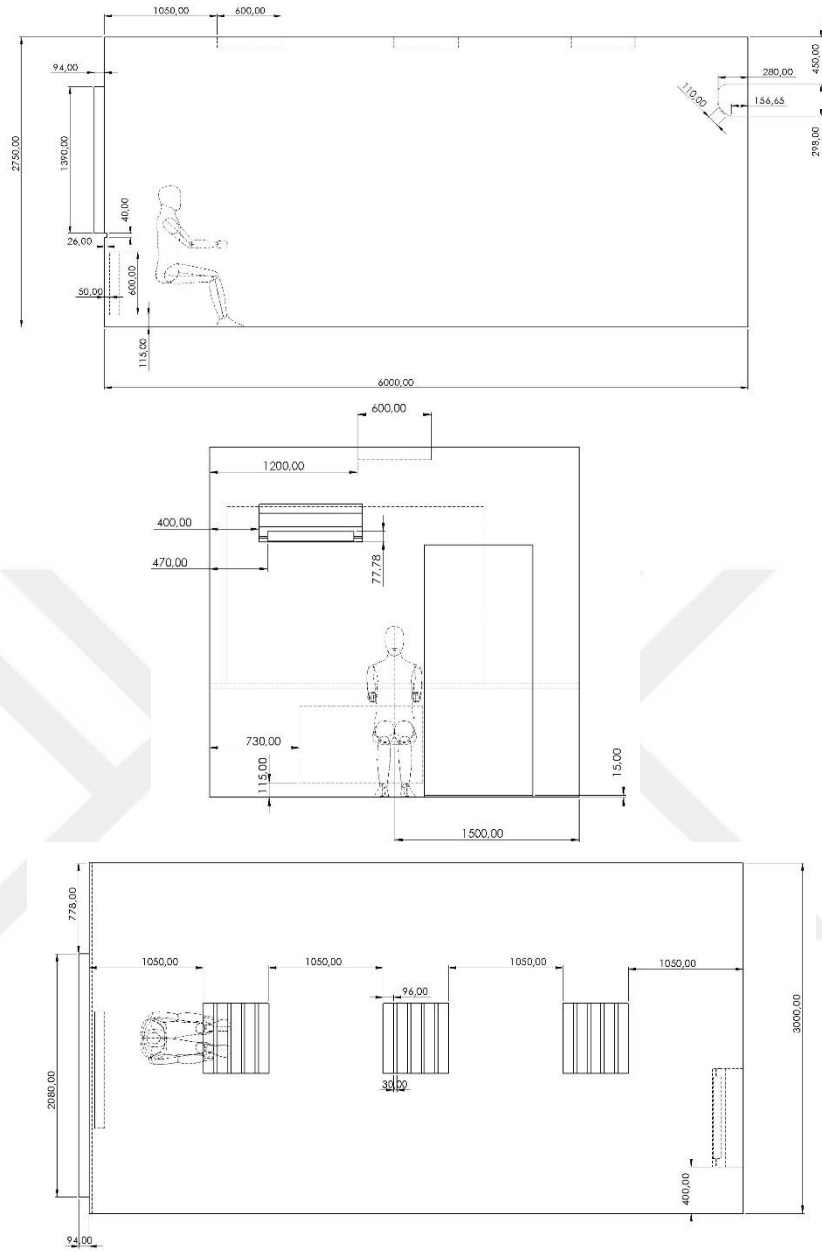
İki boyutlu çalışmada mankenin sol tarafında yer alan vücut parçaları iki boyut kabulünden dolayı modellenmemiştir. Sıcaklık hesaplamalarında ise modellenmemiş bu parçaların da sıcaklıkları kullanıcı tanımlı fonksiyon vasıtası ile hesaplanmıştır çünkü her bir vücut parçasının sıcaklığı bir diğerine etki etmektedir. Bu sebeple vücudun sol tarafında yer alan vücut parçalarının sıcaklıkları sağ tarafta yer alan eş parçaların sıcaklıklarına eşitlenmiştir. Hazırlanan model ve sınır şartlarının atandığı bölgeler Şekil 4.19'da gösterilmiştir. Radyatör ve klima bu bölümde incelenmemiş olup bu geometriler ilgili çalışmalarda aktif hale getirilecektir.





**Şekil 4.19** İki boyutlu alttan ısıtma çalışması için oluşturulan model ve sınır şartlarının atandığı bölgeler

Altan ısıtma durumunda odaya herhangi bir hava girişi olmadığı kabulü yapılmıştır. Odanın sağ alt köşesinde gösterilen küçük açıklık ise kapı eği aralığını temsil etmektedir ve sınır şartlarında “pressure outlet” olarak tanımlanmıştır. Şekil 4.20’de ise odanın detaylı ölçüleri verilmiştir. Altan ısıtma, radyatör ile ısıtma ve klima ile ısıtma durumları için aynı ofis odası kullanılmıştır. Klima ve radyatörün konumları da Şekil 4.20’de gösterilmiştir.



**Şekil 4.20** Ofis odasının geometrik özellikleri

Odada toplam on iki adet floresan lamba bulunmaktadır. Lambalar dörtlü gruplar halinde modellenmiştir. Şekil 4.19’da mankenin baş bölgesinde “Nefes” olarak adlandırılan açıklıkta ise nefes alıp verme sınır şartı aşağıdaki denklem (Villafruela ve ark. 2013a) yardımı ile bir UDF hazırlanarak tanımlanmıştır:

$$V_{\sin} = 4.5 * \sin(1.79 * t)$$

Hız profili sinüzoidal olarak tanımlanmıştır. Burada pozitif değerler nefes verme işlemi tanımlarken negatif değerler ise nefes alma işlemi tanımlar. Akış nefes alıp verme işleminden dolayı “Mixture” kabulü ile çift bileşenli olarak modellenmiştir. İkinci bileşen olarak CO<sub>2</sub> sisteme eklenmiştir. Hava ve CO<sub>2</sub> ideal gaz olarak tanımlanmış ve bu sebeple yer çekimi değeri de -y yönünde -9.81 olarak sisteme girilmiştir. Taban sıcaklığı 26 °C, pencere 12 °C, mermer 13 °C, yeşil renk ile gösterilen soğuk duvar 15 °C, lambalar 60 °C ve geriye kalan duvarlar 18 °C olarak tanımlanmıştır. Başlangıç sıcaklığı 12 °C ile başlamaktadır ve verilen nefesin sıcaklığı 34.5 °C’dir.

Akış türbülanslı ve zamana bağlıdır. Bu ve sonraki çalışmalarda Standard k-ε türbülans modeli “Ölçeklendirilebilir duvar fonksiyonu” ile birlikte kullanılmıştır. Scalable Wall Function ile manken üzerindeki karmaşık yüzeylerde uygun y+ değerlerinin elde edilemediği durumlarda duvar fonksiyonunun özelliğinden hareketle daha doğru çözüm elde etmek amaçlanmıştır. Ayrıca bu kabul ile daha az eleman sayısında çözüme ulaşılmış ve hesaplama maliyetleri azaltılmıştır. Yakınsama kriteri 10<sup>-6</sup> olarak ayarlanmıştır. Zaman adımı 0.1 sn olarak belirlenmiştir ve toplam bir saat için çözüm yapılmıştır.

Tez çalışması kapsamında tüm sayısal çalışmalarda hexahedral elemanlar kullanılmıştır. Çözümün ağdan bağımsızlığını test etmek için ise Ağ Yakınsama İndeksi (AYI) (Grid Convergence Index-GCI) değeri hesaplanmıştır. Celik ve ark. (2008) AYI hesaplama adımlarını çalışmalarında belirtmiştir. Buna göre birbirinden farklı eleman sayılarına (N<sub>1</sub>, N<sub>2</sub>, N<sub>3</sub>) sahip en az üç ağ yapısında, aynı koordinatlarda, çalışmanın amacı için kritik öneme sahip bir parametrenin değerleri (T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub>, T<sub>3</sub>) elde edilir.

Ağ iyileştirme oranı sırasıyla iki boyutlu ve üç boyutlu geometriler için aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$h = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta A_i) \right]^{1/2}$$

$$h = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{1/3}$$

$\Delta A_i$  ilgili hücrenin alanını,  $\Delta V_i$  ise hacmini ifade eder. Ağ iyileştirme faktörü  $r$  ( $h_{kaba} / h_{sık}$ ) ile ifade edilir ve bu değer en az 1.3 olması beklenir. Ardından sırası ile aşağıdaki işlem adımları takip edilir:

$$\varepsilon_{32} = T_3 - T_2$$

$$\varepsilon_{21} = T_2 - T_1$$

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln |\varepsilon_{32} / \varepsilon_{21}| + q(p) \right|$$

$$q(p) = \ln \left( \frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right)$$

$$s = 1 \cdot \text{sgn}(\varepsilon_{32} / \varepsilon_{21})$$

$$T_{ext}^{21} = (r_{21}^p T_1 - T_2) / (r_{21}^p - 1)$$

Yaklaşık bağıl hata aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$e_a^{21} = \left| \frac{T_1 - T_2}{T_1} \right|$$

Ardından AYI değeri hesaplanır:

$$GCI_{sik}^{21} = \frac{1.25e_a^{21}}{r_{21}^p - 1}$$

**Çizelge 4.1** GCI değeri ve değere ulaşmak için yapılan hesaplamalar

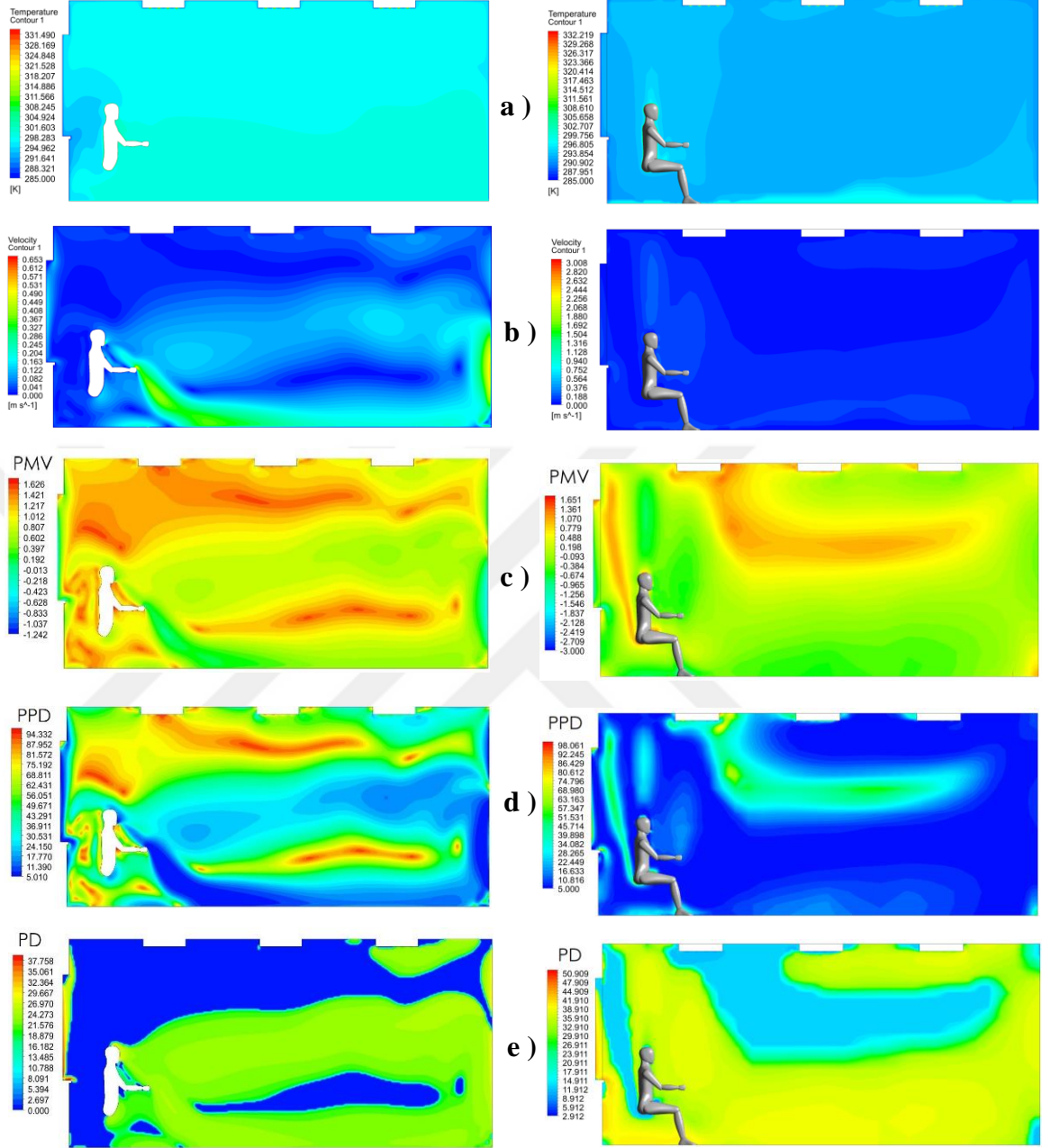
	<i>İki Boyutlu</i>	<i>Üç Boyutlu</i>
$N_1, N_2, N_3$	210208, 100424, 51402,	2991936, 1456144, 742916
$r_{21}$	2.426	2.55
$r_{32}$	2.233	2.398
$T_1$	23.171	19.575
$T_2$	24.326	18.942
$T_3$	24.939	16.364
$p$	0.87	1.639
$e_a^{21}$	0.0245	0.0964
$AYI_{sik}^{21}$	% 2.64	% 1.11

Yapılan hesaplamalar sonucunda çalışmada eleman sayısına bağlı sayısal belirsizlik iki boyutlu çalışma için %2.64, üç boyutlu çalışma için %1.11'dir. AYI değerlerinin kabul edilebilir düzeyde olması sebebi ile daha fazla eleman sayısına ihtiyaç duyulmamıştır.

Kabullerin ardından çözümlene işlemi yapılmış ve her bir zaman adımında yakınsama kriterine ulaşılmıştır. Sıcaklık, hız, PMV, PPD ve PD dağılımları iki ve üç boyutlu çalışmalar için Şekil 4.21'de gösterilmiştir.

## I) İki Boyutlu

## II) Üç Boyutlu



**Şekil 4.21** Alttan ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada, mankeni ortalan kesitte ( $z=1,5$  m) a) Sıcaklık, b) Hız, c) PMV, d) PPD ve e) PD dağılımları.

Şekil 4.21 Ia incelendiğinde taban sıcaklığının genel dağılımda baskın olduğu anlaşılmaktadır. Tabana yakın bölgeler alttan ısıtma sisteminden dolayı bekleneceği üzere daha sıcaktır. İdeal gaz kabulünden dolayı hem taban hem manken üzerindeki hava

ısınarak yükselmektedir. Oda içerisindeki ortalama sıcaklık 24.817 °C'dir. Her bir vücut parçası üzerindeki sıcaklık dağılımını ise Çizelge 4.1'de verilmiştir:

**Çizelge 4.2** Alttan ısıtma sisteminin incelendiği durumda vücut parçaları üzerindeki sıcaklık değerleri.

<i>Vücut Parçası</i>	<i>Sıcaklık (°C)</i>
Solayak	31.86
Sagayak	31.85
Soldizalti	31.88
Sagdizalti	31.88
Solbacak	32.23
Sagbacak	32.23
Pelvis	32.99
Baş	31.77
Solel	29.71
Sagel	29.71
Soldirsekali	30.82
Sagdirsekalti	30.82
Solkol	32.22
Sagkol	32.22
Gogus	32.41
Sirt	32.18

Değerler incelendiğinde aynı uzvun sağ ve sol kısımlarındaki sıcaklıkların aynı olduğu görülmektedir. İki boyut kabulünden dolayı sağ ve solda olan uzuvlar için çevre sıcaklığı aynı noktalardan tayin edilmiştir ve bu sebepten dolayı bu uzuvların sıcaklıkları birbirlerine eşittir. Mankenin arka tarafında pencere ve soğuk duvardan dolayı hava sıcaklığı düşüktür. Buna rağmen sırt sıcaklığı vücudun çoğu kısmından yüksektir. Bu durumun sebebini anlamak için sıcaklık sonuçları Şekil 4.21 Ib'de verilen hız sonuçları ile beraber incelenmelidir. Oda içerisindeki en yüksek hız el bölgesinin çevresinde meydana gelmektedir ve bu durum ısı transferini arttırmaktadır. Sırt bölgesinde ise düşük hızlar söz konusudur. Bunun yanında sırt kor sıcaklığının yüksek olması da yine bu bölgedeki sıcaklığın diğer bölgelere nazaran yüksek olmasının en önemli sebeplerinden biridir. Baş bölgesinde de benzer bir durum söz konusu olup baş etrafında her ne kadar hava sıcaklığı yüksek olmasa da nispeten diğer bölgelere göre sıcaklık daha yüksektir.

Pelvis ise en yüksek sıcaklığa sahip bölgedir. Yüksek kor sıcaklığı ve diğer bölgelere nazaran düşük hızların hakim olması bu durumun nedeni olarak açıklanabilir.

Sıcaklık dağılımını Şekil 4.21 IIA'da verilen üç boyutlu çalışma için incelendiğinde temel özelliklerin benzer olduğu görünse de genel dağılımın farklı olduğu anlaşılmaktadır. Taban bölgesinde sıcaklık iki boyutlu çalışmada olduğu gibi yüksek olsa da burada olan ısınma iki boyutta olduğu gibi büyük bir alanı değil, küçük, lokal bir kısmı etkilemiştir. Genel anlamda değerlendirildiğinde ise iki boyutlu odada ortalama sıcaklık 24.817 °C iken üç boyutlu odada ise ortalama sıcaklık 19.618 °C'dir. Üç boyutlu odada sıcaklık dağılımını iki boyutlu odada olduğu kadar homojen dağılmamıştır. Mankenin odaya göre sıcak olan yüzeyinden yükselen hava net bir şekilde üç boyutlu çalışmada elde edilmiştir. İki çalışmadaki ortalama sıcaklıklar arasında yaklaşık 5 °C'lik fark vardır. Üç boyutlu odanın tüm geometrik özellikleri, geometrik yapıdan dolayı iki boyutlu çalışmaya aktarılamamıştır. Bu durum iki çalışmanın sonuçlarının birbirinden farklı olma sebeplerinden biridir. Buna bağlı olarak odada biriken karbondioksit miktarı da iki çalışmada birbirinden farklıdır. Üç boyutlu çalışmada 0.438 kg CO<sub>2</sub> birikirken iki boyutlu çalışmada ise 6.721 kg CO<sub>2</sub> birikmiştir. Odada yaklaşık olarak on beş kat fazla CO<sub>2</sub> birikmiştir ve bu CO<sub>2</sub> nefes sıcaklığından dolayı bir ısı kaynağı gibi davranmıştır.

Şekil 4.21 IIB'de verilen hız dağılımında en yüksek hızların sıcak bölgelerin etrafında yoğunluğu düşüp yükselen havada meydana geldiği görülmektedir. Şekil 4.21 IB'ye bakıldığında ise verilen nefesin oda içerisindeki hava akımına büyük ölçüde etki ettiği görülmektedir. Odada daha fazla hava hareketi olmakta ve bu durum da ısı transferini arttırmaktadır. Ortalama hızlar ise neredeyse aynıdır, ki boyutlu odada ortalama hız 0.083 m/s, üç boyutlu odada ise 0.086 m/s'dir. Bununla birlikte bu benzerlik odadaki hava akışı yapısına etki etmemiştir.

Alttan ısıtmada konfor indislerinin dağılımını Şekil 4.21 I-II-c,d ve e'de verilmiştir. İki boyutlu çalışmada PMV dağılımına bakıldığında maksimum değer 1.626 minimum değer ise -1.242 olduğu görülmektedir. Düşük PMV değerleri daha çok soğuk duvarın hemen etrafında görülmektedir ve standart hareket alanı içerisinde sıfırın altında PMV değeri elde edilmemiştir. Oda içersimnde PMV değerleri nötr ve sıcak değerler olan sıfır



ve iki arasında değişmektedir. Oda içerisindeki ortalama PMV değeri ise 0.93'tür. PPD dağılıma bakıldığında ise en konforlu bölgenin taban bölgesinde olduğu görülmektedir. Sonuçlar PPD'nin matematiksel tanımından dolayı PMV değerleri ile uyumludur ve ortalama PPD değeri %44 civarındadır. PD düşük hız değerlerinden dolayı odanın önemli bir bölümünde sıfır olarak hesaplanmıştır. En yüksek PD değeri ise pencere etrafında olmuştur. Bunun sebebi ise ısınan havanın yükselerek hız kazanması ve hem soğuk duvar hem de pencereden dolayı ısı kaybetmesidir. Böylelikle bu bölgedeki hava hem odanın kalanına göre daha yüksek hızda hem de daha soğuktur. Bu sebeple cereyan değerleri bu bölgede yüksektir. Oda içerisindeki ortalama PD değeri ise %13 civarındadır. Oda cereyan bağlamında incelendiğinde konforludur yorumu yapılabilir.

Üç boyutlu çalışmada PMV dağılımına bakıldığında maksimum değerin 1.651 minimum değerin ise -3 olduğu görülmektedir. Düşük PMV değerleri iki boyutlu çalışmada olduğu gibi daha çok soğuk duvarın hemen etrafında görülmektedir ve standart hareket alanı içerisinde sıfırın altında PMV değeri elde edilmemiştir. Oda içerisinde PMV değerleri nötr ve sıcak değerler olan sıfır ve iki arasında değişmektedir. Oda içerisindeki ortalama PMV değeri ise 0.028'dir ve nötr değere oldukça yakındır ve iki boyutlu çalışmaya göre daha düşüktür. PPD dağılıma bakıldığında ise en konforlu bölgelerin taban ve odanın orta kısımları olduğu görülmektedir. Sonuçlar PPD'nin matematiksel tanımından dolayı PMV değerleri ile uyumludur ve ortalama PPD değeri % 12.93'tür. Ortalama hız değeri iki boyutlu çalışmaya göre yüksek olduğundan üç boyutlu çalışmada PD'nin sıfır olarak ölçüldüğü bir bölge olmamıştır. En yüksek PD değerleri pencere etrafında olmuştur. Bunun sebebi ise düşük sıcaklıktaki sınır şartıdır. Oda içerisindeki ortalama PD değeri ise %31.13'tür. Oda iki boyutlu çalışmaya göre daha yüksek cereyan değerlerine sahiptir.

### **4.3. Bir Ofis Odasında Radyatör ile Isıtma Durumunun Isıl konfor Açısından İncelenmesi**

Bu bölümde odanın sol tarafında, pencerenin altında bulunan bir radyatör ile ısıtılan ofis odasında hava akışı, ısıl konfor, sıcaklık ve hız dağılımları iki boyutlu ve üç boyutlu olarak ayrı ayrı incelenmiştir.

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de geometri ve ölçüler gösterilmiştir. İlgili şekillerde yer alan klima bu çalışmada bulunmamakla birlikte bir sonraki bölümde incelenecektir. Alttan ısıtma çalışmasında yapılan kabullerin tamamı, taban sıcaklığı haricinde geçerlidir ve bunlara ek olarak radyatör modellenmiş ve üzerine  $69 \text{ W/m}^2$ ’lik ısı akısı sınır şartı atanmıştır. Yeni taban sıcaklığı ise duvar sıcaklığına eşittir ve  $18 \text{ }^\circ\text{C}$ ’dir. İki boyutlu çalışmada vücut sıcaklığı Gagge modeline göre kullanıcı tanımlı fonksiyon vasıtası ile elde edilirken, üç boyutlu çalışmada vücut sıcaklığı  $33.7 \text{ }^\circ\text{C}$  sabit tutulmuştur.

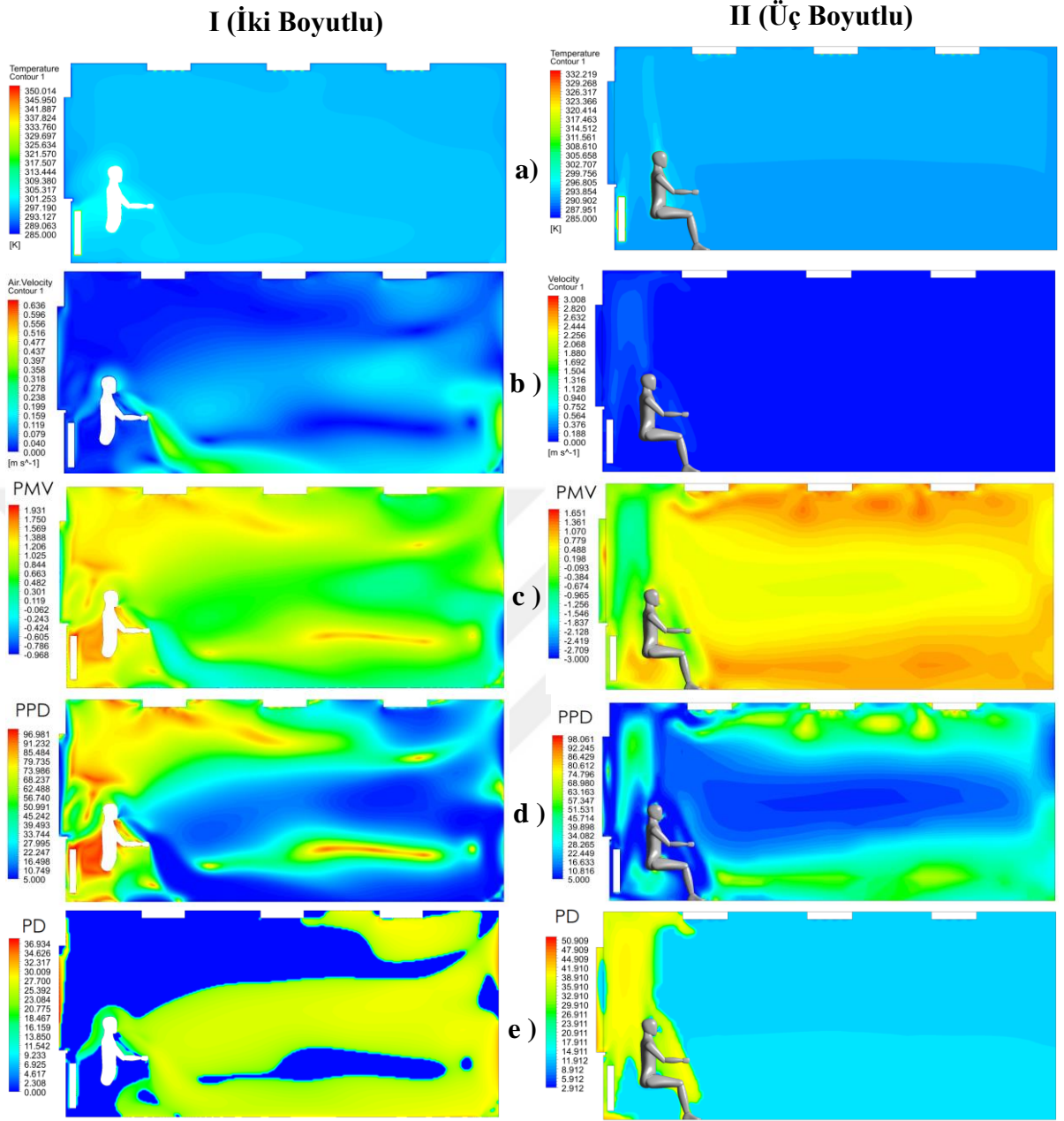
Çalışmanın eleman sayısına be kadar bağımlı olduğunu görmek için AYI değeri elde edilmiştir. AYI değeri ve bu değere bağlı hesaplamalar Çizelge 4.3’te verilmiştir.

**Çizelge 4.3** AYI değeri ve değere ulaşmak için yapılan hesaplamalar

	<i>İki Boyutlu</i>	<i>Üç Boyutlu</i>
$N_1, N_2, N_3$	223489, 110456, 51265	3015478, 1468324, 658051
$r_{21}$	2.329	2.548
$r_{32}$	2.512	2.838
$T_1$	23.635	18.756
$T_2$	22.067	19.231
$T_3$	22.273	16.156
$p$	2.611	1.816
$e_a^{21}$	0.066	0.025
$AYI_{sık}^{21}$	% 1.02	% 0.707

Her iki geometri içinde elde edilmiş olan AYI değerleri yeterince düşüktür ve eleman sayısı daha fazla arttırılmamıştır.

Radyatör ile ısıtma çalışmasında da 1 saatlik zaman dilimi için çözümler elde edilmiştir. Sıcaklık, hız, PMV, PPD ve PD değerleri Şekil 4.22’de gösterilmiştir.



**Şekil 4.22** Radyatör ile ısıtmanın incelendiği iki boyutlu ve üç boyutlu çalışmada, mankeni ortalamayan kesitte ( $z=1,5$  m), a) Sıcaklık, b) Hız, c) Karbondioksit hacim oranı, d) PMV, e) PPD ve f) PD dağılımları.

Şekil 4.22 Ia incelendiğinde oda içerisindeki en yüksek sıcaklıkların manken ve radyatör etrafında olduğu görülmektedir ve bu beklenen bir durumdur. Gerek nefes alıp verme etkisi gerekse sağ altta bulunan ve çıkış olarak tanımlanan kapı eşiğinin emiş etkisi sebebi ile hava hareketi mankenden odanın sağ altına doğrudur. Hava hareketi bu yönü ile iki boyutlu alttan ısıtma durumuyla benzerlik taşımaktadır. Bu sebeple bu yönde sıcaklıkta

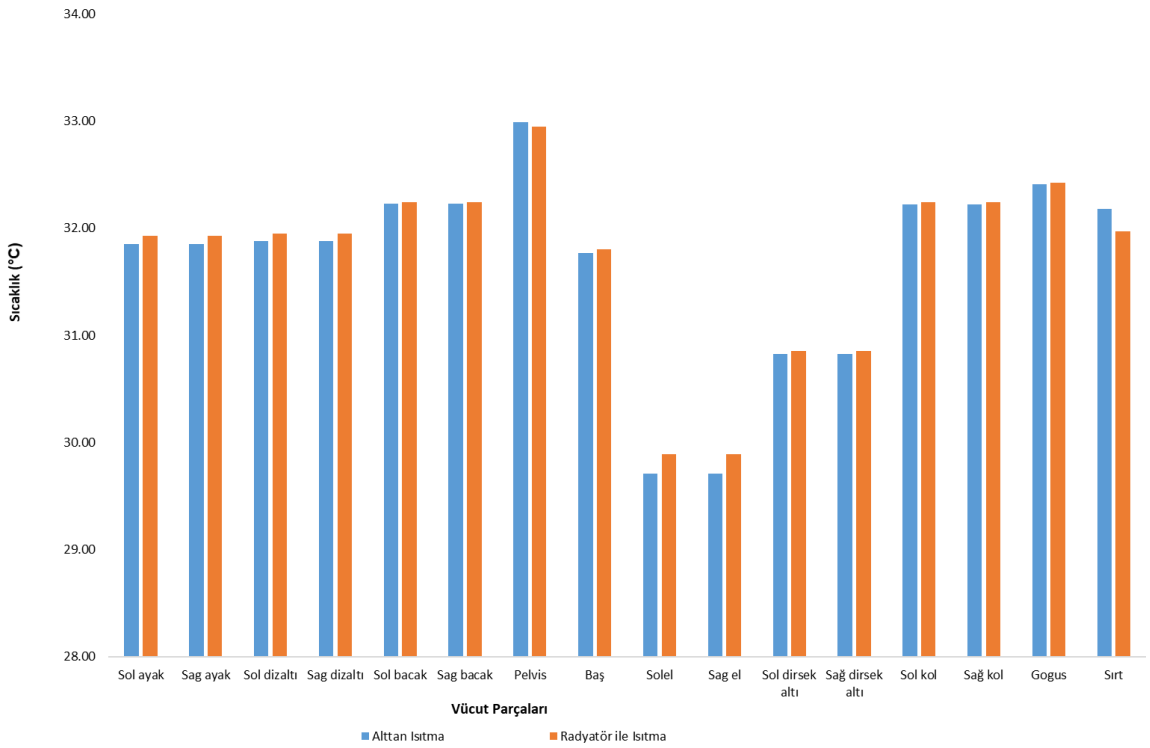
bir artış görülmektedir. Boussinesq kabulünden dolayı manken ve radyatörün etrafındaki ısınan havada yoğunluk düşüşü meydana gelmiş ve yukarıya doğru yükselmiştir. Oda içerisindeki ortalama sıcaklık 23.935 °C'dir. İki boyutlu alttan ısıtma sistemine göre ortalama sıcaklık az da olsa azalmıştır. Her bir vücut parçası üzerindeki sıcaklık dağılımı ise Çizelge 4.4'de verilmiştir:

**Çizelge 4.4** Alttan ısıtma sisteminin incelendiği durumda vücut parçaları üzerindeki sıcaklık değerleri.

<i>Vücut Parçası</i>	<i>Sıcaklık (°C)</i>
Sol ayak	31.93
Sag ayak	31.93
Sol dizalti	31.95
Sag dizalti	31.95
Sol bacak	32.25
Sag bacak	32.25
Pelvis	32.95
Baş	31.80
Sol el	29.89
Sag el	29.89
Sol dirsek alti	30.85
Sag dirsek alti	30.85
Sol kol	32.24
Sag kol	32.24
Gogus	32.42
Sirt	31.97

Aynı uzvun sağ ve sol kısmındaki sıcaklıklar alttan ısıtma bölümünde ifade edilen sebeplerden dolayı yine aynıdır. Mankenin arkasında, radyatörden yükselen sıcak hava mevcuttur. Bu durumun sırt sıcaklığını arttırması beklense de ısınan havanın mankene doğru hareket etmesi, çevre sıcaklığının ölçüldüğü noktadan uzak kalmasına sebep olmuştur ve ölçülen çevre sıcaklığı ortalamanın altında olmuştur. Buna rağmen sırt sıcaklığı yine de kor sıcaklığından dolayı yüksektir. Bu durumun diğer bir sebebi ise Şekil 4.22 Ib'de görülebilecek olan hava hareketidir. Isınan hava önce yükselmiş ardından sağa doğru yönelmiştir. Hız ve sıcaklık ölçümlerinin yapıldığı noktada sıcaklık daha düşük hız ise biraz yüksektir. Oda içerisindeki en yüksek hız el bölgesinin çevresinde meydana gelmektedir ve bu durum ısı transferini arttırmaktadır. Bu sebeple en düşük kor

sıcaklığına sahip vücut parçası olan eller, en düşük deri sıcaklığına da sahiptir. Baş bölgesinde de benzer bir durum söz konusudur, radyatör sıcaklığından dolayı baş bölgesi etrafında sıcaklık alttan ısıtmaya kıyasla artmıştır fakat yine buna bağlı olarak baş etrafındaki hızda da artış meydana gelmiştir. Sırt ve Pelvis haricindeki tüm vücut parçalarında alttan ısıtma durumuna göre çok az da olsa sıcaklık artışı meydana gelmiştir. İki sistemdeki vücut parçalarının sıcaklıklarını kıyaslayan grafik Şekil 4.23'te gösterilmiştir.



**Şekil 4.23** Altan ısıtma ve radyatör ile ısıtma durumunda vücut parçalarının sıcaklıkları.

İki boyutlu radyatörle ısıtma konfor indislerinin dağılımı Şekil 4.22 I-c,d ve e'de verilmiştir. PMV dağılımına bakıldığında maksimum değer 1.931 minimum değer ise -0.968 olduğu görülmektedir. Düşük PMV değerleri daha çok soğuk duvarda ve kapı eşliğinin üst kısmında görülmektedir. Odanın sağ tarafı sol tarafına göre biraz daha az ısınmıştır bu sebeple radyatörden uzaklaştıkça düşük PMV değerlerinin elde edilmesi beklenen bir durumdur. Oda içerisinde PMV değerleri nötr ve sıcak değerler olan sıfır ve iki arasında değişmektedir. Oda içerisindeki ortalama PMV değeri ise 0.93'tür. PPD

dağılıma bakıldığında ise en konforlu bölgenin taban bölgesinde ve odanın orta kısmında olduğu görülmektedir. PPD'nin düşük olduğu alanlar alttan ısıtmaya nazaran daha fazladır. Ortalama PPD değeri %36.22'dir ve alttan ısıtmaya kıyasla daha düşüktür. PD düşük hız değerlerinden dolayı odanın önemli bir bölümünde sıfır olarak hesaplanmıştır. En yüksek PD değerleri pencere ve odanın sağ duvarının etrafında oluşmuştur. Bunun sebebi bu bölgelerde sıcaklık değerlerinin düşük olmasıdır. Oda içerisindeki ortalama PD değeri ise %14.95'tir. Bu değer alttan ısıtma sistemine göre biraz daha yüksek olsa da cereyan bağlamında incelendiğinde odanın konforlu olduğu yorumu yapılabilir.

Şekil 4.22 Ib incelendiğinde oda içerisindeki en yüksek sıcaklıkların iki boyutlu çalışmada olduğu gibi manken ve radyatör etrafında olduğu görülmektedir. Üç boyutlu çalışmada kapı eşiği odanın köşesinde kalmaktadır ve verilen nefes iki boyutlu çalışmanın aksine oda içerisindeki hava hareketine Şekil 4.22 Iib de görüldüğü gibi etki etmemektedir. Hava hareketi bu yönü ile üç boyutlu alttan ısıtma durumuyla benzerlik taşımaktadır. Oda içerisinde ısınan havada ideal gaz kabulünden dolayı yoğunluk düşüşü meydana gelmiş ve yükselerek odanın orta kısmı ile tavan arasında birikmiştir. Oda içerisindeki ortalama sıcaklık 19.01 °C'dir. Üç boyutlu alttan ısıtma sistemine göre ortalama sıcaklık az da olsa azalmıştır. İki boyutlu radyatör ile ısıtma durumu ile kıyaslandığı zaman ise 4 °C'lik sıcaklık farkı olduğu görülmektedir. Alttan ısıtma sisteminde iki boyutlu ve üç boyutlu geometriler arasındaki farklar benzer şekilde bu kısımda da mevcuttur. Geometrinin simetrik olmaması ve biriken karbondioksit miktarı bu farklılıkların önemli sebeplerindedir. Üç boyutlu çalışmada 0.384 kg CO<sub>2</sub> birikmişken iki boyutlu çalışmada 7.172 kg CO<sub>2</sub> birikmiştir. Geometrik kabullerden meydana gelen bu fark iki boyutlu geometri ile üç boyutlu geometri arasında sıcaklık farkı meydana gelmesine sebep olmuştur.

Şekil 4.22 Iib'de verilen hız dağılımında en yüksek hızların manken ve radyatörün etrafında havanın yoğunluğunun düşüp yükselmesi ile meydana geldiği görülmektedir. Şekil 4.21 Ib'de olduğu gibi nefesin oda içerisindeki hava akışına etkisi görülmemektedir. Taban kısmında iki boyutlu geometride olduğu gibi etkin bir hava hareketi olmadığından bu bölgede ısı transferi azalmıştır ve üst bölgelere göre alt bölgelerin sıcaklığının düşük olmasına sebep olmuştur. Üç boyutlu çalışmada oda içindeki ortalama hava hızı 0.066

m/s iken iki boyutlu çalışmada ortalama hız 0.079 m/s'dir. Ortalama hızlar arasındaki fark az olmasına rağmen bu durum odadaki hava akışı yapısına etki etmemiştir.

Radyatör ile ısıtmada konfor indislerinin dağılımı Şekil 4.22 I-II-c,d ve e'de verilmiştir. İki boyutlu çalışmada PMV dağılımına bakıldığında maksimum değer 1.931 minimum değer ise -0.968 olduğu görülmektedir. İki boyutlu çalışmada düşük PMV değerleri daha çok soğuk duvarın hemen etrafında ve sağ duvara yakın lokal bir bölgede görülmektedir. Oda içerisinde PMV değerleri nötr ve ılık değerler olan sıfır ve bir arasında değişmektedir. Oda içerisindeki ortalama PMV değeri ise 0.813'tür. PPD dağılımına bakıldığında ise en konforlu bölgelerin odanın orta kısmı ve mankenin etrafı olduğu görülmektedir. Sonuçlar PPD'nin matematiksel tanımından dolayı PMV değerleri ile uyumludur ve ortalama PPD değeri %36.255'tir. PD değerleri iki boyutlu alttan ısıtma çalışmada olduğu gibi düşük hız değerlerinden dolayı odanın önemli bir bölümünde sıfır olarak hesaplanmıştır. En yüksek PD değeri ise yine pencere etrafında oluşmuştur. Bunun sebebi ise ısınan havanın yükselerek hız kazanması ve hem soğuk duvar hem de pencereden dolayı ısı kaybetmesidir. Oda içerisindeki ortalama PD değeri ise %14.95'tir ve iki boyutlu alttan ısıtma durumuna göre biraz daha yüksektir civarındadır. Oda cereyan bağlamında incelendiğinde ise %14.95 değeri genel anlamda düşük olduğu için konforludur yorumu yapılabilir.

Üç boyutlu çalışmada oda içerisindeki ortalama PMV değeri 0.185 olarak hesaplanmıştır. Düşük PMV değerleri iki boyutlu çalışmada olduğu gibi daha çok soğuk duvarın hemen etrafında görülmektedir ve standart hareket alanı içerisinde sıfırın altında PMV değeri elde edilmemiştir. Oda içerisinde PMV değerleri nötr ve sıcak değerler olan sıfır ve iki arasında değişmektedir. PPD dağılımına bakıldığında ise üç boyutlu alttan ısıtma durumunda olduğu gibi en konforlu bölgelerin odanın ortası ve mankenin etrafı olduğu görülmektedir. Oda içerisinde ortalama PPD değeri % 16.83'tür. Oda içerisindeki ortalama hız iki boyutlu çalışmaya yakın olsa da PD'nin hesaplanabildiği durumlar iki boyutlu çalışmaya göre çok daha yüksektir ve buna bağlı olarak üç boyutlu çalışmada PD'nin hesaplanamadığı bölge olmamıştır. En yüksek PD değerleri pencere etrafında ve mankenin üzerinde oluşmuştur. Bunun sebebi ise düşük sıcaklıktaki sınır şart ve manken üzerindeki sıcaklıktan dolayı yoğunluğu düşen havanın hız kazanmasıdır. Oda

içerisindeki ortalama PD değeri ise %26.03'tür ve iki boyutlu çalışmaya göre daha yüksektir.

#### 4.4. Bir Ofis Odasında Klima ile Isıtma Durumunun Isıl konfor Açısından İncelenmesi

Bu bölümde odanın sağ üst tarafında bulunan bir klima ile ısıtılan ofis odasında hava akışı, ısıl konfor, sıcaklık ve hız dağılımları iki boyutlu ve üç boyutlu olarak ayrı ayrı incelenmiştir.

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de geometri ve ölçüler gösterilmiştir. İlgili şekillerde yer alan radyatör bu çalışmada bulunmamakla birlikte bir önceki bölümde incelenmiştir. Radyatör ile ısıtma çalışmasında yapılan kabullerin tamamı geçerlidir ve bunlara ek olarak klima ve klima üzerine Şekil 4.19'da gösterilen giriş ve çıkış eklenmiştir. Giriş sınır şartı için ise Çizelge 4.5'te ifade edilmiştir.

**Çizelge 4.5** Klima ile ısıtma çalışmasında klimadan üflenen hava için sınır şartları.

	<i>Giriş Hızı (m/s)</i>	<i>Giriş Sıcaklığı (°C)</i>
1. Durum	1.5	29.85
2. Durum	2	29.85
3. Durum	3	29.85
4. Durum	1.5	26.85
5. Durum	2	26.85
6. Durum	3	26.85
7. Durum	1.5	24.85
8. Durum	2	24.85
9. Durum	3	24.85

Çalışmanın eleman sayısına ne kadar bağımlı olduğunu görmek için 1. Durum baz alınarak AYI değeri elde edilmiştir. AYI değeri ve bu değere bağlı hesaplamalar Çizelge 4.6'da verilmiştir.

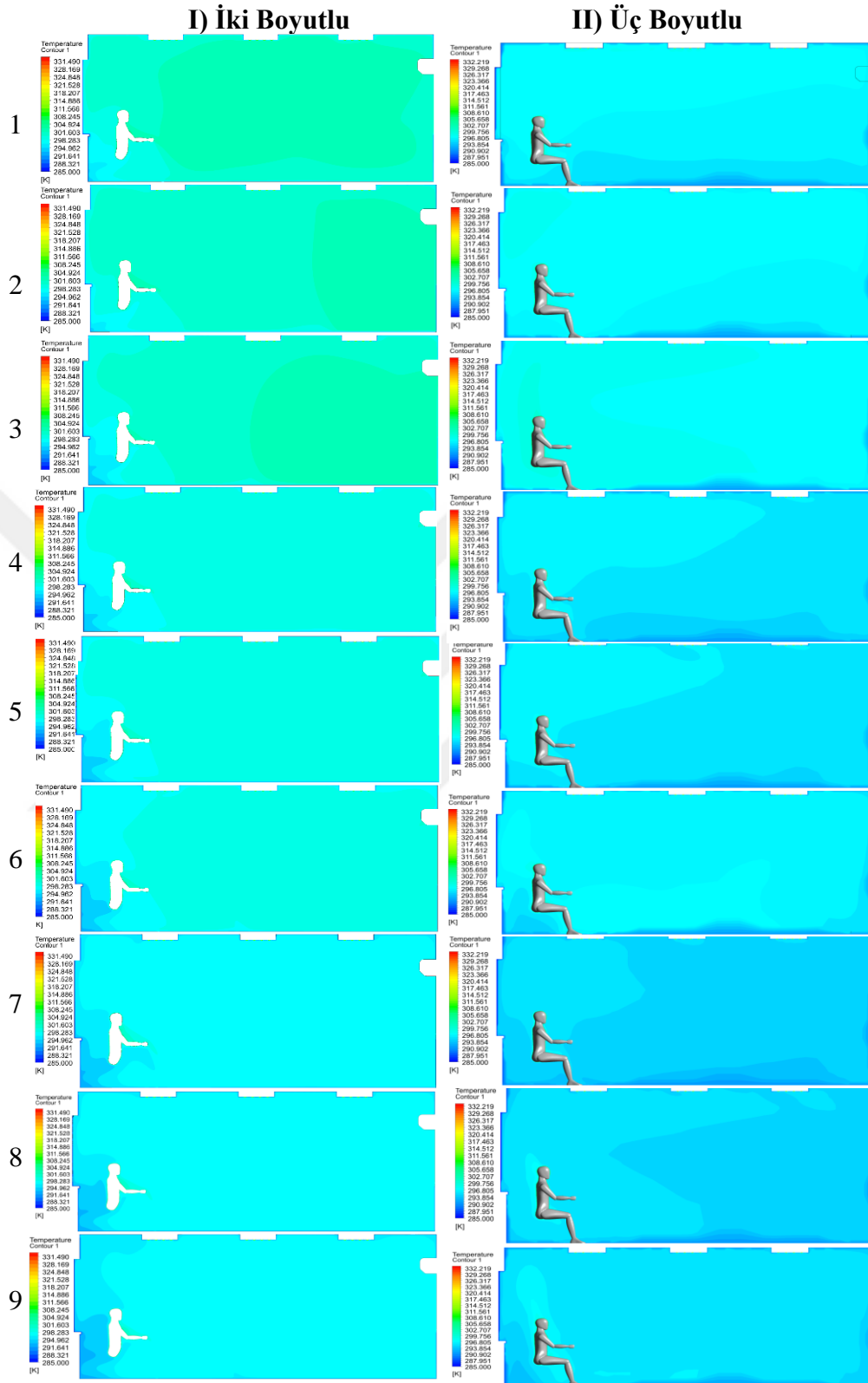


**Çizelge 4.6** AYI değeri ve değere ulaşmak için yapılan hesaplamalar

	<i>İki Boyutlu</i>	<i>Üç Boyutlu</i>
$N_1, N_2, N_3$	240638, 120372, 51229	2884562, 1361845, 603614
$r_{21}$	2.460	2.653
$r_{32}$	3.036	2.879
$T_1$	28.866	23.916
$T_2$	26.557	22.655
$T_3$	27.119	24.036
$p$	1.973	0.369
$e_a^{21}$	0.08	0.0109
$AYI_{sık}^{21}$	% 2.12	% 3.14

Her iki geometri içinde elde edilmiş olan AYI değerlerinden görüleceği üzere eleman sayısından kaynaklanan sayısal belirsizlik düşük değerlerdedir ve bu durumdan hareketle eleman sayısı daha fazla arttırılmamıştır.

Klima ile ısıtma çalışmasında da 1 saatlik zaman dilimi için çözümler elde edilmiştir. Diğer kısımlardan farklı olarak klima ile ısıtma durumunda iki boyutlu ve üç boyutlu sayısal modeller dokuz farklı giriş durumunda incelenmiştir. Toplam üç farklı sıcaklık ve hız değeri dokuz ayrı durumda değerlendirilmiştir. Elde edilen sıcaklık, hız, PMV, PPD ve PD değerleri sırasıyla Şekil 4.24, 27, 29, 30 ve 31’de gösterilmiştir.

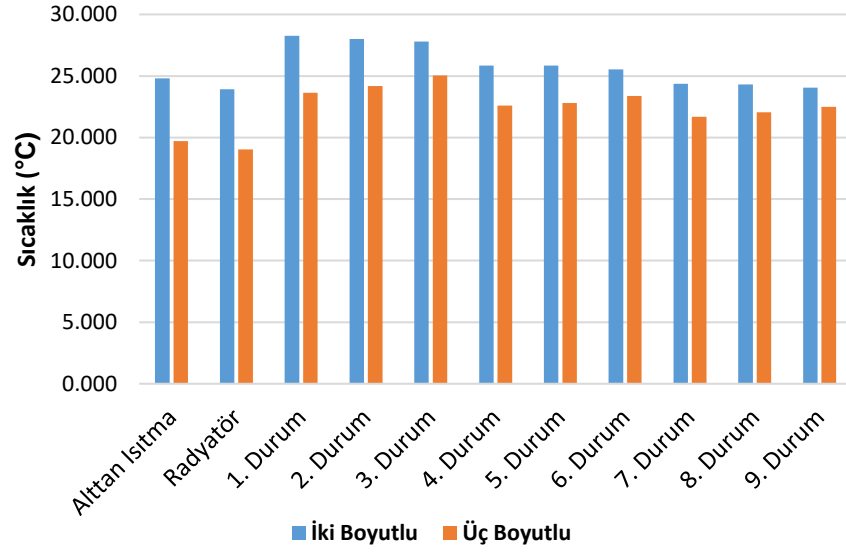


Şekil 4.24 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için sıcaklık dağılımları.

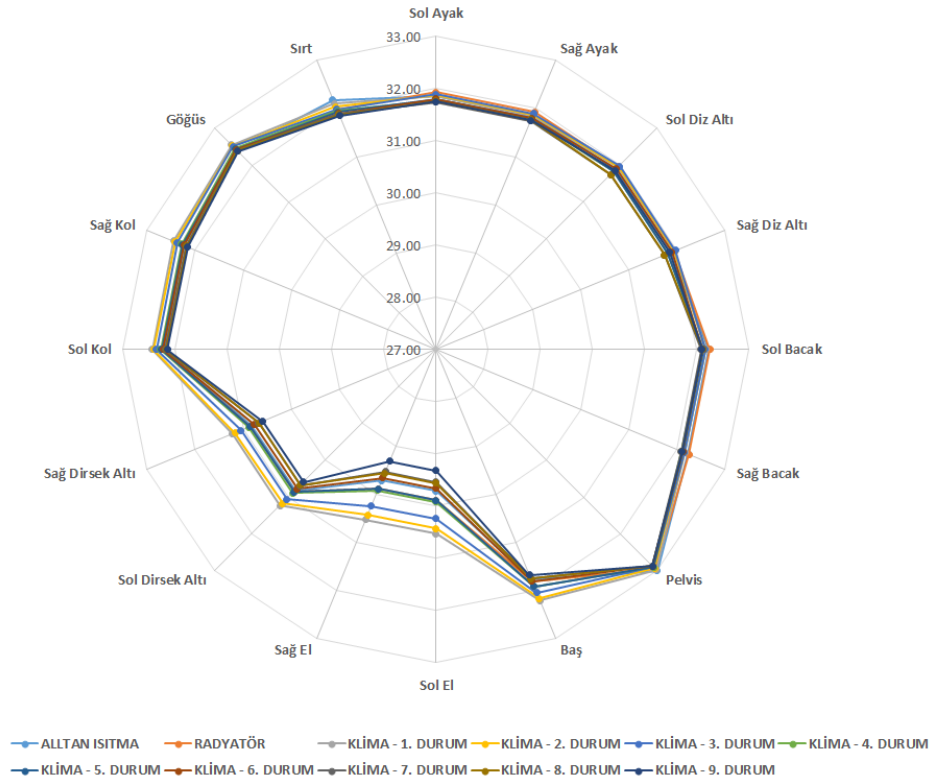
Şekil 4.24 I'de iki boyutlu çalışmalar için sıcaklık dağılımları incelendiğinde genel dağılımın ilk üç durum haricinde tüm durumlarda benzer olduğu görülmektedir. İlk üç durumda ise yüksek sıcaklıkta üflenmiş hava sebebiyle odanın sağ tarafında daha sıcak bir bölge oluşmuştur. Bu etki 2. ve 3. durumda daha belirgindir. İki boyutlu çalışmada en yüksek ortalama sıcaklık  $28.254\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile en yüksek üfleme sıcaklığına sahip birinci durumda en düşük sıcaklık ise  $24.045\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile en düşük üfleme sıcaklığından dolayı dokuzuncu durumda meydana gelmiştir. Üfleme hızının artması ortalama sıcaklığı az da olsa düşürmüştür. Ortalama sıcaklık farkının en az olduğu durumlar ise  $0.006\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik fark ile 4. ve 5. durumdur. Mankenin arka tarafında kalan bölge ise tüm durumlarda en soğuk bölgedir.

Şekil 4.24 II'de ise klima ile ısıtmanın üç boyutlu olarak incelendiği durumda dokuz farklı senaryo için sıcaklık dağılımları verilmiştir. Üçüncü durumda sıcaklık dağılımı son derece homojen dağılmıştır. Birinci ve ikinci durumda da aynı sıcaklıkta hava üflenmesine rağmen üçüncü durumda üfleme hızının daha yüksek olması sebebiyle oda genelinde daha fazla ısı transferi meydana gelmiştir. Üfleme hızı düştükçe odanın sağ tarafında sıcaklık düşüşü meydana gelmektedir. Oda içerisinde en yüksek ortalama sıcaklık  $25.039\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile üçüncü durumda meydana gelmiştir. Ortalama sıcaklık değerleri üfleme sıcaklığı ve hızı azaldıkça düşmektedir. En düşük ortalama sıcaklık değeri  $21.688\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile yedinci durumda oluşmuştur. Ortalama sıcaklık farkının en az olduğu durum ise  $0.215\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik fark ile iki boyutlu çalışmada olduğu gibi 4. ve 5. durum arasında meydana gelmiştir. Taban bölgesi ve odanın sol alt köşesi sıcaklığın en düşük olduğu bölgelerdir.

Altan ısıtma, radyatör ve klima ile ısıtmanın incelendiği iki boyutlu ve üç boyutlu çalışmalarda elde edilen ortalama oda sıcaklıkları Şekil 4.25'te gösterilmiştir. İki boyutlu çalışmalarda odada ölçülen ortalama sıcaklık değerleri tüm durumlarda en yüksek değerler olmuştur. En büyük farklar  $5.119\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile altan ısıtma çalışmasında ve  $4.894\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile radyatör ile ısıtma durumunda meydana gelmiştir. Klima ile ısıtma durumunda ise fark en büyük fark  $4.613\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile birinci durumda en az fark ise  $1.561\text{ }^{\circ}\text{C}$  ile dokuzuncu durumda meydana gelmiştir. Şekil 4.26'da ise klima, radyatör ve altan ısıtmanın kullanıldığı iki boyutlu çalışmalarda 16 farklı vücut parçasının sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.25 Alttan ısıtma, radyatör ve klima ile ısıtmanın incelendiği iki boyutlu ve üç boyutlu çalışmalarda elde edilen ortalama oda sıcaklıkları.

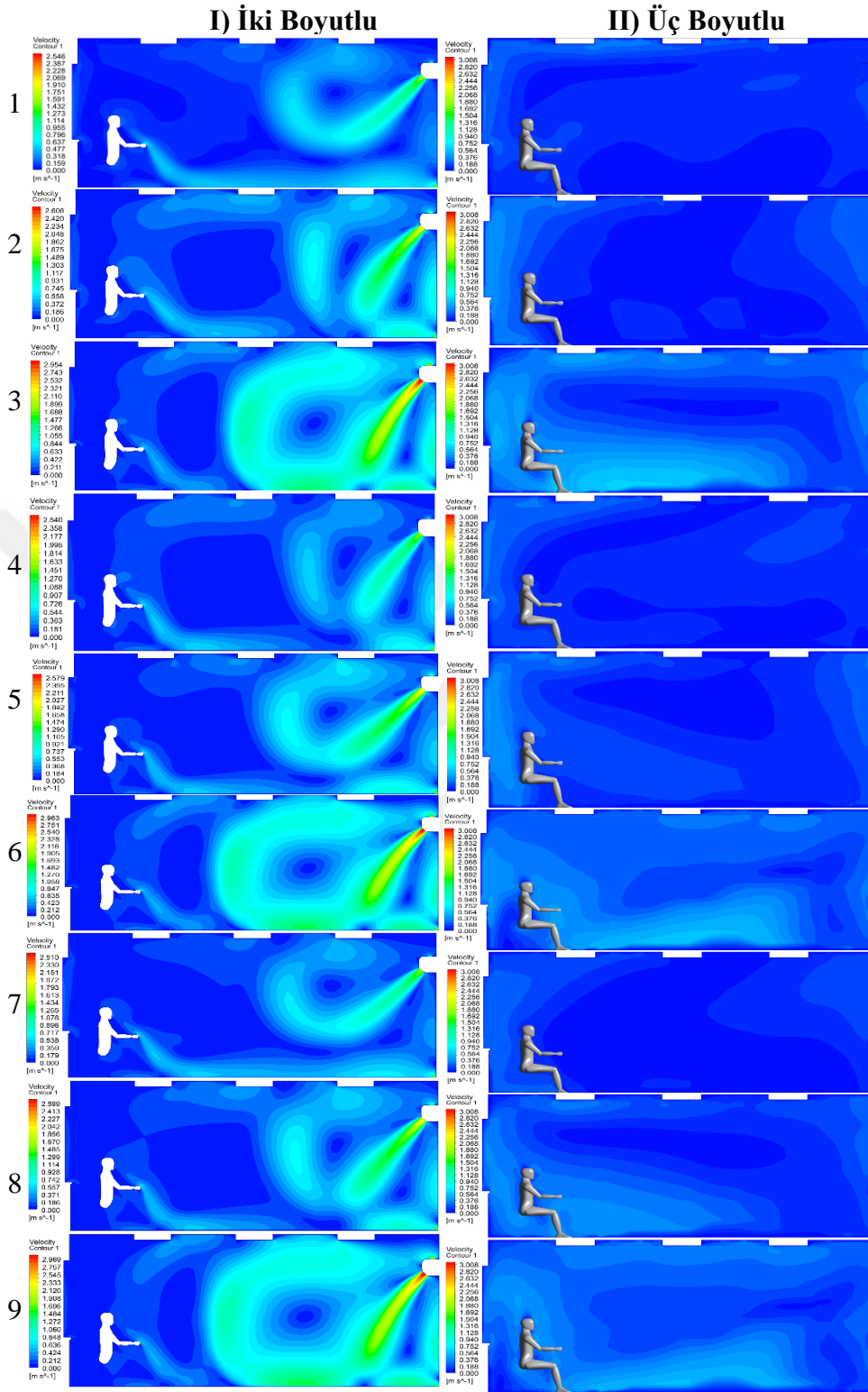


Şekil 4.26 Klima, radyatör ve alttan ısıtmanın kullanıldığı iki boyutlu çalışmalarda 16 farklı vücut parçasının sıcaklıkları.

Değerler incelendiğinde aynı uzvun sağ ve sol kısımlarındaki sıcaklıkların aynı olduğu görülmektedir. İki boyut kabulünden dolayı sağ ve solda olan uzuvlar için çevre sıcaklığı aynı noktalardan tayin edilmiştir ve bu sebepten dolayı bu uzuvların sıcaklıkları birbirlerine eşittir. Mankenin arka tarafında pencere ve soğuk duvardan dolayı hava sıcaklığı düşüktür. Buna rağmen sırt sıcaklığı vücudun çoğu kısmının sıcaklığından yüksektir. Sırt kor sıcaklığının yüksek olması bu bölgedeki sıcaklığın diğer bölgelere nazaran yüksek olmasının en önemli sebeplerinden biridir. Alttan ısıtma ve 1. klima ile ısıtma durumunda sırt bölgesindeki sıcaklık diğer durumlara göre az da olsa fazladır.

En yüksek sıcaklıklar baş bölgesinde meydana gelmiştir. Baş bölgesi aynı zamanda nötr kor sıcaklığı en yüksek olan bölgedir. En yüksek sıcaklık 1. durumda en düşük sıcaklık ise 9. durumda meydana gelmiştir. Ayaklardan pelvise doğru çıktıkça farklı senaryolar arasındaki sıcaklık değişimi azalmaktadır. Tüm senaryolar incelendiğinde sıcaklığın en az değiştiği bölge pelvis olmuştur. Göğüs bölgesinde de sıcaklık değişimi farklı ısıtma sistemlerine rağmen düşüktür. Omuzlardan ellere doğru ilerledikçe ise sıcaklık farkı artmaktadır. Ellerin en sıcak olduğu senaryo Klima ile ısıtmada 1. Durumdur, en soğuk olduğu durum ise yine klima ısıtmadadır ve 9. durumdur. İki durum arasında 1.214 °C fark vardır.

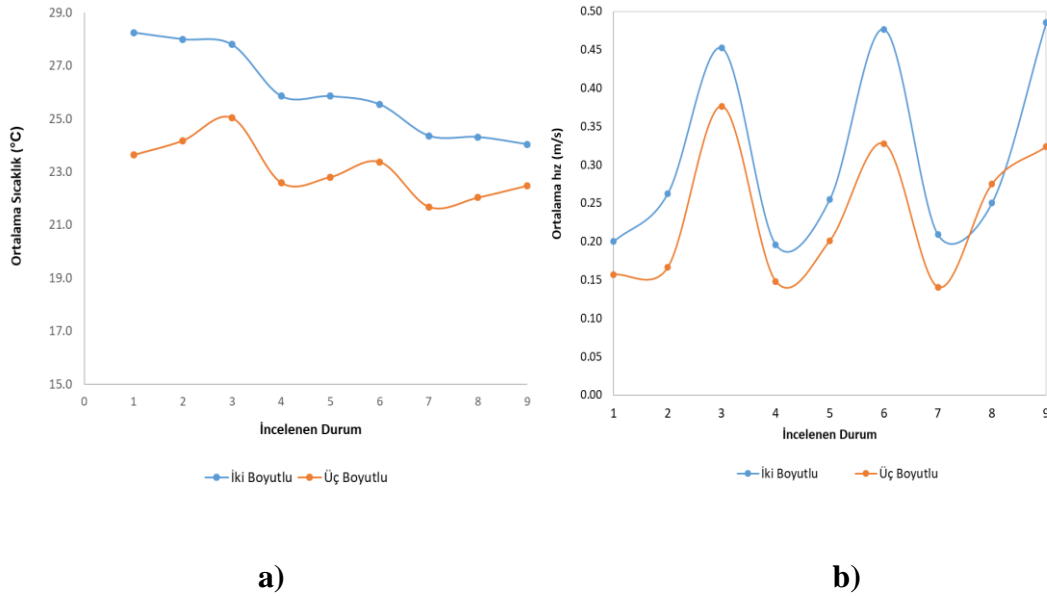
Tüm uzuvlardaki sıcaklık değişimleri neredeyse tamamında aynı yöndedir. Bir saatlik sürenin sonunda vücudun en sıcak ve en soğuk noktaları olan Pelvis ve el arasında sıcaklık farkının maksimum 3.55 değerine kadar çıktığı görülmektedir.



Şekil 4.27 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için hız dağılımları.

Şekil 4.27 incelendiğinde alttan ısıtma ve radyatör ile ısıtma durumlarında olduğu gibi iki boyutlu çalışmalar ile üç boyutlu çalışmalar arasında havanın akımın haketinin önemli ölçüde farklı olduğu görülmektedir. Bu farklılığın sebeplerinden biri üç boyutlu odada klimanın odanın kenarında yer almasıdır. Bu durum simetrik yapıyı bozmakta ve iki boyutlu çalışmada üç boyutlu çalışmadan farklı sonuçlar alınmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda nefes alıp verme etkisi iki boyutlu çalışmada hava akışına önemli ölçüde etki etmektedir. Üç boyutlu çalışmada böyle bir durum söz konusu olmamıştır ve literatürde de benzer sonuçlara ulaşılmıştır (Villafruela ve ark. 2013).

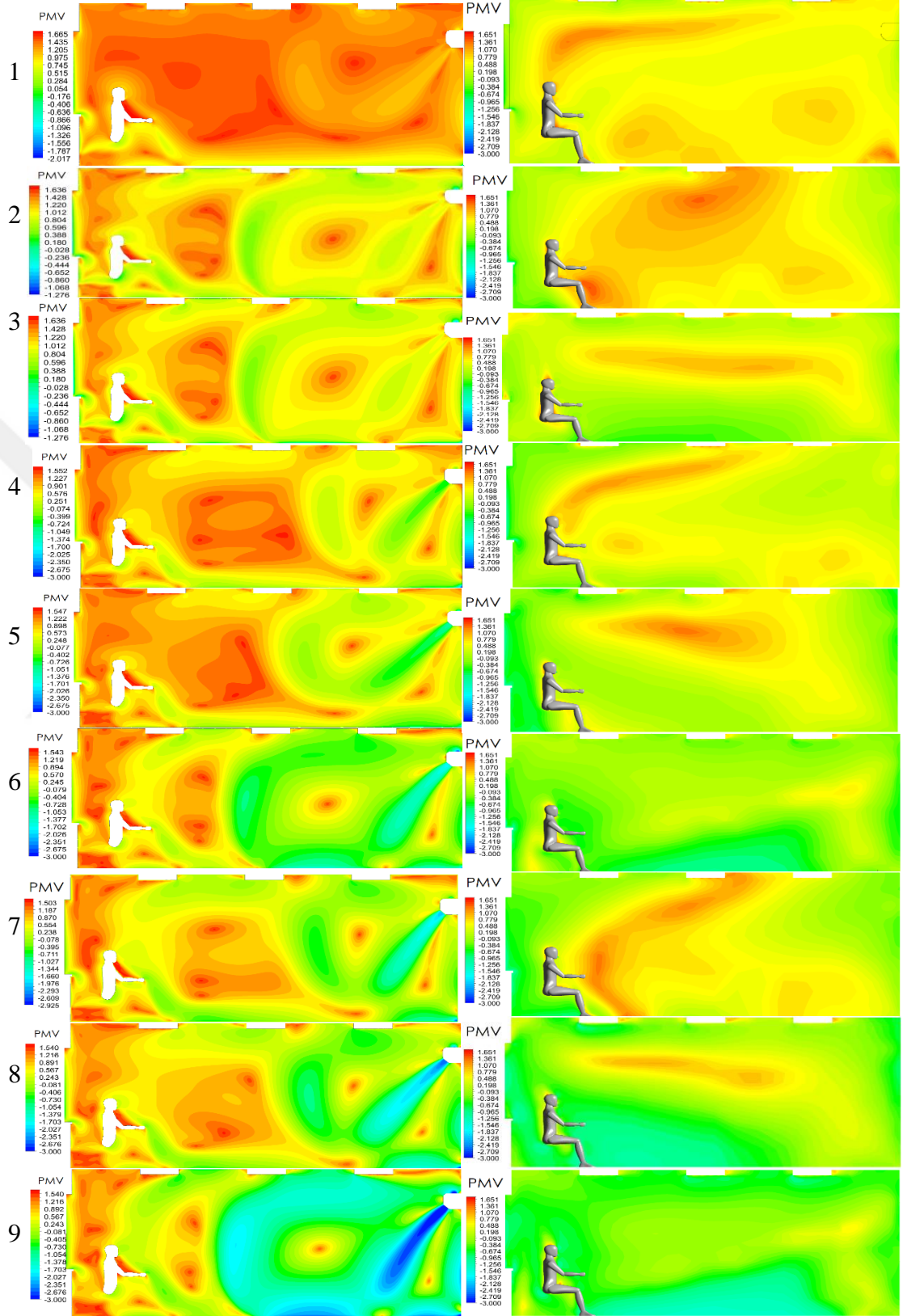
Tüm klima ile ısıtma durumları için ortalama sıcaklık ve hız değerleri Şekil 4.28’de gösterilmiştir. Hava akış yapındaki farklar ortalama hız ve sıcaklık değerlerine de yansımıştır. Şekil 4.28 incelendiğinde ortalama sıcaklık bağlamında en yüksek fark birinci durumda meydana gelirken hız bağlamında ise ikinci durumda meydana gelmiştir. Üfleme hızı ile hem ortalama sıcaklık hem ortalama hız değerlerindeki fark ters orantılı olarak değişmektedir.



Şekil 4.28 Klima ile ısıtmada dokuz farklı durum için a) ortalama sıcaklık ve b) ortalama hız değerleri

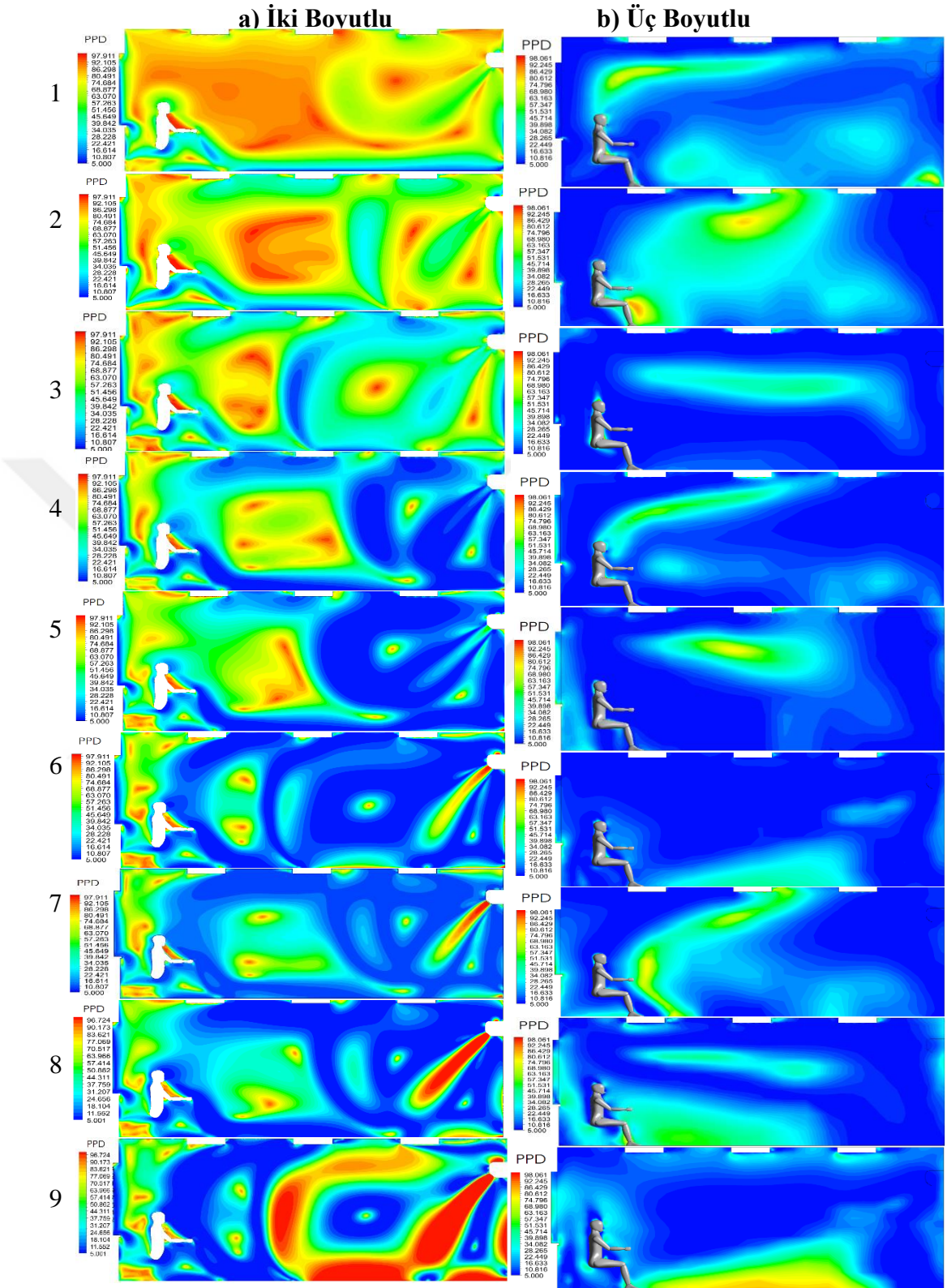
## I) İki Boyutlu

## II) Üç Boyutlu

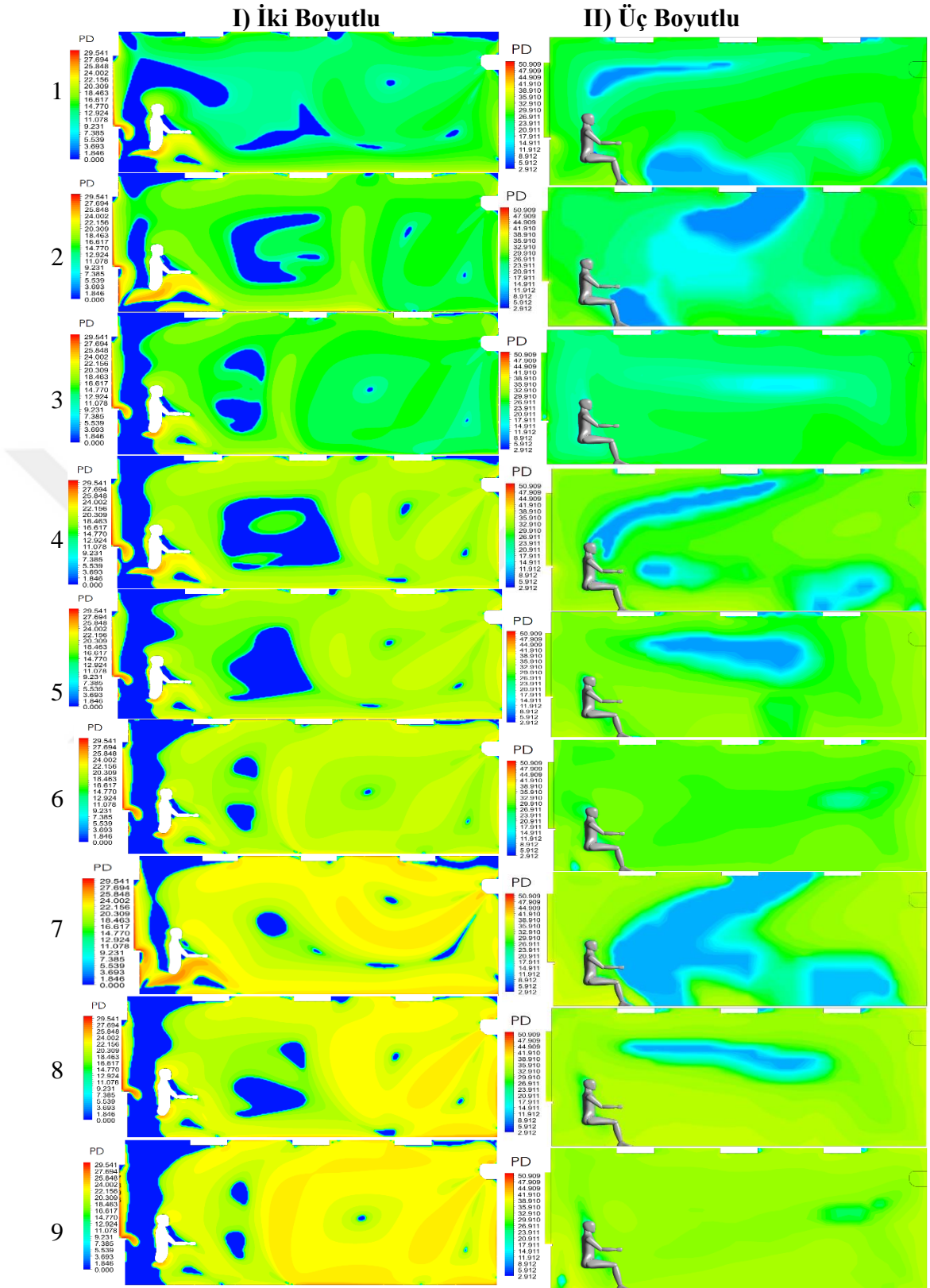


Şekil 4.29 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için PMV dağılımları.





**Şekil 4.30** Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için PPD dağılımları.



Şekil 4.31 Klima ile ısıtmanın incelendiği I) iki ve II) üç boyutlu çalışmada 9 farklı durum için PD dağılımları.

Alttan ısıtmada konfor indislerinin dağılımı Şekil 4.29, 30 ve 31’de iki boyutlu ve üç boyutlu durumlar için verilmiştir. İki boyutlu çalışmalarda en yüksek ortalama PMV değeri yüksek üfleme hızı ev sıcaklığı sebebi ile birinci durumda meydana gelmiştir ve değeri 1.282’dir. En düşük değer ise -0.291 olarak dokuzuncu durumda oluşmuştur. Elde edilen ortalama PMV değerleri nötr değere yakındır. Hem üç boyutlu çalışmalarda hem iki boyutlu çalışmalarda sıcaklık düşüp hız arttıkça PMV değeri büyük oranda değişmektedir. Özellikle 6, 7 ve 8. durumda klimanın üfleme alanında PMV değerleri en düşük seviyelere gerilemiştir. Manken üzerine ise klimanın etkisi daha zayıf olduğundan üfleme değerlerinin değişimi mankenin yakın alanında önemli sayılabilecek kadar bir değişime uğramamıştır. Odanın orta kısımları konfor ölçeğine göre değerlendirildiğinde ılık ve sıcak olarak tanımlanabilir. Kapı ve pencereye yakın bölgeler ise nötr değerlere daha yakındır. Alttan ısıtma sistemi ve radyatör ile kıyaslama yapıldığında ise ısıtma sistemleri PMV indeksi ile konfor açısından birbirlerine önemli bir üstünlük sağlamamışlardır.

PPD değerleri dağılım açısından PMV değerleri ile benzerlik göstermiştir. Rahatsızlığın en az olduğu durum iki boyutlu çalışmada % 22.195 değeri ile 7. durumken, üç boyutlu çalışmada % 11.532 ile 3. durumdur. Üçüncü durum aynı zamanda ortalama sıcaklık ve hızın en yüksek olduğu durumdur. Bu sebeple soğuk odaya aktarılan ısı 3. durumda fazla diğer durumlara göre fazla olmuştur. Üç boyutlu çalışmada ortalama PMV değerleri birbirine yakın iken iki boyutlu çalışmada bu değerler birbirinden büyük oranda farklıdır.

Üç boyutlu çalışmada üçüncü (0.049 kg) ve altıncı durum (0.04 kg) oda içerisinde CO<sub>2</sub>’in en az biriktiği durumlardır. En fazla CO<sub>2</sub>, 0.296 kg olarak ikinci durumda birikmiştir. Bu durum oda içi hava akışı ile ve buna bağlı olarak da üfleme sınır şartları ile ilgilidir. Sınır şartlarını belirli bir doğrultuda değiştirip havanın tazeliği ile ilgili tahmin yapmak verilere göre hatalı sonuçlar doğuracaktır. Bu durum aynı zamanda HAD çalışmalarının havalandırmadaki önemini de göstermektedir.

Üç boyutlu üçüncü durum (25.29), ikinci durumla (23.00) beraber en düşük ortalama PD değerlerine sahip durumdur. Tüm klima senaryoları ve tüm konfor indisleri ile beraber değerlendirme yapıldığında üçüncü durum en konforlu durum olarak yorumlanabilir. İki boyutlu çalışmalar odanın dizaynından ve boyut kabulünden dolayı beklenen değerlerden sapmıştır.



## 5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Kapalı ortamlarda hava akışının incelenmesi, insan sağlığı, verimliliği ve aynı zamanda enerji tasarrufu açısından büyük bir önem arz etmektedir. Bu sebeple hava dağılımı, ısı konfor ve iç hava kalitesi konuları son yıllarda gerek akademik camiada gerekse özel sektörde büyük ilgi görmektedir. Isıl konfor ile ilgili yeni modeller üzerinde araştırmalar artmaktadır. Bu yönelimi arttıran ve çalışmaları kolaylaştıran HAD metodunda da her geçen gün daha detaylı simülasyonlar yapılmaktadır. Farklı iklimlendirme sistemlerinin performansı, ısı konfor üzerindeki etkisi ve enerji performansı daha detaylı ve deneysel çalışmalarla daha uyumlu olarak HAD metodu ile elde edilmektedir. HAD metodunda ise farklı yaklaşımlar bulunmakta ve bu yaklaşımlar sonuca ve hesaplama maliyetine önemli ölçüde etki etmektedir.

Bu çalışma kapsamında bir ofis odası içerisinde alttan ısıtma, radyatör ile ısıtma ve klima ile ısıtma durumları, gerekli validasyon çalışmalarından sonra HAD metodu ile incelenmiştir. Bir saatlik zaman diliminin ardından oda içerisindeki oda içerisindeki sıcaklık, hız ve konfor dağılımları sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada nefes alıp verme işlemi ve Gagge ısı duyarlılık modeli de kullanılan yazılıma C programlama dili kullanılarak eklenmiştir. HAD metodundaki önemli kabullerinden biri olan iki boyut kabulü ile elde edilen sonuçlar üç boyutlu çalışmalar ile karşılaştırılmıştır.

Yapılan validasyon çalışmaları sonucunda zorlanmış, doğal ve birleşik taşınımın etkili olduğu üç doğrulama çalışması için, RANS tahminleri, özellikle k- $\epsilon$  modelleri, BGS tahminleriyle yakın bir performans sergilemiştir. BGS tahminlerinin RANS'a oranla daha doğru olması zaten beklenen bir durum olduğundan sonuçlar bu bağlamda şaşırtıcı değildir, ancak yüksek hesaplama maliyetleri ve sınır koşullarıyla ilgili ciddi dezavantajları nedeniyle mühendislik ve endüstriyel bağlamda BGS modelleri henüz pratik değildir. RANS modelleri fiziksel açıdan basit bir şekilde ifade edilmesine rağmen, birçok akış türünde şaşırtıcı derecede iyi çalışmaktadır. Zorlanmış taşınım durumunda Standard k- $\epsilon$  modeli diğer modellere göre deneysel sonuçlara daha yakın sonuçlar vermiştir, BSL k- $\omega$  modeli ise  $\omega$  modelleri arasında performansı en iyi olandır. Doğal taşınımında ise en iyi sonuçlar SST k- $\omega$  modelinde elde edilmiştir. Birleşiktaşınımında

sıcaklık dağılımları bakımından en iyi sonuçlar Standard ve SST k- $\omega$  modellerinde elde edilse de hız dağılımları incelendiğinde  $\varepsilon$  modelleri diğer modeller kıyasla deneysel sonuçlarla daha uyumludur.

Tüm ısıtma durumlarında iki boyutlu çalışma ile üç boyutlu çalışma sonucunda ortaya çıkan sonuçların birbirleri ile önemli ölçüde farklılıklar göstermektedir. İncelenen odanın gerçek bir ofis referans alınarak modellenmesi göstermiştir ki gerçek tasarımlarda oda geometrisi çoğu zaman simetrik değildir ve bu durumun boyut kabulünde önemli bir etkisi söz konusudur. Nefes alıp verme işleminin üç boyutlu çalışmalarda, beklenildiği gibi, hava akışına önemli bir etkisi bulunmamıştır fakat iki boyutlu çalışmalarda ise oda içindeki hava hareketini önemli ölçüde etkilemiştir. İki boyutlu çalışmalar üç boyutlu çalışmalara göre zaman açısından daha ekonomik olsa da çözüm doğruluğu açısından güvenilirliklerinin, oda geometriye uygun değilse, şüpheli olduğu görülmüştür.

Altan ısıtma ve radyatör ile ısıtma durumunda oda içerisinde biriken CO<sub>2</sub> miktarı klima ile ısıtma durumuna göre çok daha fazla olmuştur. Her ne kadar bu durumlarda elde edilen ortalama sıcaklık değeri çoğu klima senaryosundan fazla olsa da çalışma sonucunda görülmektedir ki bu sistemler ek bir havalandırma mekanizmasına ihtiyaç duymaktadır.

Geliştirilen C kodu ile HAD yazılımı eş zamanlı olarak çalışmış ve HAD yazılımından elde edilen çevre hızı ve sıcaklığına göre Gagge ısı duyarlılık modelinden cilt sıcaklığı elde edilmiştir. Bunun sonucunda görülmüştür ki vücudun tüm parçaları çevresel parametrelere göre farklı cilt sıcaklığına ulaşmaktadır. Tüm vücut yüzeylerine aynı sınır şartını atamak konfor değerlendirmesi yapılırken hatalı yargılara ulaşmaya sebebiyet verilebilir nitekim en yüksek cilt sıcaklığı ile en düşük cilt sıcaklığı arasında 3°C'den fazla fark olduğu görülmüştür. Her bir ısıtma durumunda ise vücut sıcaklıkları değişmiştir. Hava hareketinin ve buna bağlı olarak sıcaklık değişimin fazla olduğu yerlerde bu etki daha da artmıştır.

PMV, PPD ve PD dağılımlarında en konforlu durumun klima ile üfleme durumunda üçüncü senaryo olduğu görülmüştür. Isıtma durumu incelendiğinden oda içerisinde hiçbir durumda yüksek cereyan etkileri görülmemiştir. PMV ve PPD dağılımlarında ise hız

değişimleri genel dağılıma önemli ölçüde etki etmiştir. Sabit sıcaklıkta üfleme hızını değiştirmek hem konfor indislerinin ortalama değerlerini değiştirmiş hem genel dağılıma önemli ölçüde etki etmiştir. Sınır şartlarındaki küçük değişimlerin oda içerisindeki hava akışı ve konfora olan etkisi HAD metodu ile etkili bir şekilde tespit edilebilmiştir.



## KAYNAKLAR

- Akimoto, T. ve ark. 2010.** Thermal comfort and productivity - Evaluation of workplace environment in a task conditioned office. *Building and Environment*, 45(1):, 45–50. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2009.06.022>
- Ansi/Ashrae 2004.** ANSI/ASHRAE 55:2004 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. *Ashrae*, 2004:., 30. <https://doi.org/10.1007/s11926-011-0203-9>
- ANSYS Fluent 16.2.3 2016.** Theory Guide.
- Arslanoğlu, N. 2015.** ISIL KONFORA İŞİNİM ETKİSİNİN DENEYSEL VE TEORİK İNCELENMESİ, Uludağ Üniversitesi.
- Ashie, Y., Kono, T. 2011.** Urban-scale CFD analysis in support of a climate-sensitive design for the Tokyo Bay area. *International Journal of Climatology*. <https://doi.org/10.1002/joc.2226>
- ASHRAE 2009.** ASHRAE Handbook-Fundamentals. *ASHRAE Handbook-Fundamentals*, 21.1-21.67.
- Atmaca, İ. 2006.** Isıl konfor parametrelerinin insan üzerine etkisinin incelenmesi, Uludağ Üniversitesi.
- Awbi, H. B. 1998.** Energy efficient room air distribution. *Renewable Energy*, 15(1–4):, 293–299. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(98\)00176-1](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(98)00176-1)
- Bahadori, M. N. 1978.** Passive Cooling Systems in Iranian Architecture. *Scientific American*. <https://doi.org/10.1038/scientificamerican0278-144>
- Batchelor, G. K. 1967.** *An Introduction to Fluid Dynamics*, Cambridge, England, : Cambridge Univ.Press.
- Betts, P. L., Bokhari, I. H. 2000.** Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 21(6):, 675–683. [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(00\)00033-3](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(00)00033-3)
- Blay, D. ve ark. 1992.** Confined turbulent mixed convection in the presence of horizontal buoyant wall jet. *Fundamentals of Mixed Convection : Fundamentals of Mixed Convection*, , 65–72.
- Celik, I. B. ve ark. 2008.** Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications. *Journal of Fluids Engineering*, 130(07800):, 1–4. <https://doi.org/10.1115/1.2960953>
- Çengel, Y. A., Cimbala, J. M. 2006.** *Fluid mechanics: fundamentals and applications*.



<https://doi.org/10.1088/1751-8113/44/8/085201>

- Chen, Q., Srebric, J. 2000.** Application of CFD tools for indoor and outdoor environment design. *International Journal on Architectural ...*, 1(1):, 14–29. Tarihinde adresinden erişildi <https://engineering.purdue.edu/~yanchen/paper/2000-2.pdf>
- Chen, Q., Xu, W. 1998.** A zero-equation turbulence model for indoor airflow simulation. *Energy and Buildings*, 28(2):, 137–144. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(98\)00020-6](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(98)00020-6)
- Chung, I.-P., Dunn-Rankin, D. 1998.** Using numerical simulation to predict ventilation efficiency in a model room. *Energy and Buildings*, 28(1):, 43–50. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(97\)00061-3](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(97)00061-3)
- Davidson, L., Nielsen, P. V 1996.** Large Eddy Simulations of the Flow in a Three-Dimensional Ventilated Room. *ROOMVENT ???96*, 2:, 161–168. Tarihinde adresinden erişildi [http://dav\\_largeeddysimulations96.pdf](http://dav_largeeddysimulations96.pdf)
- Dincer, I. 2000.** Renewable energy and sustainable development: a crucial review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 4(2):, 157–175. [https://doi.org/10.1016/S1364-0321\(99\)00011-8](https://doi.org/10.1016/S1364-0321(99)00011-8)
- Dreau, J. ve ark. 2012.** Simulation with different turbulence models in an annex 20 room benchmark test using Star-CCM+.
- DuBois, D., DuBois, E. F. 1916.** A formula to estimate approximate surface area, if height and weight are known. *Archives of Internal Medicine*, 17:, 863–871.
- Elhadidi, B., Khalifa, H. E. 2013a.** Comparison of coarse grid lattice Boltzmann and Navier Stokes for real time flow simulations in rooms. *Building Simulation*, 6(2):, 183–194. <https://doi.org/10.1007/s12273-013-0107-x>
- Elhadidi, B., Khalifa, H. E. 2013b.** Comparison of coarse grid lattice Boltzmann and Navier Stokes for real time flow simulations in rooms. *Building Simulation*, 6(2):, 183–194. <https://doi.org/10.1007/s12273-013-0107-x>
- Emmerich, S. J., McGrattan, K. B. 1998.** Application of a large eddy simulation model to study room airflow. *ASHRAE Transactions : ASHRAE Transactions (C. 104)*, , 1128–1140.
- Fabbri, K. 2015.** Indoor thermal comfort perception: A questionnaire approach focusing on children. *Indoor Thermal Comfort Perception: A Questionnaire Approach*

- Focusing on Children, 1–302. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-18651-1>
- Fanger, P.O. 1967.** Calculation of thermal comfort: Introduction of a basic comfort equation. *ASHRAE Transactions*, 73(2):.
- Fanger, Povl Ole 1970.** Thermal comfort. , (Gwosdow 1987): <https://doi.org/10.1007/s00484-010-0393-2>
- Gagge, A. P. 1937.** A new physiological variable associated with sensible and insensible perspiration. *American Journal of Physiology-Legacy Content*, 20(2):, 277–287. <https://doi.org/10.1152/ajplegacy.1937.120.2.277>
- Gagge, A. P. ve ark. 1941.** A practical system of units for the description of the heat exchange of man with his environment. *Science*. <https://doi.org/10.1126/science.94.2445.428>
- Gagge, A. P. ve ark. 1971.** An Effective Temperature Scale Based on a Simple Model of Human Physiological Regulatory Response. *ASHRAE Transactions*, 77(1):, 248–262.
- Gan, G. 1995.** Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics. *Energy and Buildings*, 23(2):, 83–93. [https://doi.org/10.1016/0378-7788\(95\)00931-0](https://doi.org/10.1016/0378-7788(95)00931-0)
- Gant, S. E. 2010.** Reliability issues of LES-related approaches in an industrial context. *Flow, Turbulence and Combustion*, 84(2):, 325–335. <https://doi.org/10.1007/s10494-009-9237-8>
- Hardy, J. D. ve ark. 1952.** *Pain Sensations and Reactions*, Oxford, England, .
- Henkes, R. A. W. M. ve ark. 1991.** Natural-convection flow in a square cavity calculated with low-Reynolds-number turbulence models. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(91\)90258-G](https://doi.org/10.1016/0017-9310(91)90258-G)
- Horikiri, K. ve ark. 2011.** Numerical simulation of convective airflow in an empty room. *International Journal of Energy and Environment*, 5(4):, 574–581. Tarihinde adresinden erişildi <http://eprints.uwe.ac.uk/17568/>
- ISO 2005.** 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. *Management*, 3:, 605–615. <https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2004.11.005>
- Jiang, P. 2011.** Analysis of national and local energy-efficiency design standards in the

- public building sector in China. *Energy for Sustainable Development*, 15(4):, 443–450. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2011.08.001>
- Kader, B. A. 1981.** Temperature and concentration profiles in fully turbulent boundary layers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1541–1544. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(81\)90220-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(81)90220-9)
- Karimipناه, T., Awbi, H. B. 2002.** Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation. *Building and Environment*, 37:, 1329–1342. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00117-2](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00117-2)
- Lauder, B. E., Spalding, D. B. 1972.** *Lectures in Mathematical Models of Turbulence.* Academic Press. <https://doi.org/10.1080/10256010903084126>
- Lauder, B. E., Spalding, D. B. 1974.** The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering.* [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2)
- Lester, P.** *History of Air Conditioning.* .
- Lund, H. 2007.** Renewable energy strategies for sustainable development. *Energy*, 32(6):, 912–919. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2006.10.017>
- Mccullough, E. A. ve ark. 1989.** A Database for Determining the Evaporative Resistance of Clothing. *ASHRAE Transactions*, 95(2):, 316–328.
- Menter, F. R. 1994.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal.* <https://doi.org/10.2514/3.12149>
- Menter, Florian R. 2009.** Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. *International Journal of Computational Fluid Dynamics.* <https://doi.org/10.1080/10618560902773387>
- Moureh, J., Flick, D. 2005.** Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 26(1):, 12–24. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2004.05.018>
- Nagengast, B. 1999.** A History of Comfort Cooling Using Ice. *ASHRAE Journal*, 49–57. Tarihinde adresinden erişildi [https://www.ashrae.org/File Library/About/Mission and Vision/ASHRAE and Industry History/A-History-of-Comfort-Cooling-Using-Ice.pdf](https://www.ashrae.org/File_Library/About/Mission_and_Vision/ASHRAE_and_Industry_History/A-History-of-Comfort-Cooling-Using-Ice.pdf)
- Nielsen, P.V. 1974.** *Flow in air conditioned rooms*, Technical University of Denmark.

- Nielsen, Peter Vilhelm 1973.** Berechnung der Luftbewegung in einem zwangsbelüfteten Raum. *Gesundheits-Ingenieur*, 299–302.
- Nielsen, Peter Vilhelm 1990.** Specification of a Two-Dimensional Test Case. Institut for Bygningsteknik, Aalborg Universitet, (Report): [https://doi.org/issn\\_0902-7513-R9040](https://doi.org/issn_0902-7513-R9040)
- Nielsen, Peter V. 2015.** Fifty years of CFD for room air distribution. *Building and Environment*, 91:, 78–90. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.02.035>
- Nielsen, P V 2004.** Computational fluid dynamics and room air movement. *Indoor air*, 14 Suppl 7(Suppl 7):, 134–143. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.2004.00282.x>
- Niu, J. ve ark. 2007.** Experimental study on a chair-based personalized ventilation system. *Building and Environment*, 42(2):, 913–925. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.10.011>
- Pitarma, R. A. ve ark. 2004.** Computational fluid dynamics: An advanced active tool in environmental management and education. *Management of Environmental Quality*, 15(2):, 102–110. <https://doi.org/10.1108/14777830410523053>
- Pulat, E., Ersan, H. A. 2015.** Numerical simulation of turbulent airflow in a ventilated room: Inlet turbulence parameters and solution multiplicity. *Energy and Buildings*, 93:, 227–235. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.01.067>
- Richardson, L., Sydney, C. 1965.** *Weather prediction by numerical process.*, Dover Publications.
- Rohles, F. H. 1973.** Revised Modal Comfort Envelope. Description, Validation, And Application of a New Tool For Studying Thermal Comfort. *ASHRAE Transactions*.
- ROHLES, F., NEVINS RG 1971.** Nature of thermal comfort for sedentary man. *ASHRAE Transactions*.
- Rong, L., Nielsen, P. V 2008.** Simulation with different turbulence models in an annex 20 room benchmark test using ANSYS CFX 11.0.
- Samuel, D. G. L. ve ark. 2013.** Passive alternatives to mechanical air conditioning of building: A review. *Building and Environment*, , 54–64. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.04.016>
- Shih, Y. C. ve ark. 2007.** Dynamic airflow simulation within an isolation room. *Building and Environment*, 42(9):, 3194–3209. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.08.008>

- Standard, A. 2009.** ASHRAE Handbook 2009 Fundamentals (SI Edition). Ashrae Standard, 24–25.
- Tanabe, S. I. ve ark. 2002.** Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD). *Energy and Buildings*, 34(6):, 637–646. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(02\)00014-2](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(02)00014-2)
- Tanabe, Shin-ichi ve ark. 2015.** Workplace productivity and individual thermal satisfaction. *Building and Environment*, 91:, 42–50. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.02.032>
- Tanabe, Shin ichi ve ark. 2014.** Workplace productivity and individual thermal satisfaction. *Building and Environment*, 91:, 42–50. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2015.02.032>
- Teodosiu, R. ve ark. 2017.** Experimental and Numerical Investigation of Mechanically Ventilated Rooms. *Energy Procedia : Energy Procedia*. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.1094>
- Thomson, L. M. M. 1973.** Theoretical Aerodynamics. *Physics of Fluids A*, Dover Publication.
- UNEP United Nations Environment Programme Sustainable Buildings and Climate Initiative 2017.** Why Buildings.
- Villafruela, J. M. ve ark. 2013a.** CFD analysis of the human exhalation flow using different boundary conditions and ventilation strategies. *Building and Environment*, 62:, 191–200. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.01.022>
- Villafruela, J. M. ve ark. 2013b.** CFD analysis of the human exhalation flow using different boundary conditions and ventilation strategies. *Building and Environment*. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2013.01.022>
- Voigt, L. K. 2005.** Evaluating turbulence models for 3-D flows in enclosure by topology. *Ninth International IBPSA Conference : Ninth International IBPSA Conference, Montreal, ,* , 1293–1300.
- Wilcox, D. C. 1998.** *Turbulence Modeling for CFD (Second Edition)*, La Canada, California., .
- Wolfshtein, M. 1969.** The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient. *International Journal of Heat*

and Mass Transfer, 301–318. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(69\)90012-X](https://doi.org/10.1016/0017-9310(69)90012-X)

- Wright, D. ve ark. 2014.** New York City can eliminate the carbon footprint of its buildings by 2050. *Energy for Sustainable Development*, 23(1):, 46–58. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2014.06.006>
- Xing, H. ve ark. 2001.** A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation. *Building and Environment*, 36(7):, 809–820. [https://doi.org/10.1016/S0360-1323\(01\)00006-3](https://doi.org/10.1016/S0360-1323(01)00006-3)
- Yakhot, V., Orszag, S. A. 1992.** Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique. *Physics of Fluids A*, 4(7):, 1510–1520. <https://doi.org/10.1063/1.858424>
- Yang, C. ve ark. 2015.** The Large Eddy Simulation and Stability Analysis of Flow Field in a Generic Cabin. *Procedia Engineering : Procedia Engineering (C. 121)*, , 1749–1756. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.09.147>
- Zuo, W., Chen, Q. 2009.** Real-time or faster-than-real-time simulation of airflow in buildings. *Indoor Air*, 19(1):, 33–44. <https://doi.org/10.1111/j.1600-0668.2008.00559.x>
- Zuo, Wangda, Chen, Q. 2010.** Simulations of air distributions in buildings by FFD on GPU. *HVAC and R Research*, 16(6):, 785–798. <https://doi.org/10.1080/10789669.2010.10390934>

## **EKLER**

**EK 1** GAGGE MODELİ, KONFOR İNDİSLERİ VE NEFES ALIP VERME  
SINIR ŞARTI İÇİN HAZIRLANAN UDF DOSYASI



## EK 1 GAGGE MODELİ, KONFOR İNDİSLERİ VE NEFES ALIP VERME SINIR ŞARTI İÇİN HAZIRLANAN UDF DOSYASI

```
#include "udf.h"
#include "mem.h"
#define Euler_num 2.718
#define I_cl 0.26
#define Metabolic 85
#define Paa 4
#define t_rad 25
#define WW 0
#define V0 5.0

float temp1 = 32.5;
float temp2 = 32.5;
float temp3 = 32;
float temp4 = 32;
float temp5 = 32.4;
float temp6 = 32.4;
float temp7 = 32.9;
float temp8 = 33.23;
float temp9 = 32.6;
float temp10 = 32.6;
float temp11 = 32.23;
float temp12 = 32.23;
float temp13 = 32;
float temp14 = 32;
float temp15 = 32.2;
float temp16 = 31.67;
double Tsendor1 = 300;
double Vsendor1 = 0.5;
double Tsendor2 = 300;
double Vsendor2 = 0.5;
double Tsendor3 = 300;
```



```
double Vsender3 = 0.5;
double Tsender4 = 300;
double Vsender4 = 0.5;
double Tsender5 = 300;
double Vsender5 = 0.5;
double Tsender6 = 300;
double Vsender6 = 0.5;
double Tsender7 = 300;
double Vsender7 = 0.5;
double Tsender8 = 300;
double Vsender8 = 0.5;
double Tsender9 = 300;
double Vsender9 = 0.5;
double Tsender10 = 300;
double Vsender10 = 0.5;
double Tsender11 = 300;
double Vsender11 = 0.5;
double Tsender12 = 300;
double Vsender12 = 0.5;
double Tsender13 = 300;
double Vsender13 = 0.5;
double Tsender14 = 300;
double Vsender14 = 0.5;
double Tsender15 = 300;
double Vsender15 = 0.5;
double Tsender16 = 300;
double Vsender16 = 0.5;
double xmin1 = 1.2;
double xmax1 = 1.3;
double ymin1 = 0.15;
double ymax1 = 0.25;
double zmin1 = 0.0;
```

```
double zmax1 = 0.0;
double xmin2 = 1.2;
double xmax2 = 1.3;
double ymin2 = 0.16;
double ymax2 = 0.26;
double zmin2 = 0.0;
double zmax2 = 0.0;
double xmin3 = 1.230;
double xmax3 = 1.33;
double ymin3 = 0.3;
double ymax3 = 0.4;
double zmin3 = 0.0;
double zmax3 = 0.0;
double xmin4 = 1.230;
double xmax4 = 1.330;
double ymin4 = 0.305;
double ymax4 = 0.405;
double zmin4 = 0.0;
double zmax4 = 0.0;
double xmin5 = 0.955;
double xmax5 = 1.055;
double ymin5 = 0.64;
double ymax5 = 0.74;
double zmin5 = 0.0;
double zmax5 = 0.0;
double xmin6 = 0.955;
double xmax6 = 1.055;
double ymin6 = 0.64;
double ymax6 = 0.74;
double zmin6 = 0.0;
double zmax6 = 0.0;
double xmin7 = 0.385;
```

```
double xmax7 = 0.485;
double ymin7 = 0.365;
double ymax7 = 0.465;
double zmin7 = 0.0;
double zmax7 = 0.0;
double xmin8 = 0.80;
double xmax8 = 0.90;
double ymin8 = 1.395;
double ymax8 = 1.495;
double zmin8 = 0.0;
double zmax8 = 0.0;
double xmin9 = 1.24;
double xmax9 = 1.34;
double ymin9 = 0.73;
double ymax9 = 0.83;
double zmin9 = 0.0;
double zmax9 = 0.0;
double xmin10 = 1.24;
double xmax10 = 1.34;
double ymin10 = 0.73;
double ymax10 = 0.83;
double zmin10 = 0.0;
double zmax10 = 0.0;
double xmin11 = 0.90;
double xmax11 = 0.98;
double ymin11 = 0.88;
double ymax11 = 0.98;
double zmin11 = 0.0;
double zmax11 = 0.0;
double xmin12 = 0.90;
double xmax12 = 0.98;
double ymin12 = 0.88;
```

```
double ymax12 = 0.98;
double zmin12 = 0.0;
double zmax12 = 0.0;
double xmin13 = 0.83;
double xmax13 = 0.85;
double ymin13 = 0.98;
double ymax13 = 0.99;
double zmin13 = 0.0;
double zmax13 = 0.0;
double xmin14 = 0.83;
double xmax14 = 0.85;
double ymin14 = 0.98;
double ymax14 = 0.99;
double zmin14 = 0.0;
double zmax14 = 0.0;
double xmin15 = 0.83;
double xmax15 = 0.85;
double ymin15 = 0.98;
double ymax15 = 0.99;
double zmin15 = 0.0;
double zmax15 = 0.0;
double xmin16 = 0.36;
double xmax16 = 0.46;
double ymin16 = 0.71;
double ymax16 = 0.81;
double zmin16 = 0.0;
double zmax16 = 0.0;
```

```
////////////////////////////////////
```

```
#define MACT 70.0
```

```
#define LR 16.5
```

```
#define hr 4.9
```

```
#define V0 5.0
float TA1;
float TA2;
float TA3;
float TA4;
float TA5;
float TA6;
float TA7;
float TA8;
float TA9;
float TA10;
float TA11;
float TA12;
float TA13;
float TA14;
float TA15;
float TA16;
float TR;
float V;
float W;
float RH;
float Qisinim;
float k;
float a;
float b;
float rt;
float rt1;
float rt2;
float rt3;
float rt4;
```

float rt5;  
float rt6;  
float rt7;  
float rt8;  
float rt9;  
float rt10;  
float rt11;  
float rt12;  
float rt13;  
float rt14;  
float rt15;  
float rt16;  
float ret1;  
float ret2;  
float ret3;  
float ret4;  
float ret5;  
float ret6;  
float ret7;  
float ret8;  
float ret9;  
float ret10;  
float ret11;  
float ret12;  
float ret13;  
float ret14;  
float ret15;  
float ret16;  
float hc1;  
float hc2;  
float hc3;  
float hc4;

```
float hc5;
float hc6;
float hc7;
float hc8;
float hc9;
float hc10;
float hc11;
float hc12;
float hc13;
float hc14;
float hc15;
float hc16;
float ret;
int syc;
float WSIGCR;
float CSIGCR;
float WSIGSK;
float CSIGSK;
float MBL;
float WSIGB;
float ALFA;
float MRSW;
float ERSW;
float MSHIV;
float M;
    float velo_aver1;
    float velo_aver2;
    float velo_aver3;
    float velo_aver4;
    float velo_aver5;
    float velo_aver6;
    float velo_aver7;
```

```
float velo_aver8;
float velo_aver9;
float velo_aver10;
float velo_aver11;
float velo_aver12;
float velo_aver13;
float velo_aver14;
float velo_aver15;
float velo_aver16;
double Tsendor = 300;
double Tset = 288;//15 °C olarak ayarlandı!!
//////////
float Ne[16];
float PSK[16];
float EMAX[16];
float w[16];
float WRSW[16];
float EDIF[16];
float ESK[16];
float SSK[16];
float SCR[16];
float DTCR[16];
float DTSK[16];
float RT[16];
float RET[16];
float QCRSK[16];
float TO[16];
float PA[16];
float NRES[16];
float TSK[16]={32.5, 32.5, 32, 32, 32.4, 32.4, 32.9, 33.23, 32.6, 32.6, 32.23,
32.23, 32, 32, 32.2, 31.67};
```



```

float TCR[16]={35.1, 35.1, 35.6, 35.6, 35.8, 35.8, 36.3, 36.9, 35.4, 35.4, 35.5,
35.5, 35.8, 35.8, 36.5, 36.5};
float ALAN[16]={0.056, 0.056, 0.112, 0.112, 0.209, 0.209, 0.221, 0.140, 0.050,
0.050, 0.063, 0.063, 0.096, 0.096, 0.175, 0.161};
float AG[16]={0.480, 0.480, 3.343, 3.343, 7.013, 7.013, 17.57, 4.020, 0.335,
0.335, 1.373, 1.373, 2.163, 2.163, 12.40, 11.03};
float tx=1.3;
float TCRM=35.94;
float TSKM=32.35;
float TBM=35.4;
float zaman=5.0;

```

```

DEFINE_EXECUTE_AT_END(tsensor)
{
    real thermosensor_coordinate[ND_ND];
    double thermosensor_temperature1=0;
    double thermosensor_velocity1=0;
    double thermosensor_temperature2=0;
    double thermosensor_velocity2=0;
    double thermosensor_temperature3=0;
    double thermosensor_velocity3=0;
    double thermosensor_temperature4=0;
    double thermosensor_velocity4=0;
    double thermosensor_temperature5=0;
    double thermosensor_velocity5=0;
    double thermosensor_temperature6=0;
    double thermosensor_velocity6=0;
    double thermosensor_temperature7=0;
    double thermosensor_velocity7=0;
    double thermosensor_temperature8=0;
    double thermosensor_velocity8=0;
}

```

```
double thermosensor_temperature9=0;
double thermosensor_velocity9=0;
double thermosensor_temperature10=0;
double thermosensor_velocity10=0;
double thermosensor_temperature11=0;
double thermosensor_velocity11=0;
double thermosensor_temperature12=0;
double thermosensor_velocity12=0;
double thermosensor_temperature13=0;
double thermosensor_velocity13=0;
double thermosensor_temperature14=0;
double thermosensor_velocity14=0;
double thermosensor_temperature15=0;
double thermosensor_velocity15=0;
double thermosensor_temperature16=0;
double thermosensor_velocity16=0;

double x, y, z;
double* P_Tsensor1 = &Tsendor1;
double* V_Tsensor1 = &Vsendor1;
double* P_Tsensor2 = &Tsendor2;
double* V_Tsensor2 = &Vsendor2;
double* P_Tsensor3 = &Tsendor3;
double* V_Tsensor3 = &Vsendor3;
double* P_Tsensor4 = &Tsendor4;
double* V_Tsensor4 = &Vsendor4;
double* P_Tsensor5 = &Tsendor5;
double* V_Tsensor5 = &Vsendor5;
double* P_Tsensor6 = &Tsendor6;
double* V_Tsensor6 = &Vsendor6;
double* P_Tsensor7 = &Tsendor7;
double* V_Tsensor7 = &Vsendor7;
```

```
double* P_Tsensor8 = &Tsendor8;
double* V_Tsensor8 = &Vsendor8;
double* P_Tsensor9 = &Tsendor9;
double* V_Tsensor9 = &Vsendor9;
double* P_Tsensor10 = &Tsendor10;
double* V_Tsensor10 = &Vsendor10;
double* P_Tsensor11 = &Tsendor11;
double* V_Tsensor11 = &Vsendor11;
double* P_Tsensor12 = &Tsendor12;
double* V_Tsensor12 = &Vsendor12;
double* P_Tsensor13 = &Tsendor13;
double* V_Tsensor13 = &Vsendor13;
double* P_Tsensor14 = &Tsendor14;
double* V_Tsensor14 = &Vsendor14;
double* P_Tsensor15 = &Tsendor15;
double* V_Tsensor15 = &Vsendor15;
double* P_Tsensor16 = &Tsendor16;
double* V_Tsensor16 = &Vsendor16;
```

```
double nt1;
double nt2;
double nt3;
double nt4;
double nt5;
double nt6;
double nt7;
double nt8;
double nt9;
double nt10;
double nt11;
double nt12;
double nt13;
```

```
double nt14;
double nt15;
double nt16;
int sayac;
int sayac2;
cell_t c;
face_t f;
Domain *d;
Thread *t;
d = Get_Domain(1);
```

```
x = 0;
y = 0;
z = 0;
x = (double)0.5;
thread_loop_c(t, d)
{
    nt1 = 0;
    nt2 = 0;
    nt3 = 0;
    nt4 = 0;
    nt5 = 0;
    nt6 = 0;
    nt7 = 0;
    nt8 = 0;
    nt9 = 0;
    nt10 = 0;
    nt11 = 0;
    nt12 = 0;
    nt13 = 0;
    nt14 = 0;
    nt15 = 0;
```

```

nt16 = 0;

begin_c_loop(c, t)
{
    C_CENTROID(thermosensor_coordinate, c, t);

    x = (double)thermosensor_coordinate[0];
    y = (double)thermosensor_coordinate[1];
    //z = (double)thermosensor_coordinate[2];
    //printf("x is %f\n", x);

    if ((x >= xmin1) && (x <= xmax1)) /* line 49 */
    {
        if ((y >= ymin1) && (y <= ymax1))
        {
            //if ((z >= zmin1) && (z <= zmax1))
            // {
                thermosensor_temperature1 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */
                thermosensor_velocity1 +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                nt1++; /* count number */
            // }
        }
    }

    if ((x >= xmin2) && (x <= xmax2)) /* line 49 */
    {
        if ((y >= ymin2) && (y <= ymax2))
        {
            // if ((z >= zmin2) && (z <= zmax2))
            // {

```

```

        thermosensor_temperature2 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */
        thermosensor_velocity2           +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
        nt2++; /* count number */
        //    }
    }
}

if ((x >= xmin3) && (x <= xmax3)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin3) && (y <= ymax3))
    {
        //    if ((z >= zmin3) && (z <= zmax3))
        //    {
            thermosensor_temperature3 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */
            thermosensor_velocity3           +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
            nt3++; /* count number */
            //    }
        }
    }

if ((x >= xmin4) && (x <= xmax4)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin4) && (y <= ymax4))
    {
        //    if ((z >= zmin4) && (z <= zmax4))
        //    {
            thermosensor_temperature4 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */

```

```

        thermosensor_velocity4                                     +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
        nt4++; /* count number */

        //      }
    }

}

if ((x >= xmin5) && (x <= xmax5)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin5) && (y <= ymax5))
    {
        //      if ((z >= zmin5) && (z <= zmax5))
        //      {
            thermosensor_temperature5 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */
            thermosensor_velocity5                                     +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
            nt5++; /* count number */

            //      }
        }
    }

}

if ((x >= xmin6) && (x <= xmax6)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin6) && (y <= ymax6))
    {
        //      if ((z >= zmin6) && (z <= zmax6))
        //      {
            thermosensor_temperature6 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */
            thermosensor_velocity6                                     +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));

```

```

nt6++; /* count number */
//    }
}
}

if ((x >= xmin7) && (x <= xmax7)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin7) && (y <= ymax7))
    {
        //    if ((z >= zmin7) && (z <= zmax7))
        //    {
            thermosensor_temperature7 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */
            thermosensor_velocity7 +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
            nt7++; /* count number */
        //    }
    }
}

if ((x >= xmin8) && (x <= xmax8)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin8) && (y <= ymax8))
    {
        //    if ((z >= zmin8) && (z <= zmax8))
        //    {
            thermosensor_temperature8 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */
            thermosensor_velocity8 +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
            nt8++; /* count number */
        //    }
    }
}

```



```

    }
}

if ((x >= xmin9) && (x <= xmax9)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin9) && (y <= ymax9))
    {
        //    if ((z >= zmin9) && (z <= zmax9))
        //    {

                thermosensor_temperature9 += C_T(c, t); /*
get thermocouple temperature */

                thermosensor_velocity9 +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                nt9++; /* count number */

        //    }
    }
}

if ((x >= xmin10) && (x <= xmax10)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin10) && (y <= ymax10))
    {
        //    if ((z >= zmin10) && (z <= zmax10))
        //    {

                thermosensor_temperature10 += C_T(c, t);
/* get thermocouple temperature */

                thermosensor_velocity10 +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                nt10++; /* count number */

        //    }
    }
}

```

```

if ((x >= xmin11) && (x <= xmax11)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin11) && (y <= ymax11))
    {
        //    if ((z >= zmin11) && (z <= zmax11))
        //    {
                                thermosensor_temperature11 += C_T(c, t);
/* get thermocouple temperature */
                                thermosensor_velocity11          +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                                nt11++; /* count number */
                                //    }
                                }
    }

if ((x >= xmin12) && (x <= xmax12)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin12) && (y <= ymax12))
    {
        //    if ((z >= zmin12) && (z <= zmax12))
        //    {
                                thermosensor_temperature12 += C_T(c, t);
/* get thermocouple temperature */
                                thermosensor_velocity12          +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                                nt12++; /* count number */
                                //    }
                                }
    }

if ((x >= xmin13) && (x <= xmax13)) /* line 49 */

```

```

        {
            if ((y >= ymin13) && (y <= ymax13))
            {
                //      if ((z >= zmin13) && (z <= zmax13))
                //      {

                    thermosensor_temperature13 += C_T(c, t);

/* get thermocouple temperature */

                    thermosensor_velocity13          +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                    nt13++; /* count number */

                //      }
            }
        }

        if ((x >= xmin14) && (x <= xmax14)) /* line 49 */
        {
            if ((y >= ymin14) && (y <= ymax14))
            {
                //      if ((z >= zmin14) && (z <= zmax14))
                //      {

                    thermosensor_temperature14 += C_T(c, t);

/* get thermocouple temperature */

                    thermosensor_velocity14          +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                    nt14++; /* count number */

                //      }
            }
        }

        if ((x >= xmin15) && (x <= xmax15)) /* line 49 */
        {
            if ((y >= ymin15) && (y <= ymax15))

```

```

        {
        //      if ((z >= zmin15) && (z <= zmax15))
        //      {
                                thermosensor_temperature15 += C_T(c, t);
/* get thermocouple temperature */
                                thermosensor_velocity15 +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                                nt15++; /* count number */
        //      }
        }

if ((x >= xmin16) && (x <= xmax16)) /* line 49 */
{
    if ((y >= ymin16) && (y <= ymax16))
    {
        //      if ((z >= zmin16) && (z <= zmax16))
        //      {
                                thermosensor_temperature16 +=
(double)C_T(c, t); /* get thermocouple temperature */
                                thermosensor_velocity16 +=
(double)sqrt(C_U(c,t)*C_U(c,t) + C_V(c,t)*C_V(c,t) + C_W(c,t)*C_W(c,t));
                                nt16++; /* count number */
        //      }
    }
}

}
end_c_loop(c, t)
}

```

thermosensor\_temperature1 = thermosensor\_temperature1  
/ nt1;

thermosensor\_velocity1 = thermosensor\_velocity1/ nt1;  
thermosensor\_temperature2 = thermosensor\_temperature2  
/ nt2;

thermosensor\_velocity2 = thermosensor\_velocity2/ nt2;  
thermosensor\_temperature3 = thermosensor\_temperature3  
/ nt3;

thermosensor\_velocity3 = thermosensor\_velocity3/ nt3;  
thermosensor\_temperature4 = thermosensor\_temperature4  
/ nt4;

thermosensor\_velocity4 = thermosensor\_velocity4/ nt4;  
thermosensor\_temperature5 = thermosensor\_temperature5  
/ nt5;

thermosensor\_velocity5 = thermosensor\_velocity5/ nt5;  
thermosensor\_temperature6 = thermosensor\_temperature6  
/ nt6;

thermosensor\_velocity6 = thermosensor\_velocity6/ nt6;  
thermosensor\_temperature7 = thermosensor\_temperature7  
/ nt7;

thermosensor\_velocity7 = thermosensor\_velocity7/ nt7;  
thermosensor\_temperature8 = thermosensor\_temperature8  
/ nt8;

thermosensor\_velocity8 = thermosensor\_velocity8/ nt8;  
thermosensor\_temperature9 = thermosensor\_temperature9  
/ nt9;

thermosensor\_velocity9 = thermosensor\_velocity9/ nt9;

```

        thermosensor_temperature10 =
thermosensor_temperature10 / nt10;
        thermosensor_velocity10 = thermosensor_velocity10/
nt10;
        thermosensor_temperature11 =
thermosensor_temperature11 / nt11;
        thermosensor_velocity11 = thermosensor_velocity11/
nt11;
        thermosensor_temperature12 =
thermosensor_temperature12 / nt12;
        thermosensor_velocity12 = thermosensor_velocity12/
nt12;
        thermosensor_temperature13 =
thermosensor_temperature13 / nt13;
        thermosensor_velocity13 = thermosensor_velocity13/
nt13;
        thermosensor_temperature14 =
thermosensor_temperature14 / nt14;
        thermosensor_velocity14 = thermosensor_velocity14/
nt14;
        thermosensor_temperature15 =
thermosensor_temperature15 / nt15;
        thermosensor_velocity15 = thermosensor_velocity15/
nt15;
        thermosensor_temperature16 =
thermosensor_temperature16 / nt16;
        thermosensor_velocity16 = thermosensor_velocity16/
nt16;

```

```

*P_Tsensor1 = thermosensor_temperature1;

```

```

*V_Tsensor1 = thermosensor_velocity1;

```

\*P\_Tsensor2 = thermosensor\_temperature2;  
\*V\_Tsensor2 = thermosensor\_velocity2;  
\*P\_Tsensor3 = thermosensor\_temperature3;  
\*V\_Tsensor3 = thermosensor\_velocity3;  
\*P\_Tsensor4 = thermosensor\_temperature4;  
\*V\_Tsensor4 = thermosensor\_velocity4;  
\*P\_Tsensor5 = thermosensor\_temperature5;  
\*V\_Tsensor5 = thermosensor\_velocity5;  
\*P\_Tsensor6 = thermosensor\_temperature6;  
\*V\_Tsensor6 = thermosensor\_velocity6;  
\*P\_Tsensor7 = thermosensor\_temperature7;  
\*V\_Tsensor7 = thermosensor\_velocity7;  
\*P\_Tsensor8 = thermosensor\_temperature8;  
\*V\_Tsensor8 = thermosensor\_velocity8;  
\*P\_Tsensor9 = thermosensor\_temperature9;  
\*V\_Tsensor9 = thermosensor\_velocity9;  
\*P\_Tsensor10 = thermosensor\_temperature10;  
\*V\_Tsensor10 = thermosensor\_velocity10;  
\*P\_Tsensor11 = thermosensor\_temperature11;  
\*V\_Tsensor11 = thermosensor\_velocity11;  
\*P\_Tsensor12 = thermosensor\_temperature12;  
\*V\_Tsensor12 = thermosensor\_velocity12;  
\*P\_Tsensor13 = thermosensor\_temperature13;  
\*V\_Tsensor13 = thermosensor\_velocity13;  
\*P\_Tsensor14 = thermosensor\_temperature14;  
\*V\_Tsensor14 = thermosensor\_velocity14;  
\*P\_Tsensor15 = thermosensor\_temperature15;  
\*V\_Tsensor15 = thermosensor\_velocity15;  
\*P\_Tsensor16 = thermosensor\_temperature16;  
\*V\_Tsensor16 = thermosensor\_velocity16;

/\*

```
printf("thermosensor_temperature1: %g\n", thermosensor_temperature1);
printf("thermosensor_velocity1 : %f\n", thermosensor_velocity1);
printf("thermosensor_temperature2: %g\n", thermosensor_temperature2);
printf("thermosensor_velocity2: %f\n", thermosensor_velocity2);
printf("thermosensor_temperature3: %g\n", thermosensor_temperature3);
printf("thermosensor_velocity3: %f\n", thermosensor_velocity3);
printf("thermosensor_temperature4: %g\n", thermosensor_temperature4);
printf("thermosensor_velocity4: %f\n", thermosensor_velocity4);
printf("thermosensor_temperature5: %g\n", thermosensor_temperature5);
printf("thermosensor_velocity5: %f\n", thermosensor_velocity5);
printf("thermosensor_temperature6: %g\n", thermosensor_temperature6);
printf("thermosensor_velocity6: %f\n", thermosensor_velocity6);
printf("thermosensor_temperature7: %g\n", thermosensor_temperature7);
printf("thermosensor_velocity7: %f\n", thermosensor_velocity7);
printf("thermosensor_temperature8: %g\n", thermosensor_temperature8);
printf("thermosensor_velocity8: %f\n", thermosensor_velocity8);
printf("thermosensor_temperature9: %g\n", thermosensor_temperature9);
printf("thermosensor_velocity9: %f\n", thermosensor_velocity9);
printf("thermosensor_temperature10: %g\n", thermosensor_temperature10);
printf("thermosensor_velocity10: %f\n", thermosensor_velocity10);
printf("thermosensor_temperature11: %g\n", thermosensor_temperature11);
printf("thermosensor_velocity11: %f\n", thermosensor_velocity11);
printf("thermosensor_temperature12: %g\n", thermosensor_temperature12);
printf("thermosensor_velocity12: %f\n", thermosensor_velocity12);
printf("thermosensor_temperature13: %g\n", thermosensor_temperature13);
printf("thermosensor_velocity13: %f\n", thermosensor_velocity13);
printf("thermosensor_temperature14: %g\n", thermosensor_temperature14);
printf("thermosensor_velocity14: %f\n", thermosensor_velocity14);
printf("thermosensor_temperature15: %g\n", thermosensor_temperature15);
printf("thermosensor_velocity15: %f\n", thermosensor_velocity15);
printf("thermosensor_temperature16: %g\n", thermosensor_temperature16);
printf("thermosensor_velocity16: %f\n", thermosensor_velocity16);
```



```

printf("tsk16real: %g\n", TSK[15]);
printf("nt16: %g\n", nt5);
fflush(stdout);

*/
}

////////////////////////////////-----////termosensor   degerleri   calisiyor,
dogrulama yapıldı. x,y min max değerlerini dikkatle girmek gerekiyor//-----
---////////////////////////////////

DEFINE_EXECUTE_AT_END(bolgeler)
{
    int sayac3;
    int sayac4;
    int sayac5;

    float solayak;
    float sagayak;
    float soldizalti;
    float sagdizalti;
    float solbacak;
    float sagbacak;
    float pelvis;
    float head;
    float solel;
    float sagel;
    float soldirsekali;

```

```
float sagdirsekalti;  
float solkol;  
float sagkol;  
float gogus;  
float sirt;
```

```
float* P_Temp1 = &temp1;  
float* P_Temp2 = &temp2;  
float* P_Temp3 = &temp3;  
float* P_Temp4 = &temp4;  
float* P_Temp5 = &temp5;  
float* P_Temp6 = &temp6;  
float* P_Temp7 = &temp7;  
float* P_Temp8 = &temp8;  
float* P_Temp9 = &temp9;  
float* P_Temp10 = &temp10;  
float* P_Temp11 = &temp11;  
float* P_Temp12 = &temp12;  
float* P_Temp13 = &temp13;  
float* P_Temp14 = &temp14;  
float* P_Temp15 = &temp15;  
float* P_temp16 = &temp16;
```

```
face_t f; /* f is a face thread index */  
/* if komutu zaman adımı içerisindeki iterasyonlarda */  
float flow_time = CURRENT_TIME;  
float thermosensor_temperature1;  
float thermosensor_velocity1;  
float thermosensor_temperature2;  
float thermosensor_velocity2;
```

float thermosensor\_temperature3;  
float thermosensor\_velocity3;  
float thermosensor\_temperature4;  
float thermosensor\_velocity4;  
float thermosensor\_temperature5;  
float thermosensor\_velocity5;  
float thermosensor\_temperature6;  
float thermosensor\_velocity6;  
float thermosensor\_temperature7;  
float thermosensor\_velocity7;  
float thermosensor\_temperature8;  
float thermosensor\_velocity8;  
float thermosensor\_temperature9;  
float thermosensor\_velocity9;  
float thermosensor\_temperature10;  
float thermosensor\_velocity10;  
float thermosensor\_temperature11;  
float thermosensor\_velocity11;  
float thermosensor\_temperature12;  
float thermosensor\_velocity12;  
float thermosensor\_temperature13;  
float thermosensor\_velocity13;  
float thermosensor\_temperature14;  
float thermosensor\_velocity14;  
float thermosensor\_temperature15;  
float thermosensor\_velocity15;  
float thermosensor\_temperature16;  
float thermosensor\_velocity16;

thermosensor\_temperature1 = Tsendor1;  
thermosensor\_velocity1 = Vsendor1;

thermosensor\_temperature2= Tsendor2;  
thermosensor\_velocity2 = Vsendor2;  
thermosensor\_temperature3= Tsendor3;  
thermosensor\_velocity3 = Vsendor3;  
thermosensor\_temperature4= Tsendor4;  
thermosensor\_velocity4 = Vsendor4;  
thermosensor\_temperature5= Tsendor5;  
thermosensor\_velocity5 = Vsendor5;  
thermosensor\_temperature6= Tsendor6;  
thermosensor\_velocity6 = Vsendor6;  
thermosensor\_temperature7= Tsendor7;  
thermosensor\_velocity7 = Vsendor7;  
thermosensor\_temperature8= Tsendor8;  
thermosensor\_velocity8 = Vsendor8;  
thermosensor\_temperature9= Tsendor9;  
thermosensor\_velocity9 = Vsendor9;  
thermosensor\_temperature10= Tsendor10;  
thermosensor\_velocity10 = Vsendor10;  
thermosensor\_temperature11= Tsendor11;  
thermosensor\_velocity11 = Vsendor11;  
thermosensor\_temperature12= Tsendor12;  
thermosensor\_velocity12 = Vsendor12;  
thermosensor\_temperature13= Tsendor13;  
thermosensor\_velocity13 = Vsendor13;  
thermosensor\_temperature14= Tsendor14;  
thermosensor\_velocity14 = Vsendor14;  
thermosensor\_temperature15= Tsendor15;  
thermosensor\_velocity15 = Vsendor15;  
thermosensor\_temperature16= Tsendor16;  
thermosensor\_velocity16 = Vsendor16;

TA1=thermosensor\_temperature1-273.15;  
TA2=thermosensor\_temperature2-273.15;  
TA3=thermosensor\_temperature3-273.15;  
TA4=thermosensor\_temperature4-273.15;  
TA5=thermosensor\_temperature5-273.15;  
TA6=thermosensor\_temperature6-273.15;  
TA7=thermosensor\_temperature7-273.15;  
TA8=thermosensor\_temperature8-273.15;  
TA9=thermosensor\_temperature9-273.15;  
TA10=thermosensor\_temperature10-273.15;  
TA11=thermosensor\_temperature11-273.15;  
TA12=thermosensor\_temperature12-273.15;  
TA13=thermosensor\_temperature13-273.15;  
TA14=thermosensor\_temperature14-273.15;  
TA15=thermosensor\_temperature15-273.15;  
TA16=thermosensor\_temperature16-273.15;

//TA=24;

TR=24;

W=0;

RH=0.5;

```
Qisinim=80;
```

```
k=24;
```

```
a=0.0334;
```

```
b=15;
```

```
    velo_aver1 = thermosensor_velocity1;
```

```
    velo_aver2 = thermosensor_velocity2;
```

```
    velo_aver3 = thermosensor_velocity3;
```

```
    velo_aver4 = thermosensor_velocity4;
```

```
    velo_aver5 = thermosensor_velocity5;
```

```
    velo_aver6 = thermosensor_velocity6;
```

```
    velo_aver7 = thermosensor_velocity7;
```

```
    velo_aver8 = thermosensor_velocity8;
```

```
    velo_aver9 = thermosensor_velocity9;
```

```
    velo_aver10 = thermosensor_velocity10;
```

```
    velo_aver11 = thermosensor_velocity11;
```

```
    velo_aver12 = thermosensor_velocity12;
```

```
    velo_aver13 = thermosensor_velocity13;
```

```
    velo_aver14 = thermosensor_velocity14;
```

```
    velo_aver15 = thermosensor_velocity15;
```

```
    velo_aver16 = thermosensor_velocity16;
```

```
//velo_aver = 0.2;
```

```
if (velo_aver1<= 0.15)
```

```
{
```

```
    hc1=4 ;
```

```
}
```

```
if (0.15<=velo_aver1 && velo_aver1< 100.5)
```

```
{  
    hc1=14.8*pow(velo_aver1,0.69);  
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver2<= 0.15)  
{  
    hc2=4 ;  
}
```

```
if (0.15<=velo_aver2 && velo_aver2< 100.5)  
{  
    hc2=14.8*pow(velo_aver2,0.69);  
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver3<= 0.15)  
{  
    hc3=4 ;  
}
```

```
if (0.15<=velo_aver3 && velo_aver3< 100.5)  
{  
    hc3=14.8*pow(velo_aver3,0.69);  
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver4<= 0.15)  
{
```

```
        hc4=4 ;
    }

    if (0.15<=velo_aver4 && velo_aver4< 100.5)
    {
        hc4=14.8*pow(velo_aver4,0.69);
    }
```

```
////////////////////////////////////
```

```
    if (velo_aver5<= 0.15)
    {
        hc5=4 ;
    }

    if (0.15<=velo_aver5 && velo_aver5< 100.5)
    {
        hc5=14.8*pow(velo_aver5,0.69);
    }
```

```
////////////////////////////////////
```

```
    if (velo_aver6<= 0.15)
    {
        hc6=4 ;
    }

    if (0.15<=velo_aver6 && velo_aver6< 100.5)
    {
        hc6=14.8*pow(velo_aver6,0.69);
    }
```



```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver7<= 0.15)  
{  
    hc7=4 ;  
}
```

```
if (0.15<=velo_aver7 && velo_aver7< 100.5)  
{  
    hc7=14.8*pow(velo_aver7,0.69);  
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver8<= 0.15)  
{  
    hc8=4 ;  
}
```

```
if (0.15<=velo_aver8 && velo_aver8< 100.5)  
{  
    hc8=14.8*pow(velo_aver8,0.69);  
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver9<= 0.15)  
{  
    hc9=4 ;  
}
```

```
if (0.15<=velo_aver9 && velo_aver9< 100.5)
```

```
{  
    hc9=14.8*pow(velo_aver9,0.69);  
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver10<= 0.15)  
{  
    hc10=4 ;  
}
```

```
if (0.15<=velo_aver10 && velo_aver10< 100.5)  
{  
    hc10=14.8*pow(velo_aver10,0.69);  
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver11<= 0.15)  
{  
    hc11=4 ;  
}
```

```
if (0.15<=velo_aver11 && velo_aver11< 100.5)  
{  
    hc11=14.8*pow(velo_aver11,0.69);  
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver12<= 0.15)  
{  
    hc12=4 ;  
}
```

```
if (0.15<=velo_aver12 && velo_aver12< 100.5)
{
    hc12=14.8*pow(velo_aver12,0.69);
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver13<= 0.15)
{
    hc13=4 ;
}
```

```
if (0.15<=velo_aver13 && velo_aver13< 100.5)
{
    hc13=14.8*pow(velo_aver13,0.69);
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver14<= 0.15)
{
    hc14=4 ;
}
```

```
if (0.15<=velo_aver14 && velo_aver14< 100.5)
{
    hc14=14.8*pow(velo_aver14,0.69);
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver15<= 0.15)
{
    hc15=4 ;
}
```

```
if (0.15<=velo_aver15 && velo_aver15< 100.5)
{
    hc15=14.8*pow(velo_aver15,0.69);
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
if (velo_aver16<= 0.15)
{
    hc16=4 ;
}
```

```
if (0.15<=velo_aver16 && velo_aver16< 100.5)
{
    hc16=14.8*pow(velo_aver16,0.69);
}
```

```
////////////////////////////////////
```

```
rt1=1/(hc1+4.9)+1/(4.9+(k/tx))+0.036;
rt2=1/(hc2+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.036;
rt3=1/(hc3+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.026;
rt4=1/(hc4+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.026;
rt5=1/(hc5+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.026;
rt6=1/(hc6+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.026;
rt7=1/(hc7+4.9)+1/(4.9+k/tx)+1/(4.9+k/tx)+0.036+0.026;
rt8=1/(hc8+4.9);
```

$rt9=1/(hc9+4.9);$   
 $rt10=1/(hc10+4.9);$   
 $rt11=1/(hc11+4.9);$   
 $rt12=1/(hc12+4.9);$   
 $rt13=1/(hc13+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.036;$   
 $rt14=1/(hc14+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.036;$   
 $rt15=1/(hc16+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.036;$   
 $rt16=1/(hc16+4.9)+1/(4.9+k/tx)+0.036;$   
 $ret1=1/(hc1*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0040;$   
 $ret2=1/(hc2*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0040;$   
 $ret3=1/(hc3*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0041;$   
 $ret4=1/(hc4*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0041;$   
 $ret5=1/(hc5*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0041;$   
 $ret6=1/(hc6*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0041;$   
 $ret7=1/(hc7*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0040+0.0041;$   
 $ret8=1/(hc8*LR);$   
 $ret9=1/(hc9*LR);$   
 $ret10=1/(hc10*LR);$   
 $ret11=1/(hc11*LR);$   
 $ret12=1/(hc12*LR);$   
 $ret13=1/(hc13*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0040;$   
 $ret14=1/(hc14*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0040;$   
 $ret15=1/(hc15*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0040;$   
 $ret16=1/(hc16*LR)+a*(1-\exp(-tx/b))+0.0040;$

$RT[0]=rt1;$   
 $RT[1]=rt2;$   
 $RT[2]=rt3;$   
 $RT[3]=rt4;$   
 $RT[4]=rt5;$   
 $RT[5]=rt6;$   
 $RT[6]=rt7;$

```
RT[7]=rt8;  
RT[8]=rt9;  
RT[9]=rt10;  
RT[10]=rt11;  
RT[11]=rt12;  
RT[12]=rt13;  
RT[13]=rt14;  
RT[14]=rt15;  
RT[15]=rt16;
```

```
RET[0]=ret1;  
RET[1]=ret2;  
RET[2]=ret3;  
RET[3]=ret4;  
RET[4]=ret5;  
RET[5]=ret6;  
RET[6]=ret7;  
RET[7]=ret8;  
RET[8]=ret9;  
RET[9]=ret10;  
RET[10]=ret11;  
RET[11]=ret12;  
RET[12]=ret13;  
RET[13]=ret14;  
RET[14]=ret15;  
RET[15]=ret16;
```

```
if (TCRM<= 35.94)  
{  
    WSIGCR=0.0 ;  
}
```

```
else
{
WSIGCR=TCRM-35.94 ;
}
```

```
/*******/
```

```
if (TCRM< 35.94)
{
CSIGCR=35.94-TCRM ;
}
```

```
else
{
CSIGCR=0 ;
}
```

```
/*******/
```

```
if (TSKM<= 32.35)
{
WSIGSK=0 ;
}
else
{
WSIGSK=TSKM-32.35 ;
}
```

```
/*******/
```

```
if (TSKM< 32.35)
{
CSIGSK=32.35-TSKM;
```

```

}
else
{
  CSIGSK=0 ;
}

/*****/

MBL=((6.3 + 200*WSIGCR)/(1 + 0.5*CSIGSK))/3600;

if (MBL< 0.00014)
{
  MBL=0.000141;
}

if (MBL>= 0.025)
{
  MBL=0.0249;
}

if (TBM <= 35.4)
{
  WSIGB=0;
}
else
{
  WSIGB=TBM-35.4 ;
}

TO[0]=      (hr*TR + hc1*TA1)/(hr + hc1);
TO[1]=      (hr*TR + hc2*TA2)/(hr + hc2);

```



$TO[2]= (hr*TR + hc3*TA3)/(hr + hc3);$   
 $TO[3]= (hr*TR + hc4*TA4)/(hr + hc4);$   
 $TO[4]= (hr*TR + hc5*TA5)/(hr + hc5);$   
 $TO[5]= (hr*TR + hc6*TA6)/(hr + hc6);$   
 $TO[6]= (hr*TR + hc7*TA7)/(hr + hc7);$   
 $TO[7]= (hr*TR + hc8*TA8)/(hr + hc8);$   
 $TO[8]= (hr*TR + hc9*TA9)/(hr + hc9);$   
 $TO[9]= (hr*TR + hc10*TA10)/(hr + hc10);$   
 $TO[10]= (hr*TR + hc11*TA11)/(hr + hc11);$   
 $TO[11]= (hr*TR + hc12*TA12)/(hr + hc12);$   
 $TO[12]= (hr*TR + hc13*TA13)/(hr + hc13);$   
 $TO[13]= (hr*TR + hc14*TA14)/(hr + hc14);$   
 $TO[14]= (hr*TR + hc15*TA15)/(hr + hc15);$   
 $TO[15]= (hr*TR + hc16*TA16)/(hr + hc16);$   
 $PA[0]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA1 + 235)))/10;$   
 $PA[1]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA2 + 235)))/10;$   
 $PA[2]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA3 + 235)))/10;$   
 $PA[3]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA4 + 235)))/10;$   
 $PA[4]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA5 + 235)))/10;$   
 $PA[5]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA6 + 235)))/10;$   
 $PA[6]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA7 + 235)))/10;$   
 $PA[7]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA8 + 235)))/10;$   
 $PA[8]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA9 + 235)))/10;$   
 $PA[9]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA10 + 235)))/10;$   
 $PA[10]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA11 + 235)))/10;$   
 $PA[11]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA12 + 235)))/10;$   
 $PA[12]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA13 + 235)))/10;$   
 $PA[13]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA14 + 235)))/10;$   
 $PA[14]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA15 + 235)))/10;$   
 $PA[15]=RH*(exp(18.956-4030.18/(TA16 + 235)))/10;$

```

ALFA=(0.0418 + 0.745/(3600*MBL + 0.585));
MRSW = 0.000047*WSIGB*exp(WSIGSK/10.7);
ERSW=MRSW*2430000;
MSHIV=19.4*(CSIGSK*CSIGCR);
M=MACT + MSHIV;
NRES[0]=0.0014*M*(34-TA1)+0.0173*M*(5.87-PA[0]);
NRES[1]=0.0014*M*(34-TA2)+0.0173*M*(5.87-PA[1]);
NRES[2]=0.0014*M*(34-TA3)+0.0173*M*(5.87-PA[2]);
NRES[3]=0.0014*M*(34-TA4)+0.0173*M*(5.87-PA[3]);
NRES[4]=0.0014*M*(34-TA5)+0.0173*M*(5.87-PA[4]);
NRES[5]=0.0014*M*(34-TA6)+0.0173*M*(5.87-PA[5]);
NRES[6]=0.0014*M*(34-TA7)+0.0173*M*(5.87-PA[6]);
NRES[7]=0.0014*M*(34-TA8)+0.0173*M*(5.87-PA[7]);
NRES[8]=0.0014*M*(34-TA9)+0.0173*M*(5.87-PA[8]);
NRES[9]=0.0014*M*(34-TA10)+0.0173*M*(5.87-PA[9]);
NRES[10]=0.0014*M*(34-TA11)+0.0173*M*(5.87-PA[10]);
NRES[11]=0.0014*M*(34-TA12)+0.0173*M*(5.87-PA[11]);
NRES[12]=0.0014*M*(34-TA13)+0.0173*M*(5.87-PA[12]);
NRES[13]=0.0014*M*(34-TA14)+0.0173*M*(5.87-PA[13]);
NRES[14]=0.0014*M*(34-TA15)+0.0173*M*(5.87-PA[14]);
NRES[15]=0.0014*M*(34-TA16)+0.0173*M*(5.87-PA[15]);
syc=0;
for (syc=0;syc<16;syc++)
{

QCRSK[syc] = (5.28 + 4187*MBL)*(TCR[syc] - TSK[syc]);
Ne[syc]=(TSK[syc] - TO[syc])/RT[syc];
PSK[syc]=(exp(18.956-4030.18/(TSK[syc]+235)))/10;
EMAX[syc]=(PSK[syc]-PA[syc])/RET[syc];

w[syc]=0.06 + (0.94*ERSW/EMAX[syc]);

```

```

if (w[syc] >= 1)
{
w[syc]=1;
}
WRSW[syc]=ERSW/EMAX[syc];
if (WRSW[syc]>=1)
{
WRSW[syc]=1;
}
EDIF[syc]=(1-WRSW[syc])*0.06*EMAX[syc];
ESK[syc]=ERSW + EDIF[syc];
SSK[syc]=QCRSK[syc]-(Ne[syc]+ESK[syc]);
SCR[syc]=M-W-(NRES[syc])-QCRSK[syc];
DTCR[syc]=(SCR[syc]*ALAN[syc])/((1-ALFA)*AG[syc]*3490);
DTSK[syc]=(SSK[syc]*ALAN[syc])/(ALFA*AG[syc]*3490);
TSK[syc]=TSK[syc]+DTSK[syc];
TCR[syc]=TCR[syc]+DTCR[syc];
}

```

$$TCRM=(TCR[0]*ALAN[0]+TCR[1]*ALAN[1]+TCR[2]*ALAN[2]+TCR[3]*ALAN[3]+TCR[4]*ALAN[4]+TCR[5]*ALAN[5]+TCR[6]*ALAN[6]+TCR[7]*ALAN[7]+TCR[8]*ALAN[8]+TCR[9]*ALAN[9]+TCR[10]*ALAN[10]+TCR[11]*ALAN[11]+TCR[12]*ALAN[12]+TCR[13]*ALAN[13]+TCR[14]*ALAN[14]+TCR[15]*ALAN[15])/1.87;$$

$$TSKM=(TSK[0]*ALAN[0]+TSK[1]*ALAN[1]+TSK[2]*ALAN[2]+TSK[3]*ALAN[3]+TSK[4]*ALAN[4]+TSK[5]*ALAN[5]+TSK[6]*ALAN[6]+TSK[7]*ALAN[7]+TSK[8]*ALAN[8]+TSK[9]*ALAN[9]+TSK[10]*ALAN[10]+TSK[11]*ALAN[11]+TSK[12]*ALAN[12]+TSK[13]*ALAN[13]+TSK[14]*ALAN[14]+TSK[15]*ALAN[15])/1.87;$$

$$TBM=ALFA*TSKM+(1-ALFA)*TCRM;$$

solayak=TSK[0];

sagayak=TSK[1];

soldizalti=TSK[2];

```
sagdizalti=TSK[3];
solbacak=TSK[4];
sagbacak=TSK[5];
pelvis=TSK[6];
head=TSK[7];
solel=TSK[8];
sagel=TSK[9];
soldirsekali=TSK[10];
sagdirsekalti=TSK[11];
solkol=TSK[12];
sagkol=TSK[13];
gogus=TSK[14];
sirt=TSK[15];
```

```
*P_Temp1 = solayak;
*P_Temp2 = sagayak;
*P_Temp3 = soldizalti;
*P_Temp4 = sagdizalti;
*P_Temp5 = solbacak;
*P_Temp6 = sagbacak;
*P_Temp7 = pelvis;
*P_Temp8 = head;
*P_Temp9 = solel;
*P_Temp10 = sagel;
*P_Temp11 = soldirsekali;
*P_Temp12 = sagdirsekalti;
*P_Temp13 = solkol;
*P_Temp14 = sagkol;
*P_Temp15 = gogus;
*P_temp16=sirt;
```

```
zaman=flow_time;
```

```

printf("TSK[0] = %f \n",TSK[0]);
printf("TSK[1] = %f \n",TSK[1]);
printf("TSK[2] = %f \n",TSK[2]);
printf("TSK[3] = %f \n",TSK[3]);
printf("TSK[4] = %f \n",TSK[4]);
printf("TSK[5] = %f \n",TSK[5]);
printf("TSK[6] = %f \n",TSK[6]);
printf("TSK[7] = %f \n",TSK[7]);
printf("TSK[8] = %f \n",TSK[8]);
printf("TSK[9] = %f \n",TSK[9]);
printf("TSK[10] = %f \n",TSK[10]);
printf("TSK[11] = %f \n",TSK[11]);
printf("TSK[12] = %f \n",TSK[12]);
printf("TSK[13] = %f \n",TSK[13]);
printf("TSK[14] = %f \n",TSK[14]);
printf("TSK[15] = %f \n",TSK[15]);

fflush(stdout);

/*
printf("tsk15: %g\n", sirt);
printf("sirt: %g\n", TSK[15]);
printf("DTSK[15]: %g\n", DTSK[syc]);
printf("SCR[15]: %g\n", SCR[15]);
printf("NRES[15]: %g\n", NRES[15]);
printf("PA[15]: %g\n", TO[15]);
printf("thermosensor_velocity16: %f\n", thermosensor_velocity16);
printf("thermosensor_temperature16: %f\n",
thermosensor_temperature16);

```

```
}
```

```
////////////////////////////////sol ayak////////////////////////////////
```

```
DEFINE_PROFILE(SolAyak, t, i)
```

```
{
```

```
    float solayak;
```

```
    face_t f; /* line 74 */
```

```
    solayak= temp1;
```

```
    // printf("Sol Ayak Sicakligi: %f\n", solayak+273.15);
```

```
    begin_f_loop(f, t){
```

```
        F_PROFILE(f, t, i) = (solayak + 273.15);
```

```
    }
```

```
    end_f_loop(f, t)
```

```
        printf("sol ayak: %f\n", solayak+273.15);
```

```
        fflush(stdout);
```

```
}
```

```
////////////////////////////////sag ayak////////////////////////////////
```

```
DEFINE_PROFILE(SagAyak, t, i)
```

```
{
```

```
    float sagayak;
```

```

face_t f; /* line 74 */
sagayak= temp2;
// printf("Sag Ayak Sicakligi = %f\n", sagayak+273.15);

begin_f_loop(f, t){
    F_PROFILE(f, t, i) = sagayak+273.15;
}
end_f_loop(f, t)
//printf("deri sicakligi: %f\n", sagayak+273.15);

```

```

        fflush(stdout);
}

```

```

////////////////////////////////////Sol Diz Alti////////////////////////////////////

```

```

DEFINE_PROFILE(SolDizAlti, t, i)
{

```

```

    float soldizalti;

```

```

    face_t f;
    soldizalti= temp3;
// printf("Sol Diz Alti Sicakligi = %f\n", soldizalti+273.15);

```

```

begin_f_loop(f, t){
    F_PROFILE(f, t, i) = soldizalti+273.15;
}
end_f_loop(f, t)

```

```

//    printf("deri sicakligi: %f\n", soldizalti+273.15);

```

```

        fflush(stdout);
    }

    //////////////////////////////////////Sag Diz Alti////////////////////////////////////

    DEFINE_PROFILE(SagDizAlti, t, i)
    {

        float sagdizalti;

        face_t f;
        sagdizalti= temp4;
        // printf("Sag Diz Alti Sicakligi = %f\n", sagdizalti+273.15);
        fflush(stdout);

        begin_f_loop(f, t){
            F_PROFILE(f, t, i) = sagdizalti+273.15;
        }
        end_f_loop(f, t)

        fflush(stdout);
    }

    //////////////////////////////////////Sol Bacak////////////////////////////////////

    DEFINE_PROFILE(SolBacak, t, i)
    {

```



```

float solbacak;

face_t f;
solbacak= temp5;
// printf("Sol Bacak Sıcakligi = %f\n", solbacak+273.15);
fflush(stdout);

begin_f_loop(f, t){
    F_PROFILE(f, t, i) = solbacak+273.15;
}
end_f_loop(f, t)
}

////////////////////////////////Sag Bacak////////////////////////////////

DEFINE_PROFILE(SagBacak, t, i)
{

float sagbacak;

face_t f;
sagbacak= temp6;
// printf("Sag Bacak Sicakligi = %f\n", sagbacak+273.15);
fflush(stdout);

begin_f_loop(f, t){
    F_PROFILE(f, t, i) = sagbacak+273.15;
}
end_f_loop(f, t)
}

////////////////////////////////Pelvis////////////////////////////////

```

```

DEFINE_PROFILE(PelVis, t, i)
{

    float pelvis;

    face_t f;
    pelvis= temp7;
//    printf("Pelvis Sicakligi = %f\n", pelvis+273.15);
    fflush(stdout);

    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = pelvis+273.15;
    }
    end_f_loop(f, t)
}

//////////////////////////////////Head//////////////////////////////////

```

```

DEFINE_PROFILE(Head, t, i)
{

    float head;

    face_t f;
    head= temp8;
//    printf("Baş Sicakligi = %f\n", head+273.15);
    fflush(stdout);

    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = head+273.15;
    }
}

```

```
        end_f_loop(f, t)
    }

////////////////////////////////Sol El////////////////////////////////
```

```
DEFINE_PROFILE(SolEl, t, i)
{

    float solel;

    face_t f;
    solel= temp9;
    // printf("Sol El Sicakligi = %f\n", solel+273.15);
    fflush(stdout);

    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = solel+273.15;
    }
    end_f_loop(f, t)
}
```

```
////////////////////////////////Sag El////////////////////////////////
```

```
DEFINE_PROFILE(SagEl, t, i)
{

    float sagel;

    face_t f;
```

```

    sagel= temp10;
//    printf("Sag El Sicakligi = %f\n", sagel+273.15);
    fflush(stdout);
    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = sagel+273.15;
    }
    end_f_loop(f, t)
}

```

```

////////////////////////////////////Sol Dirsek Alti////////////////////////////////////

```

```

DEFINE_PROFILE(SolDirsekAlti, t, i)
{
    float soldirsekalti;

    face_t f;
    soldirsekalti= temp11;
    //printf("Sol Dirsek Alti Sicakligi = %f\n", soldirsekalti+273.15);
    fflush(stdout);
    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = soldirsekalti+273.15;
    }
    end_f_loop(f, t)
}

```

```

////////////////////////////////////Sag Dirsek Alti////////////////////////////////////

```

```

DEFINE_PROFILE(SagDirsekAlti, t, i)
{
    float sagdirsekalti;

```

```

    face_t f;
    sagdirsekalti= temp12;
//    printf("Sag Dirsek Altı Sicakligi = %f\n", sagdirsekalti+273.15);
    fflush(stdout);

    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = sagdirsekalti+273.15;
    }
    end_f_loop(f, t)
}

////////////////////////////////Sol Kol////////////////////////////////

DEFINE_PROFILE(SolKol, t, i)
{

    float solkol;

    face_t f;
    solkol= temp13;
//printf("Sol Kol Sicakligi = %f\n", solkol+273.15);
    fflush(stdout);

    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = solkol+273.15;
    }
    end_f_loop(f, t)
}

////////////////////////////////Sag Kol////////////////////////////////

```

```

DEFINE_PROFILE(SagKol, t, i)
{
    float sagkol;
    face_t f;
    sagkol= temp14;
    //printf("Sag Kol Sicakligi = %f\n", sagkol+273.15);
    fflush(stdout);
    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = sagkol+273.15;
    }
    end_f_loop(f, t)
}

////////////////////////////////Gogus////////////////////////////////

DEFINE_PROFILE(Gogus, t, i)
{
    float gogus
    face_t f;
    gogus= temp15;
    // printf("Gogus Sicakligi = %f\n", gogus+273.15);
    fflush(stdout);
    begin_f_loop(f, t){
        F_PROFILE(f, t, i) = gogus+273.15;
    }
    end_f_loop(f, t)
}

////////////////////////////////Sirt////////////////////////////////

DEFINE_PROFILE(Sirt, t, i)
{
    float sirt;

```

```

        face_t f;
        sirt= temp16;
//      printf("Sirt Sicakligi = %f\n", sirt+273.15);
//      fflush(stdout);
        begin_f_loop(f, t){
            F_PROFILE(f, t, i) = sirt+273.15;
        }
        end_f_loop(f, t)
    }
    real f_cl=1+0.2*I_cl;
    real R_cl=0.155*I_cl;
    DEFINE_PROFILE(inlet_x_velocity, ft, var)
    {

    real flow_time;
    int a;
    int b;
    face_t f; /* Face index has its own type */
    flow_time = CURRENT_TIME; /* Special Fluent macro */
    begin_f_loop(f,ft) /* Special Fluent face loop macro */
    {
        F_PROFILE(f,ft,var) =4.5*sin(1.79*flow_time);
    }
    end_f_loop(f,ft)
    }
    DEFINE_EXECUTE_AT_END(PMV_PPD)
    {
        Domain *domain;
        Thread *c_thread;
        cell_t c;
        real temp;
        real velo_aver;

```

```

real h_c;
real PD;
real PMV;
real v_o;
real t_cl;
domain=Get_Domain(1);
real Tu;
real ke;
/*loops over all cell threads in domain*/
thread_loop_c(c_thread, domain)
{
    /* loops over cells in a cell thread */
    begin_c_loop(c, c_thread)
    {
        temp = C_T(c, c_thread);
        velo_aver = sqrt(C_U(c, c_thread)*C_U(c, c_thread)+C_V(c,
c_thread)*C_V(c, c_thread)+C_W(c, c_thread)*C_W(c, c_thread));
        h_c=12.1*pow(velo_aver, 0.5);
        t_cl=35.7-0.0275*(Metabolic-WW)-R_cl*((Metabolic-WW)-
3.05*(5.73-0.007*(Metabolic-WW)-Paa)
-0.42*((Metabolic-WW)-58.15)-0.0173*Metabolic*(5.87-
Paa)-0.0014*Metabolic*(34-(temp-273)));

        /* PMV is C_UDMI(c,c_thread,0)*/
        PMV=(0.303*pow(Euler_num,
0.036*Metabolic)+0.028)*((Metabolic-WW)-(3.96e-8)*f_cl*(pow(t_cl+273,
4)-
pow(t_rad+273, 4))-
f_cl*h_c*(t_cl-(temp
- 273))-3.05*(5.73-
0.007*(Metabolic-WW)-Paa)-0.42*((Metabolic-WW)-58.15)-
0.0173*Metabolic*(5.87-Paa)-0.0014*Metabolic*(34-
(temp - 273)));

```



```

        if (PMV<-3) PMV=-3;
        if(PMV>3) PMV=3;
        C_UDMI(c,c_thread,0)=PMV;
        /* PPD is C_UDMI(c,c_thread,1)*/
        C_UDMI(c,c_thread,1)=100-95*pow(Euler_num,
(0.3353*pow(C_UDMI(c,c_thread,0), 4)+0.2179*pow(C_UDMI(c,c_thread,0), 2)));

        ke=C_K(c, c_thread);
        Tu=(100/velo_aver)*sqrt((2/3)*ke);
        if (velo_aver<=0.05) v_o=0.05; else v_o=velo_aver;
        /* PD is C_UDMI(c,c_thread,2)*/
        PD= (34-(temp-273))*pow(v_o-0.05,0.062)*(0.37*v_o*Tu
3.14);
        if (PD<0) PD=0;
        C_UDMI(c,c_thread,2)= PD;
    }
    end_c_loop(c, c_thread)
}
}

```

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Bahadır Erman YÜCE  
Doğum Yeri ve Tarihi : Erzurum / 05.11.1991  
Yabancı Dil : İngilizce

### Eğitim Durumu

Lise : Bursa Atatürk Lisesi (Y.D.A.)  
Lisans : Selçuk Üniversitesi - Makine Mühendisliği  
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi – Makine Mühendisliği (Enerji)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : Bitlis Eren Üniversitesi (2013 - )  
Bursa Uludağ Üniversitesi (2013 - )

İletişim (e-posta) : bahadirermanyuce@gmail.com

Yayınları :

YÜCE, B.E., PULAT, E., “Altan Isıtma Sisteminin Kullanıldığı Bir Ofis Odasında Isıl Konfor Ve İç Hava Kalitesinin Sayısal Olarak İncelenmesi”, 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 17-20 Nisan, sy.1094-1102, İzmir, 2019.

YÜCE, B.E., PULAT, E., “Numerical Prediction Of Indoor Air Distribution And Thermal Comfort For an Office Room”, Roomvent & Ventilation 2018, 3-5 Haziran, sy.1049-1054, Espoo, Finland, 2018.

YÜCE, B.E., PULAT, E., “Isıtılan Bir Ofis Odasında Hava Akışı Ve Konforun Sayısal Simülasyonu”, IV. Uluslararası Katılımlı Anadolu Enerji Sempozyumu, 18-20 Nisan, sy.1012-1121, Edirne, 2018.

YÜCE, B.E., PULAT, E., “Forced, Natural and Mixed Convection Benchmark Studies for Indoor Thermal Environments”, International Communications in Heat and Mass Transfer, Volume 92, sy.1-14, Mart 2018.

YÜCE, B.E., PULAT, E., “Bir Ofis Odasındaki Termal Akışın Kış Şartlarında Sayısal Olarak İncelenmesi”, 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 19-22 Nisan, sy.1231-1240, İzmir, 2017.

YÜCE, B.E., PULAT, E., “Numerical Simulation of Thermal Flow and Comfort in an Office Room”, 12th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 11-13 July, sy.468-472, Costa del Sol, Spain, 2017.

TAN, F., CANBOLAT, A.S., YÜCE, B.E., TÜRKAN, B., “Experimental and Numerical Investigation of Strawberry Drying”, Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering, Vol. 21, No.1, sy.205-218, 2017.

YÜCE, B.E., PULAT, E., “Oda Havalandırmasında Isıl Konforun Sayısal Simülasyonu”, 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 8-11 Nisan, sy.2333-2342, İzmir, 2015.