

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR MAHALİN TERMAL KONFOR ŞARTLARININ HESAPLAMALI
AKIŞKANLAR DİNAMIĞI YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Semih ÖZSAĞIROĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Isı Proses Programı

Danışman
Prof. Dr. Ahmet SELİM DALKILIÇ

Haziran, 2020

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR MAHALİN TERMAL KONFOR ŞARTLARININ HESAPLAMALI
AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**

Semih ÖZSAĞIROĞLU tarafından hazırlanan tez çalışması 24.06.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Zeynep Dürriye BİLGE, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye

Marmara Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan “Bir Mahalin Termal Konfor Şartlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi İle Analizi” başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Semih ÖZSAĞIROĞLU

İmza

Aileme

ve

biricik eşime

TEŞEKKÜR

Bu tezi yazarken yüksek bilgi birikimi ve deneyimi ile beni yönlendirerek yol göstericim olan değerli hocam Sayın Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ' a, Araştırma Görevlisi Muhammet CAMCI' ya ve Yıldız Teknik Üniversitesi' ne çalışmam esnasında daima yanımda olan ve motive eden değerli eşim ve aileme teşekkürü borç bilirim.

Semih ÖZSAĞIROĞLU

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	ix
KISALTMA LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xii
TABLO LİSTESİ	xvi
ÖZET	xviii
ABSTRACT	xx
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	20
1.2 Tezin Amacı	27
1.3 Hipotez	28
1.4 Tezin İçeriği	29
2 KAPALI BİR MAHALİN SOĞUTULMASININ HAD YÖNTEMİ İLE ANALİZİ	30
2.1 Türbülanslı Model Denklemleri ve Kapalı Mahal	30
2.1.1 Korunum Denklemleri ve Türbülans Modelleri	33
2.2 Doğrulama	37
2.2.1 Mesh Model ve Mesh Modelin Doğrulanması	38
2.2.2 HAD Model ve Sınır Şartları	40
2.2.3 HAD Modelinde Kullanılan Akışkan	43
2.2.4 Deney ve Simülasyon Sonuçları Karşılaştırılması	44
2.3 Simülasyonlar	47
2.4 Soğutma Sistemlerinin Geometrik Gösterimleri	48
2.4.1 Tabandan Soğutulan Mahal Geometrik Gösterim	48
2.4.2 Klima ile Soğutulan Mahal Geometrik Gösterim	53
2.4.3 Tavandan Soğutulan Mahal Geometrik Gösterim	57

2.5 Soğutma Sistemlerinin Mesh Modelleri	61
2.5.1 Tabandan Soğutulan Mahalin Mesh Gösterimi	61
2.5.2 Klima ile Soğutulan Mahalin Mesh Gösterimi	62
2.5.3 Tavandan Soğutulan Mahalin Mesh Gösterimi.....	63
3 BULGULAR VE TARTIŞMA	64
3.1 Tabandan Soğutma Sistemi Sonuçlarının İncelenmesi	64
3.2 Klima ile Soğutma Sistemi Sonuçlarının İncelenmesi	72
3.3 Tavandan Soğutma Sistemi Sonuçlarının İncelenmesi.....	80
4 SONUÇ VE ÖNERİLER	91
KAYNAKÇA	93
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	96

SİMGE LİSTESİ

v	akış hızı	m/s
x	adaptif termal konfor yaklaşımı	
ξ	basınç kayıp katsayısı	
DR	Cereyan yüzdesi,	%
T_{ζ}	çıkış sıcaklığı	K
W	efektif mekanik güç	W/m
EqT	eşdeğer sıcaklık	K
E_s	efektif sıcaklık	K
T_n	giriş sıcaklığı	K
I_{cl}	Giysi izolasyonu,	clo
V_{ar}	hava akım hızı	m/s
D_h	hidrolik çap	
$\dot{q}$	ısı akısı	W/m
k	Isı iletim katsayısı,	W/mK
$Q_{kayıp}$	Isı kaybı	W
$Q_{kazanç}$	Isı kazancı	W
D	jet giriş çapı	
α_k	k için ters efektif prandtl sayısı	
t_a	kuru hazne (hava) sıcaklığı	
t_{cl}	kıyafet yüzey sıcaklığı	
m	kütlesel debi	kg/s
Pa	kısmi buhar basıncı	Pa
I_{cl}	kıyafet yalıtımı	m ² K/W
A	kesit alan	mm
G_k	ortalama hız gradyanları	
F_{cl}	kıyafet yalıtım faktörü	
β	levha açısı, sinerji(koordinasyon) açısı	
B_v	maksimum düşey yayılma	m
M	metabolik oran	W/m ²
Nu	nusselt sayısı	
λ	ondülasyon adımı	mm

T_n	ortalama karışım sıcaklığı	K
T_r	ortalama ışıınım sıcaklığı	K
ΔT	ortalama logaritmik sıcaklık	K
T_r	ortalama radyal sıcaklık	K
C_p	Özgöl ısı,	kJ/kgK
Pr	Prandtl sayısı	
Re	reynolds sayısı	
RNG	renormalization group	
c_n	sabit basınçta özgül ısı kapasitesi	
u	serbest yüzey hızı	m/s
α	sinerji (koordinasyon) açısı	°
E_r	Solunum ile olan buharlaşma ısı kaybı,	kcal/h
E_{sk}	Terleme ile deriden ısı kaybı,	kcal/h
k	türbülans kinetik enerjisi	m^2/s^3
μ_t	türbülans viskozitesi	kg/ms
μ_{eff}	türbülans viskozite akım çizgileri	kg/ms Ψ
F	yüzey alanı	m^2
h	taşınım ile ısı transferi katsayısı	W/m^2K
h_c	taşınım ile ısı transferi katsayısı	W/m^2K
η	termal iyileştirme sayısı	
C	Vücuttan havaya taşınım ile olan ısı kaybı,	kcal/h
C_k	Vücuttan giysiye iletimle olan ısı kaybı,	kcal/h
V	y yönündeki hız bileşeni	m/s
B_h	yatay yayılma	m
ρ	yoğunluk	kg/m ³
w	z yönündeki hız bileşeni	m/s

KISALTMA LİSTESİ

ASHRAE	Amerikan Isıtma, Soğutma ve İklimlendirme Mühendisleri Birliği
ENI	European Norms
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HVAC	Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme
ISO	Uluslararası Standartlar Birliği
PMV	Termal Memnuniyet Oranı
PPD	Termal Memnuniyetsizlik Yüzdesi
PD	Yüzde Memnuniyetsizlik

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1. Kapalı mahallerde coanda etkileşimi	2
Şekil 1.2. Yayılım	3
Şekil 1.3. Termal konfor aralığı (ASHRAE 55)	3
Şekil 1.4. İnsan vücudu ve çevrenin termal dengesi	5
Şekil 1.5. Nem ve operatif sıcaklık, kabul edilebilir aralıklar	7
Şekil 1.6. PMV ve PPD arasındaki ilişki	11
Şekil 1.7. Termal konfora etki eden parametreler	12
Şekil 1.8. Bir mahaldeki havanın deplasmanlı hareketi	13
Şekil 1.9. Kapalı mahalde karışımli hava akışı	13
Şekil 1.10. Hava hızı ve konforsuzluk, yüzdesel gösterim	14
Şekil 1.11. Bilek ve omuz mesafesi, konforsuzluk, sıcaklık gösterimi	15
Şekil 1.13. Radyant asimetri, termal konfor, lokal hoşnutsuzluk (1-sıcak tavan, 2-soğuk duvar, 3-soğuk tavan, 4-sıcak duvar)	19
Şekil 1.14. Düşey yöndeki sıcaklık farkı ile oluşan konforsuzluk	19
Şekil 1.15. Sıcak veya soğuk zemin sıcaklığı ile oluşan konforsuzluk	19
Şekil 1.16. Analiz ve deneysel sonuç grafiği	20
Şekil 1.17. Deneysel ve simulasyon sonuçlarının karşılaştırması.	22
şekil 1.18. Kuas ve başkaya, nümerik çalışması yapılan oda	23
Şekil 1.19. Yer değiştirmeli model, mesh görünümü	24
Şekil 1.20. Hız dağılımı, zamana bağlı	24
Şekil 1.21. Odadaki menfezlerin yerleşimi	24
Şekil 2.1. Türbilanslı akışın oda içerisinde dağılımı	31
Şekil 2.2. BGS simülasyonunda modellenen büyük ölçekli girdaplar	33
Şekil 2.3. Literatürden alınan referansta kullanılan deneysel düzenek	38
Şekil 2.4. Ansys SpaceClaim ile modellenmiş deneysel oda	39
Şekil 2.5. Deneysel odanın mesh model detayları	39
Şekil 2.6. Düşük, ortalama, yüksek ve çok yüksek mesh sayılı modelleri	40
Şekil 2.8. Ansys Fluent odadaki bilgisayar sınır şartları	42
Şekil 2.9. Ansys Fluent odadaki insan sınır şartları	42
Şekil 2.10. Ansys Fluent dış duvar sınır şartları	43

Şekil 2.12. Deneysel çalışmanın ölçüm kesitleri	44
Şekil 2.13. Literatür çalışması ve HAD simülasyonu sıcaklık karşılaştırması	44
Şekil 2.14. Literatür çalışması ve HAD simülasyonu hız karşılaştırması	45
Şekil 2.15. Düşük ağ (a), ortalama yüksek ağ (b), yüksek ağ (c), çok yüksek ağ (d) yapılı modeller, sıcaklık dağılımı	46
Şekil 2.16. Tabandan soğutma sistemi perspektif gösterim	49
Şekil 2.17. Tabandan soğutma üstten ve yandan gösterim	49
Şekil 2.18 Klima ile soğutulan mahal perspektif gösterim	53
Şekil 2.19. Klima ile soğutulan üstten ve yandan gösterim	54
Şekil 2.20. Tavandan soğutma sistemi perspektif gösterim	57
Şekil 2.21. Tavandan soğutma sistemi üstten ve yandan gösterim	58
Şekil 2.22. Tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahal mesh naming	61
Şekil 2.23. Tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahal mesh gösterimi	61
Şekil 2.23. Klima ile soğutulan mahal mesh naming gösterimi	62
Şekil 2.24. Klima ile soğutulan mahal mesh gösterimi	62
Şekil 2.25. Tavandan soğutma sistemi ile soğutulan mahal mesh naming	63
Şekil 2.26. Tavandan soğutma sistemi ile soğutulan mahal mesh gösterim	63
Şekil 3.1. Tabandan soğutma sistemi, sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi	64
Şekil 3.2. Tabandan soğutma sistemi, 0,1m (a) ve 1,1m (b) kesitlerdeki sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi	65
Şekil 3.3. Tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahal, hız dağılımı, vektörel (a), (b) & çizgisel (c), (d) gösterim	66
Şekil 3.4. Tabandan soğutma sistemi, kesitlerdeki sıcaklık dağılımı	67
Şekil 3.5. Tabandan soğutma sistemi, kesitlerdeki hız dağılımı	67
Şekil 3.6. Tabandan soğutma sistemi, cereyen etkisi dağılımı	68
Şekil 3.7. Tabandan soğutma sistemi, ASHRAE-55 konfor aralığı grafiği	71
Şekil 3.8. Klima ile soğutulan mahal sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi	72
Şekil 3.9. Klima ile soğutulan, 0.1m (a) ve 1.1m (b) kesitlerdeki sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi	73
Şekil 3.10. Klima ile soğutulan, mahal, hız dağılımı, vektörel (a), (b) & çizgisel (c) (d) gösterim	74
Şekil 3.11. Klima ile soğutulan, kesitlerdeki sıcaklık dağılımı	75
Şekil 3.12. Klima ile soğutulan, kesitlerdeki hız dağılımı	75

Şekil 3.13. Klima ile soğutulan, cereyan riski	76
Şekil 3.14. Klima ile soğutulan mahal, ASHRAE-55 konfor aralığı grafiği	79
Şekil 3.15. Tavandan soğutulan mahal, sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi	80
Şekil 3.16. Tavandan soğutulan mahal, 0,1m (a) ve 1,1m (b) kesitlerdeki sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi	81
Şekil 3.17. Tavandan soğutulan mahal, mahal, hız dağılımı, vektörel (a) & çizgisel (b), (c), (d) gösterim	82
Şekil 3.18. Tavandan soğutulan mahal, kesitlerdeki sıcaklık dağılımı	83
Şekil 3.19. Tavandan soğutulan mahal, kesitlerdeki hız dağılımı	83
Şekil 3.20. Tavandan soğutma sistemi, cereyan etkisi, kontur gösterimi	84
Şekil 3.21. tavandan soğutma sistemi, ASHRAE-55 Konfor aralığı grafiği	88

TABLO LİSTESİ

Tablo 1.1. Menfezden gelen havanın besleme hızları	4
Tablo 1.2. Kapalı mahal içerisindeki hava hızına insan tepkisi	4
Tablo 1.3. Termal konfora bağlı çevre kategorileri	7
Tablo1.4. Termal duyum aralığı.	10
Tablo 1.5 Aktivite'ye göre insanın ürettiği ısı akıları ve "met" değerleri	15
Tablo 1.6 Kıyafet etkisi, termal dirençler	16
Tablo-2.1. Referans çalışmasında kullanılan deneysel düzenek detayları	38
Tablo-2.2. Ansys Fluent kullanılan sınır şartları	41
Tablo-2.3. Kapalı mahalde kullanılan debi, hız ve ACH değerleri	48
Tablo-2.4. Tabandan soğutma sistemi, mahal içerisinde bulunan elemanlar	49
Tablo-2.5. Tabandan soğutma sistemi, kütle dengesi	50
Tablo-2.6. Tabandan soğutma sistemi, Reynold sayıları	51
Tablo-2.7. Tabandan soğutma sistemi, yan duvar, Grashof ve Rayleigh sayıları	51
Tablo-2.8. Tabandan soğutma sistemi, tavan, Grashof ve Rayleigh sayıları	51
Tablo-2.9. Tabandan soğutma sistemi, ısı kaybı hesabı	52
Tablo-2.10. Klima ile soğutulan mahal içerisinde bulunan elemanlar	53
Tablo-2.11. Klima ile soğutma sistemi, kütle dengesi	54
Tablo-2.12. Klima ile soğutma sistemi, Eeynold sayıları	55
Tablo-2.13. Klima ile soğutma sistemi, yan duvar, Grashof ve Rayleigh sayıları	55
Tablo-2.14. Klima ile soğutma sistemi, tavan, Grashof ve Rayleigh sayıları	56
Tablo-2.15. Klima ile soğutma sistemi, ısı kaybı hesabı	56
Tablo-2.16. Tavandan soğutma sistemi, mahal içerisinde bulunan elemanlar	57
Tablo-2.17. Tavandan soğutma sistemi, kütle dengesi	58
Tablo-2.18. Tavandan soğutma sistemi, Reynold sayıları	59
Tablo-2.19. Tavandan soğutma sistemi, yan duvar, Grashof ve Rayleigh sayılar	59
Tablo-2.20. tavandan soğutma sistemi, tavan, Grashof ve Rayleigh sayıları	60
Tablo-2.21. Tavandan soğutma sistemi, ısı kaybı hesabı	60
Tablo-3.1. Tabandan soğutma sistemi, PMV & PPD konfor değerleri	69
Tablo-3.2. Tabandan soğutma sistemi, hava hızı değerleri	70
Tablo-3.3. Tabandan soğutma sistemi, hava hızı değerleri	71

Tablo-3.4. Klima ile soğutulan mahal, PMV & PPD konfor değerleri	77
Tablo-3.5. Klima ile soğutulan mahal, hava hızı değerleri	78
Tablo-3.6. Klima ile soğutulan mahal, hava hızı değerleri	79
Tablo-3.7. Tavandan soğutma sistemi, PMV & PPD konfor değerleri	85
Tablo-3.8. Tavandan soğutma sistemi, hava hızı değerleri	86
Tablo-3.9. Tavandan soğutma sistemi, lokal konfor incelenmesi	87
Tablo-3.10. Isı kaybı, Ansys sonuçları ve ampirik formül karşılaştırma (W)	89
Tablo-3.11 Soğutma sistemleri termal konfor aralığı karşılaştırması	90

Bir Mahalin Termal Konfor Şartlarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi ile Analizi

Semih ÖZSAĞIROĞLU

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Havalandırma, kapalı bir hacimde bulunan havanın, taze hava beslenerek yenilenmesi olayıdır. İklimlendirme sistemleri, tanımlanmış öngörü ve standartlara uygun olarak, talep edilen iç ortam havasının konfor şartlarını sağlamak için tasarlanır. Günümüzde insanlar yaşamlarının büyük kısmını çalışma ortamı, ofis ya da alışveriş merkezi gibi kapalı ortamlarda geçirmektedir. Bu sebeple, mahal iklimlendirmesinin önemi gün geçtikçe artmaktadır. Mahal iklimlendirmesindeki en önemli şartlardan birisi konfordur. Konfor şartları oluşturulurken, odaya gönderilen taze havanın miktar ve mahal içerisindeki dağılımı, konforu belirleyen şartlar olarak öne çıkmaktadır.

Bu çalışmada ele alınmış olan mahal 1,8x1,8x2,85 m boyutlarında, bir yüzeyi ve tabanı iyice yalıtılmış ve adyabatiktir. Yan yüzeyler ve tavandan ısı alışverişi olmaktadır. İncelenen kapalı mahal, 30 °C hava sıcaklığındadır ve ışınlama ısı transferi etkileri de göz önünde bulundurulmuştur. Mahal içerisinde ısı kaynağı olarak kullanılan bir bilgisayar, mahal içerisinde oturan bir insan ve masa bulunmaktadır. Mahalde bulunan bilgisayar 25W gücünde, çalışır vaziyettedir ve ısı

kaynağı olarak vaziyet görmektedir, oda ile mahal arasında ısı transferi vardır. Bilgisayar, ısı transferi ihmal edilmiş bir masa üzerinde durmaktadır. Bilgisayarın ölçüleri HP ProOne 600 AIO markalı bilgisayarın ölçüleri ve ortalama sıcaklığı firma kataloğundan alınmıştır. Mahal içerisinde bir kişi, oturur vaziyette bulunmaktadır. Odada bulunan insanın masada oturur vaziyettedir ve ortalama metabolik aktivitesi 50-70 W arasındadır.

Odada bulunan bilgisayar gibi, insan da ısı kaynağı vazifesi görmektedir, mahal ile odada bulunan insan arasında ısı transferi vardır. Bu çalışma, 30 °C dış ortam sıcaklığı olduğu ve üstte belirtildiği ısı geçişi koşullarında, kapalı bir mahalde oturur vaziyette bulunan insanın, bilgisayar da çalışır vaziyetteyken odanın tabandan, tavandan ve klima ile soğutulmasını inceler.

Odaya beslenen 15°C hava ve hava değişim katsayısı 1,3,5,10,15 olduğu senaryolar ayrı ayrı Ansys Fluent aracılığıyla modellenmiştir. Bu değerler hem birbirleri ile hem de taban, tavan ve klima ile soğutulması durumunda odadaki hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiş, ayrıca insanın bilek mesafesi olan 0,1m ve omuz mesafesi olan 1,1m kesitlerindeki konfor değerlerini, ASHRAE-55' e göre incelemiştir. Kapalı mahalin hacmi 9,234 m³' dür. Elde edilen sonuçlar hem mahale beslenen ACH debilerinin sonuçlarının birbirleri arasında karşılaştırılması olarak, hem de ISO-7730 ve ASHRAE-55' e göre termal konfor şartlarına uygunluğu olarak incelenmiştir. Bu standartlara göre, bilek ve omuz hizasından alınan kesitler ile hız, sıcaklık, değerleri okunarak konfor parametresi değerleri irdelenmiştir. Odadaki bağıl nem %50, metabolik aktivite oda içerisinde oturma pozisyonuna denk gelen 1,2 met ve kıyafet etkisi kısa şort ve tişört olarak 0,67 clo' dur olarak kabul edilmiş ve analizler bu değerlere göre yapılmıştır.

Bu çalışmanın simülasyon modeli, literatür aracılığı ile doğrulama yöntemi seçilerek doğrulanmıştır. Literatürden, Çakır' ın İstanbul Teknik Üniversitesinde, 2009 yılında yapmış olduğu İç Hacim Konfor Şartlarının Sayısal Ve Deneysel Olarak İncelenmesi adlı çalışması seçilmiş ve bu çalışmada yapılmış olan deneysel veriler HAD ortamında simüle edilmiştir. Çakır, çalışmasında sabit sıcaklık ortamı oluşturduğu 1x1x1,5m boyutlarında, 0,05x0,05m besleme ve egzoz kesiti boyutlarına sahip ve 300K sabit sıcaklıkta tutulan deneysel bir düzenek kurmuş ve bu düzeneğe besleme kesitinden 1,44 m/s hızında, 288K sıcaklığında taze hava

beslemiştir. Bu deney sonucunda, taban kesitinden olmak üzere 25cm, 40cm, 60cm, 80cm ve 92cm yüksekliklere yerleştirdiği sensörler ile kesitlerde oluşan hız ve sıcaklık değerlerini ölçmüştür. Aynı zamanda Çakır, yapmış olduğu çalışmasını HAD ortamında türbülans model kurgulayarak, deneysel düzeneğini de doğrulamıştır. Bu tez, Çakır' ın deneysel düzeneğini HAD ortamında simüle edip, deneyindeki kesitlerde ölçtüğü hız ve sıcaklık sonuçlarını, HAD ortamında kurgulanmış olan model sonuçları ile kıyaslayıp, simülasyonun doğruluğunu sağlamıştır. Simülasyon doğrulamasına ek olarak, mesh yapısının da doğrulanması amacıyla, Çakır' ın çalışması düşük sayılı (496,491 hücre), ortalama sayılı (1,631,504 adet), yüksek sayılı (2,906,674 adet) ve çok yüksek sayılı (6,305,847 adet) 4 farklı mesh sayısına sahip model ile tekrar çözülüp, gerçek sonuçlara en yakın hangi mesh sayısı ile varılacağının da tespiti yapılmıştır.

Farklı ağ yapılarına sahip modellerin benzer sonuçlar verdiği görülse de yüksek ve çok yüksek ağ yapılı modellerin deneysel sonuçlara oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmüştür ve bu iki ağ yapısı üzerinde yoğunlaşmıştır. Doğrulamadan elde edilen sonuçlar göz önünde bulundurularak, 3,000,000 civarı mesh adedinin deneysel sonuçlara yakınsadığı görülmüş ve bu tez için kullanılacak mesh adedi belirlenmiştir. Çakır' ın çalışmasının simülasyon ve mesh sayısının doğrulanmasının ardından, kurgulanan model aynı şekilde bu çalışmanın konusu olan tabandan soğutma, klima ve tavandan soğutma sistemlerine uygulanmış ve sonuçları irdelenmiştir. Tabandan soğutma, klima ve tavandan soğutma sistemleri ile yapılan simülasyon sonuçlarına ek olarak, mahalde gerçekleşen ısı transferi ampirik formüller ile de çözülüp, simülasyonun doğruluğu ikinci defa teyit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Mahal, konfor, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, tabandan soğutma, tavandan soğutma, klima, hava, şartlandırma

Numerical Analysis of Thermal Comfort in a Small Office Room

Semih ÖZSAĞIROĞLU

Yildiz Technical University
Department of Mechanical Engineering

Advisor: Prof. Dr. Ahmet Selim DALKILIÇ

Ventilation is the replacement of air in a closed area. Air conditioning systems are design for providing of the indoor air demanded under defined assumptions. Today, people are spending most of their time in closed areas such as offices and shopping malls. For this reason, the importance of area conditioning is increasing nowadays. One of the most important conditions in area air conditioning is thermal comfort. Thermal comfort determination depends that air velocity and thermal distribution on inside the room. This study examines that thermal comfort, local comfort, draught effect and air velocity and thermal distribution on the closed area via Computational Fluid Dynamics.

The simulation is validated via literature. Similar case study is chosen from literature. The reference is including numerical, experimental values and CFD model is built for this reference and validated it. This CFD model is applied for this study model and results are examined for air speed, thermal distribution and thermal comfort conditions. The reference is including room conditioning that feeding and

departing from top area of room and examine the conditioning and thermal distribution.

This study examines that closed room dimension on 1,80x1,80x2,85 m and the surfaces are well isolated. Bottom area and one surface are adiabatic and heat transfer is not occurring. The other area insulated, and radiation effect is included this study. There is a computer in the room placed on the table and used as a heat source. The computer in the area operates at 25W and acts as a source of heat. The computer rests on a neglected table of heat transfer.

Computer dimensions HP ProOne 600 AIO brand computer's dimensions and average temperature are taken from the company catalog. Also, a person sitting in the room. The temperature of the person's metabolic rate is 50-70W on the room and the person accepted as heat source. Heat transfer is occurring person between room, radiation effects are accepted. The outside temperature of room is 30 ° C and room is cooling with 3 different scenario as down cooling, air conditioner and up cooling that working on 15 ° C. The fresh air is used for room cooling and 5 different scenarios are examined for airflow rate as 1,3,5,10,15 air change per hour.

All scenarios modeled via Ansys Fluent. Thermal and velocity distribution results on the wrist distance (0,1m) and necklace distance (1,1m) compared to each other as ach rates. Also, cooling systems are compared with each other. All compares are completed depending on ASHRAE-55 and ISO-7730 standards and draught effects. Cooling is calculated for summer scenario. Relative humidity is used %60, metabolic rate is used 1,2 and clothes affect is used 0,67 for all calculations.

The simulation model of this study is validated via literature. Çakır's study is selected from the literature that prepared in Istanbul Technical University in 2009 that name of Numerical and Experimental Analysis of the Internal Comfort Conditions. In this study, the experimental system is prepared, and also these experimental system results are examined on Ansys Fluent and compared with each other. Çakır set up an experimental room that dimension of 1x1x1,5m and this system have and 0,05mx0,05m feeding and an exhaust section. The temperature of the room is stable and 300K. The fresh that have 1,44 m/s velocity, and temperature of 300K is fed on the room, and thermal and velocity distribution on air is examined on 25cm, 40cm, 60cm, 80cm, and 92cm sections via sensors. Cakir, also examined

this experimental system via Ansys CFD. Cakir is prepared a turbulence model on CFD for this experimental study and compared with real results and simulation results with each other.

Also, In this study, the mesh validation is prepared with Cakir's s experimental system. 4 different mesh number model is prepared and simulated that have low mesh number (496,491 cells), average mesh number (1,631,504 units), high mesh number (2,906,674 units) and very high mesh number (6,305,847 units). High mesh number and very high mesh number model results are shows that almost 3,000,000 mesh numbers almost the same with real results. In this sudy, the down cooling, air conditioner, up cooling room models will be have 3,000,000 and around mesh number. Also, simulation results of down cooling, air conditioner and up cooling systems, total heat transfers are solved with formulas and compared with simulation results and the simulation results are confirmed the second time.

Keywords: Room, thermal comfort, computational fluid dynamics, down cooling, up cooling, air conditioner, down cooling, up cooling air, condition

Bina tasarımı esnasında en önemli parametrelerden biri, bina içerisinde duran kişinin konfor ihtiyacıdır. Yapılan çalışmalardan birçoğu, ideal termal konfor koşullarının nasıl sağlanacağını belirlemeye yönelikken, iklimlendirilen odanın minimum düzeyde enerji tüketmesini de amaçlar.

Genel anlamda, iklimlendirme sistemlerini taşınım ve radyasyonla ısı transferi olmak üzere etkileyen 2 parametre vardır. Geleneksel sistemler taşınım ısı transferi sistemi ile çalışır. Bu çalışma, taşınım ısı transferini de dikkate alır.

Konfor ve sağlık için temiz hava oldukça önemlidir. İnsanlar zamanının büyük bölümünü kapalı ortamlarda geçirirler. Kapalı ortamlarda gerekli taze hava iklimlendirme ile sağlanır. Bu bağlamda en önemli şartlardan birisi de termal konfordur.

Havalandırma kapalı mahaldeki kirli havanın taze hava ile değiştirilme işlemidir. Bu değişim, doğal yollarla ya da mekanik sistemler aracılığıyla, zorlanmış olarak gerçekleştirilir. İklimlendirmede temel amaç konfor şartlarını sağlayıp, bu şartları sürekli hale getirmektir. Bu bağlamda, sürekli kontrol edilen şartlar, hava hızı, hava sıcaklığı, nemi, kuruluğu ve temizliğidir.

Havalandırma ve iklimlendirme birlikte ve sürekliliği sağlandığında insan için ideal termal konfor gereksinimleri sağlanmış olur. Son yıllarda, insanların vakit geçirdiği yerler daha çok kapalı ortamlar olmuştur.

Bu nedenle kapalı mahal iklimlendirmesinin önemi gün geçtikçe artmaktadır. İklimlendirmede temel şartlardan biri minimum enerji kullanarak termal konfor şartlarının sağlanmasıdır ve tasarımlar bu amaçla dizayn edilir.

İklimlendirme sistemlerinin dizaynı esnasında havanın besleme hızının 0,2 & 0,3 m/s arası olacağı kabul edilmektedir. dikey yönde, bilek ve omuz mesafelerindeki (tabandan 0,1 m mesafede ve 1,1 m mesafede bulunan) hissedilen sıcaklık farkı yüksek olması da termal konforu olumsuz etkileyen parametrelerin başında gelir [1].

Kapalı Mahallerde İklimlendirme; Difüzör ve menfez, iklimlendirme sistemlerinde, doğrudan görülen elemanlardır ve estetik görünüm açısından da önemlidirler. Bu terimlerin açıklamalarından aşağıda bahsedilmiştir [1].

Difüzör: Besleme havasına yön verip ortamda homojen şekilde dağılmasını sağlayan iklimlendirme elemanıdır.

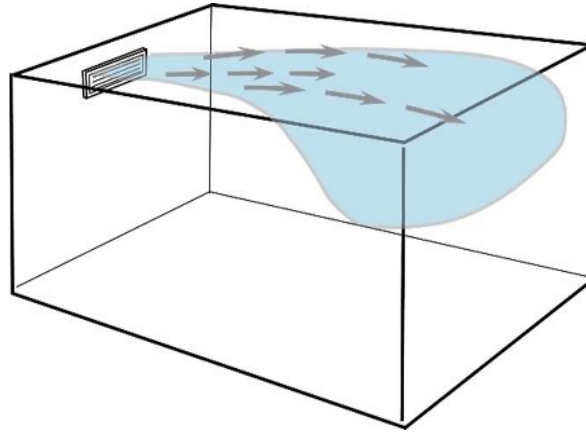
İzotermik Taze Hava: Ortam sıcaklığında bulunan havadır. Odaya beslenen havanın sıcaklığı olarak kabul edilebilir [2].

Menfez: Mahale hava giriş ve çıkışını kontrol eden iklimlendirme elemanıdır.

Efektif Alan: Havanın menfezden ortama geçiş yaptığı alandır.

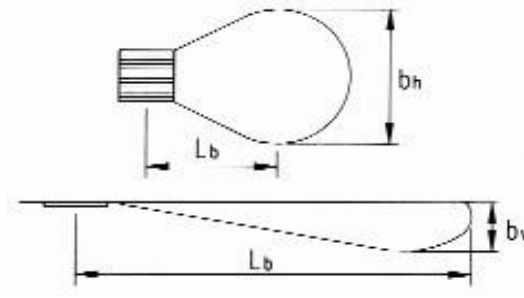
Hava Etki Mesafesi: Havanın mahal içerisinde etki ettiği, başka bir deyişle 0,2 m/s değerine ulaştığı alan ile giriş yatığı alan arasındaki mesafedir.

Coanda Etkileşimi: Hava, mahal içerisinde ilerlemesi esnasında düz bir çizgi yerine bir yayılım yaparak yol izler ve bu etkiye de coanda etkisi denir. Şekil 1.1' de etki izometrik olarak gösterilmiştir. Coanda etkisi mahalde soğuk hava olduğu durumlarda soğuk havalarda daha önemlidir. Bu etkiyi azaltmak için menfez sayısını minimumda tutmak, yerleşimini düzgün yapmak ve hava hızını arttırmak gerekir. Hava hızının 0,35 m/s den yüksek olduğu durumlarda Coanda Etkisi görülmediği ölçülmüştür [2].



Şekil 1.1. Kapalı mahallerde coanda etkileşimi [3]

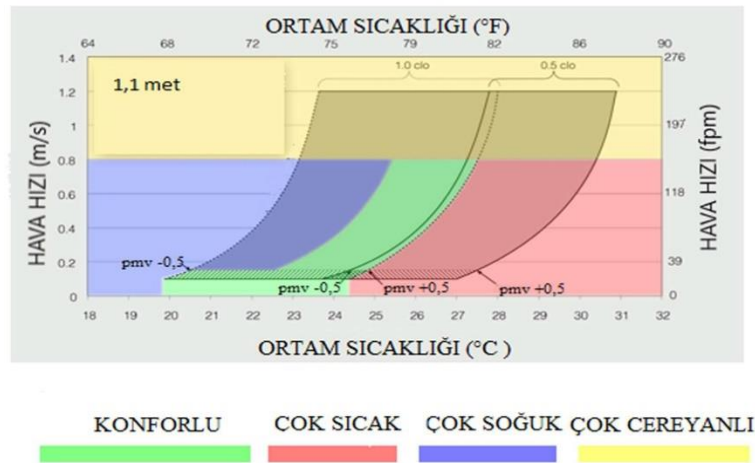
Yayılım: Taban yönüne doğru en fazla yayılma (b_v), tavan ve en yüksek hızın 0,2 m/s civarında gerçekleşen mesafedir. Yatay yayılma (b_h), 0,2 m/s en yüksek hızının genişleme doğrultusunda en büyük olduğu mesafede meydana gelir ve Şekil 1.2' de gösterilmiştir. [3].



Şekil 1.2. Yayılım [2]

İzotermik Olmayan Besleme Havası: Firma katalogları, izotermik hava için atış **mesafelerini** vermiştir, mahale beslenen hava sıcaklığı ve ortam sıcaklığı arasındaki fark izotermal olmayan hava beslemesidir. Isınan hava yükselir ve buna bağlı olarak atış mesafesi de zamanla %1,5' e kadar azalır.

Araştırmalar, termal konforsuzluğun ana sebeplerinden birisi de menfezlerin hatalı yerleşimidir zira endüstride yerleşimin yapılışına dair sert şekilde belirlenmiş kurallar yoktur. Bu konuyu önlemenin en basit yolu HAD modeli üretmek oluşabilecek sorunları öngörüp çözüm üretmektir, tesisat mühendisliğinin ana konularından birisi de budur. Menfezler, besleme ve egzoz menfezi amacıyla kullanılır. Besleme menfezi, hesaplanan debiyi mahale homojen dağıtarak, standartlara uygun hava debisi besleyebilmeli ve gürültü yapmamalıdır. Bu beslemeyi yaparken konfor sınırlarını, ISO 7730 ve ASHRAE 55 standartlarına bağlı olarak belirler. Odadaki konfor, metabolik aktiviteye de bağlıdır ve önemli bir değişkenidir. Metabolik oranlarının 1,1 olduğu senaryoda, kişinin hissiyatını özetleyen termal konfor grafiği, ASHRAE-55' e göre oluşturulmuştur ve Şekil 1.3 aracılığıyla gösterilmektedir [4].



Şekil 1.3. Termal konfor aralığı (Ashrae-55) [4]

Kapalı Mahalde Hava Akışı; Difüzörden geçen hava akışı konforun en önemli parametrelerinden biridir. Hava hızı, atış mesafesi, gürültü ve basınç hesabına bağlı olarak menfezin boyuna da etki eder [5]. Hava hızı, genellikle 0,2 m/s olarak kabul edilir ancak mahalin özelliklerine bağlı olarak 0,3m/s - 0,5 m/s arasında da seçilebilir. Menfezler genellikle, zeminden 2,5m – 3,0m arasında yükseklikte bulunan konumlara ve duvara montaj edilir. Duvarlara montajlı menfezlerin atış mesafesi seçilirken karşı duvara mesafesinin $\frac{3}{4}$ katına eşit olacağı şekilde seçilir [6]. Oda içerisindeki hava, kısa zamanda oda içerisindeki hava hareketinin tamamını karşılar ve yayılım sağlar [7]. Mahale beslenen hava hızının doğru seçimi, odada hissedilen konfor açısından kritik derecede öneme sahiptir. Menfez çıkış hızlarının mahale göre farklılık gösterdiği görülmektedir. Menfezden beslenen ideal hava hızları Tablo 1.1 aracılığıyla gösterilmektedir [6].

Tablo 1.1. Menfezden gelen havanın besleme hızları[6]

Hava Besleme Hızı (m/s)	Mahal / Ortam
1,5-2,5	Hastane, Kütüphane
2,5-3,8	Otel, Ofis
4	Büyük AVM
5	Spor Salonları
7	Fabrikalar, Çok Büyük Mekanlar

Ayrıca Tablo 1.2, ofis ortamına, kapalı mahale beslenen havanın odadaki insan üzerinde yaptığı etkiyi göstermektedir [8].

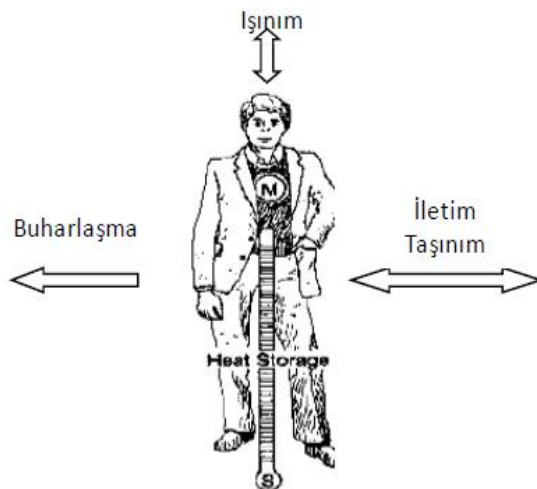
Tablo 1.2. Kapalı mahal içerisindeki hava hızına insan tepkisi[8]

Hava Besleme Hızı (m/s)	Termal Konfor, Kişi Tepkisi	Uygulanma
0 & 0,1	Olumsuz hissiyat, boğulma hissi	Nadir kullanım
0,1 & 0,2	Olumlu hissiyat	Genellikle kullanılır
0,2 & 0,3	Oturur vaziyetteki kişi için ideal, ayakta aktivitede vaziyetinde olan kişi için olumsuz hissiyat	Genellikle kamusal alanlarda kullanım
>0,3	Hava hızı yüksek, cereyan ihtimali var, olumsuz tepki	Genellikle endüstriyel alanlarda kullanım

Buradaki tepkiler, bireyin cinsiyeti, metabolik aktivitesi, yaşı, odadaki durumu ve mahalin kullanım amacına göre değişkenlik gösterebilir. Konforun sağlanabilmesi için kapalı mahaller kullanım amacına göre genellikle 0,1 ile 0,3 m/s arasındaki hava akış hızlarında iklimlendirilirler.

Kapalı Mahalde Termal Konfor; Günümüzde iklimlendirme sistemleri, mahale kişinin kabul edebilir olduğu ve uluslararası standartlar ile belirlenmiş, kaliteli hava ve termal konfora uygun iç ortam havasını beslemektir. İklimlendirilecek mahale uygun olan sistemin seçilmesi, ekonomik ve uzun ömürlü olması, güvenilirliği ve mahalde ikamet edenlere sağlanacak termal konfor, mühendisliğin inceleme konuları arasındadır. Termal konfor verim ve üretkenliğe etkisi olan önemli parametrelerden birisidir.

Termal konfor hissiyatı kişinin boy, yaş, cinsiyet gibi parametreleri ile değişse bile temelde kişisel ve çevresel olmak üzere 2 temel grup olarak sınıflandırılabilirler. Bağıl nem, ortam sıcaklığı, ısıtım ve hava hızı çevresel değişkenler olarak gruplandırılabilir. Kişiye bağlı parametreler olarak ise, kıyafet ve metabolik aktivite olarak sınıflandırılabilir. İnsan vücudu çevre ile bir denge halindedir. Bu tanım genelleme yapılabilir olsa dahi, fizyolojik özelliklerin farklılıklarından dolayı kişiye bağlı olarak değişebilir [9]. Konforun en önemli göstergesi termal konfor durumunun nötr olduğu halidir. İnsan vücudundan çevreye ısı kaybı, taşınım ve ısıtım ile ısı transferi olur. Bu durum Şekil 1.4' de gösterilmiştir. Bu denklemin matematiksel ifadesi Denklem 1.1' de gösterilmiştir.



Şekil 1.4. İnsan vücudu ve çevrenin termal dengesi

$$S = M - W_k - E_{sk} - E_r - C - R - C_k \quad (1.1)$$

Denklemden, S insan vücudunda depo edilen termal enerji, W_k termal enerjiyi, M metabolik enerji üretimi, W_k üretilen mekanik iş, E_{sk} vücuttan atılan ısı, $-E_r$ solunumla ısı kaybı, C vücuttan taşınım ile havaya atılan ısı, R vücuttan ışınila havaya atılan ısı, C_k , giysi aracılığıyla kaybolan ısıyı temsil eder.

Kapalı bir ortamın veya kişinin termal konfor açısından uygun değerlerde olup olmadığını belirlemek için birçok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarda çeşitli modeller ortaya konmuş, ortam ve kişisel değişkenlere bağlı olarak termal konfor tahminlerinde bulunulmuştur. Fanger'ın ortaya koyduğu sürekli rejim enerji dengesi modeli ile termal konforun tahmini en yaygın kullanım alanına sahiptir [10]. Vücudun ideal çalışma sıcaklığı 36,8 °C ' dir. Vücut ortamla bir termal denge halindedir, vücut ile mahall arasında olan ısı transferi sıfıra ne kadar yakınsa konfor o derece yüksektir. [11, 12]. Termal konfor şartlarını araştırırken 2 farklı uluslararası standart ve modeller oluşturulmuştur. Bunlar, ASHRAE Standart 55 , ISO 7730 standartları ile Geçici Rejim Enerji Dengesi ve Sürekli Rejim Enerji Dengesi modelleridir [13, 14].

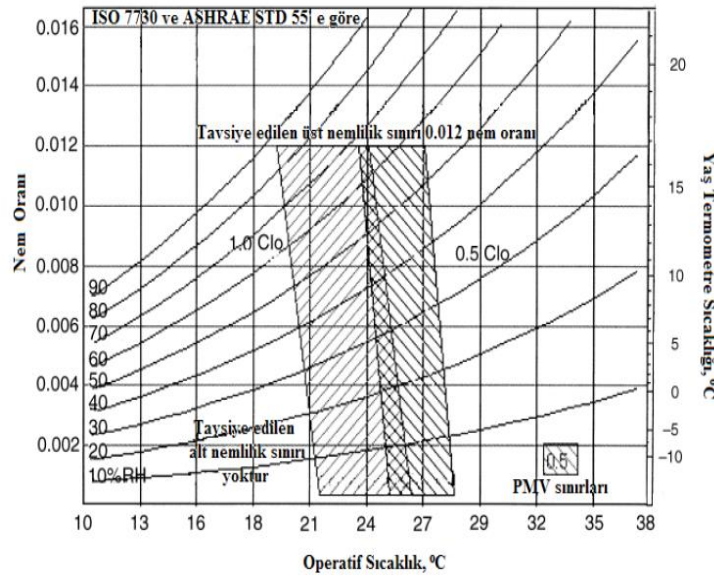
Termal Konforda Kullanılan Standartlar; Termal konforun ideal aralıkları ASHRAE Standart 55 ve ISO 7730 evrensel standartları ile tanımlanmıştır. Bu standartlar, yaşam alanlarında ideal termal konfor şartlarını tanımlar. Bu standartlar, kapalı mahallerde bulunan insanların önemli bir kısmını, bir genelleme yaparak kabul edilebilir termal konfor şartları ortaya koyar [13, 14].

ASHRAE-55 Standardı; Hava hızı, nem, metabolik aktivite, kıyafet etkisi gibi faktörler termal konforun belirlenmesinde oldukça önemli parametrelerdir. Termal konfor aralığı, ideal şartları sağlayabilecek operatif sıcaklık cinsinden olarak belirlenir. Operatif sıcaklık ortam sıcaklığı ve radyasyon etkisini bir arada temsil eden değerdir. Standartlar, konfor aralığını tayin ederken, basitleştirilmiş grafik ve termal denge methodu olarak iki farklı method kullanırlar. Bu standartlar, varsayımlar için kişilerin metabolik aktivitesi ve kıyafet etkisi için bazı aralıklar vermiştir.

• 0.5 clo < clo < 1.0 clo , 1.0 met < M < 1.3 met

Genellikle, kapalı mahallerde bulunan insanlar bu aralık içerisinde kalırlar. Bu

yöntem ile hesaplanan bu metot ile hazırlanmış grafik Şekil 1.5’ de gösterilmiştir. Bu grafikteki operatif sıcaklık aralıkları insanların %80’ lik kısmı için kabul edilebilir termal konfor şartlarını sağlamaktadır. Grafikte, konfor aralıklarındaki hava 0,2 m/s üzerinde olmayacak şekilde üretilmiştir. Grafikte yaz şartları ve kış şartları olmak üzere 2 bölge vardır. 0,5 clo giysi yaz şartları, 1 clo giysi kış şartlarını temsil eder. Diğer yöntem ise daha yakın ve kesin sonuçlar almak için kullanılan modelleme ve HAD ile hesaplama oluşturulmasıdır.



Şekil 1.5. Nem ve operatif sıcaklık, kabul edilebilir aralıklar [13]

ISO 7730 Standardı; Ortamdaki konforun uygunluğunu tayin etmek için belirlenmiş standartlar vardır, bu standartların başında gelenlerden biri de ISO-7730’ dur. ISO 7730, normal bir ortamda, kişinin genel ve lokal konforunu tayin edecek aralıklar sunmaktadır.

A,B,C, olmak üzere 3 ana grupta bu aralıklar sınıflandırılmaktadır. Ortam tasarımı, baz alınan bu kategorilere göre yapılır. Aşağıdaki Tablo.1.3. ISO normuna göre ideal konfor aralıklarını tayin etmekte kullanılan tablodur.

Tablo 1.3. Termal konfora bağlı çevre kategorileri [14]

Lokal Konforsuzluk (PD %)			Vücudun Genel Termal Durumu		
Düşey Yönde Sıcaklık Farkı	Sıcak ya da Soğuk Zemin	Radyant Asimetri	Kategori	PPD(%)	PMV
<3	<10	<5	A	<6	-0,2<PMV<0,2
<5	<10	<5	B	<10	-0,5<PMV<0,5
<10	<15	<10	C	<15	-0,7<PMV<0,7

Yüksek hava hızlarının mahale içerisinde oluşması ve termal konfor arasında doğrudan bir bağlantı kurgulamamıştır. Buna ek olarak standartlar, istenen ideal konfor değerlerinin sağlanabilmesi için hava hızlarının yükseltilmesine olanak sağlayabilir. Şekil 1.5, konfor için ideal aralıkları yaz ve kış şartları için vermektedir. Kış vaktinde 19 °C ve 26,5 °C, yaz vaktinde 23.5 °C ve 28 °C, arasındaki değerler ASHRAE-55' e göre termal konfor için ideal aralıklardır. ISO 7730 termal konforu PMV ve PPD indisleri aracılığıyla belirler. ISO 7730' e göre, ideal termal konfor hissiyatını bir aralıkla PMV, memnuniyetsizliği de PPD indisleri belirler.

Yaygın olarak kullanılan ASHRAE-55 ve ISO-7730 standartları Fagner modelini baz alarak oluşturulmuş standartlardır. Bu standartlar kişinin bulunduğu ortam ve çevreye bağlı değişkenleri lokal konfor değerlerine bağlı olarak inceler ve tasarım yapılırken standartlaştırma adına belirli normlar sunar.

Termal Konfor Modelleri; Sürekli rejim enerji dengesi ve bölmeli anlık enerji dengesi ve olmak üzere kullanılan 2 model vardır. İki model de dağılımı homojen ve vücut üzerinde ısı geçişini sürekli olarak kabul eder.

İki Bölmeli Anlık Enerji Dengesi Modeli; Gagge model olarak da adlandırılan bu simülasyon, insan vücudunun tamamını iki silindir olarak öngörür ve ele alır. [12,15,16]. İç silindir iç organlar, dış silindir ise deri olarak modellenmiştir. Isı transferi dış ortam ve dış silindir arasında olur.

Ayrıca gizli ve duyulur enerji transferi de gerçekleşmektedir. Bu model belirli kabuller altında çalışmaktadır. Bunlardan bahsetmek gerekirse, deriden iletimle ısı geçişi ihmal edilebilir. Silindirlerin sıcaklığının uniform olduğu kabul edilir, metabolik aktivite iç silindirdedir, iki silindir arasında ısı transferi vardır. Anlık enerji dengesine göre, toplam net ısı kazancı ve ısı kaybı arasında bit denge vardır. Bu denge aşağıdaki denklemlerde özetlenmiştir.

Termodinamiğin I. Kanununa göre;

$$S_{cr} = M + W - (C_{res} + E_{res}) + Q_{cr,sk} \quad (1.2)$$

$$S_{sk} = Q_{cr,sk} - (C + R + E_{sk}) \quad (1.3)$$

E_{res} = solunumdan dolayı olan ısı kaybı, W/m²

$Q_{cr,sk}$ = iç silindir ile dış silindir arasındaki toplam ısı, W/m²

E_{sk} = deri üzerinde olan toplam ısı kaybı, W/m²

S_{cr} = iç bölümde depo edilen termal enerji, W/m²

S_{sk} = birim zamanda deri üzerinde depo edilen termal enerji, W/m²

C_{res} = solunum ile gerçekleşen taşınım ısı kaybı, W/m²

W = yapılan mekanik iş, W/m²

$C+R$ = duyulur ısı kaybı, W/m²

M = metabolik termal enerji üretimi, W/m²

olarak tanımlanmaktadır. Vücuttaki anlık iç enerji artışı, birim zamanda depo edilen termal enerjiye eşittir. Birim zaman içerisinde depo edilen enerjinin iç ve dış silindirler arasında ifade edilirse,

$$S_{cr} = (1 - \alpha)mc_{p,b}(dT_{cr}/d\theta)/A_D \quad (1.4)$$

$$S_{sk} = \alpha c_{p,b} (dT_{sk}/d\theta)A_D \quad (1.5)$$

Olarak ifade edilir. Burada,

θ = zaman, sn [11].

$c_{p,b}$ = özgül ısı (3490 J/kgK)

α = kütlenin deriye oranı (boyutsuz)

m = vücut kütlesi, kg

Sürekli Rejim Enerji Dengesi; Bedenin çevreyle olan dengesinin ifade edildiği ve depo enerjinin ihmal edilebilir olduğunu varsayan sürekli enerji dengesi modelini Fanger ortaya atmıştır [17]. Bu hipotez, beden deri ile sınırlı ve sabit sıcaklığa sahip olan bir kontrol hacmi olarak ifade eder.

Isı depolaması yok ise, sürekli rejimde metabolik aktivite ve ısı kayıpları birbirine eşit durumda olmalıdır. Fagner, metabolik aktivitenin ortamla sürekli denge halinde olmaya yönelik çalışmasının yanı sıra, termal konforun her zaman sağlanamayacağını belirtmiştir. [18]

$$S = M - W_k - E_{sk} - E_r - C - R - C_k \quad (1.6)$$

Denklemden, S insan vücudunda depo edilen termal enerji, W_k termal enerjiyi, M metabolik enerji üretimi, W_k üretilen mekanik iş, E_{sk} vücuttan atılan ısı,

– E_r solunumla ısı kaybı, C vücuttan taşınım ile havaya atılan ısı, R vücuttan ışınlama ile havaya atılan ısı, C_k , giysi aracılığıyla kaybolan ısıyı temsil eder [18].

Fagner, deneysel bir çalışma ile çevresel şartlarda giysi etkisini ve metabolik aktiviteyi standart değerler kabul edip Tablo1.4. de belirtilen grafiği oluşturmuştur [19].

Tablo1.4. Termal duyum aralığı [19]

PMV	Yorum	Hissiyat
-3	Uygun değil, Dondurucu	Aşırı Soğuk
-2	Uygun değil, Çok soğuk	Soğuk
-1	Tolere edilebilir, soğuk konfor	Hafif Soğuk
0	Uygun	Nötr
1	Tolere edilebilir, sıcak konfor	Hafif Sıcak
2	Uygun değil, Çok sıcak	Sıcak
3	Uygun değil, bunaltıcı	Aşırı Sıcak

Fagner ayrıca bu skalayı matematiksel olarak da ifade etmiştir. Çevresel ve kişisel değişkenlere bağlı bu ifadeye PMV denmektedir ve denklem 1.7 bu ifadeleri tanımlamaktadır.

$$PMV = 0,303e^{-0,036M} + 0,028 [(M - W - 3,05 \cdot 10^{-3} [5773 - 6,99(M - W) - p_a])] 0,42[(M - W) - 58,15] - 1,7 \cdot 10^{-5} M(5867 - p_a) - 0,0014M(34 + t_a) - 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 - (t_r + 273)^4 - f_{cl} h_c (t_{cl} - t_a)] \quad (1.7)$$

$$f_{cl} = \begin{cases} 1 + 1,29I_{cl} & \text{ için } I_{cl} \leq 0,078m^2C/W \\ 1,05 + 0,645I_{cl} & \text{ için } I_{cl} > 0,078m^2C/W \end{cases} \quad (1.8)$$

$$h_{cl} = \begin{cases} 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} & \text{ için } 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} > 12,1\sqrt{v_{ar}} \\ 12,1\sqrt{v_{ar}} & \text{ için } 2,38(t_{cl} - t_a)^{0,25} < 12,1\sqrt{v_{ar}} \end{cases} \quad (1.9)$$

$$t_{cl} = 35,7 - 0,028(M - W) - I_{cl} \{ 3,96 \cdot 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 + (t_r + 273)^4] + h_c f_{cl} (t_{cl} - t_a) \} \quad (1.10)$$

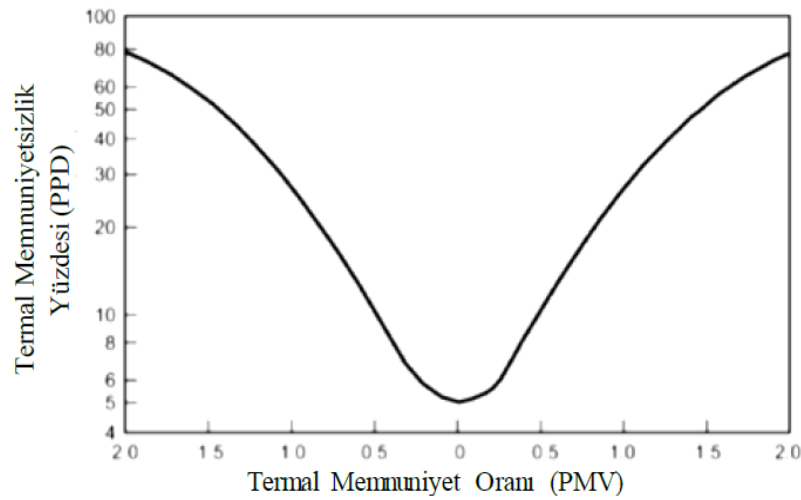
Denklemlerde, M toplam metabolik aktiviteyle üretilen ısı, W yapılan iş, p_a havada bulunan su buhar basıncı, f_{cl} giysi alan çarpanı, t_{cl} kıyafet yüzey sıcaklığı,

h_{cl} taşınım ile ısı transferi katsayısı, t_r ortalama ısıtım sıcaklığı, t_a ortam sıcaklığı, I_{cl} giysi izolasyonu, V_a bağıl hava hızıdır. Eşitliklerde birbirine bağlı değerler mevcut ve hesaplaması zordur, belirli kabuller altında termal konfor değerlerinin hesaplanmasının kolaylaştırılması için PMV iterasyonu üretilmiştir. L vücudun toplam ısı yükü olarak kabul edilirse, PMV basitçe denklem 1.11 deki gibi hesaplanır.

$$PMV = [0,303\exp(-306M) + 0,028]L \quad (1.11)$$

PMV değeri hesaplandıktan sonra, termal memnuniyetsizlik yüzdesini gösteren PPD(Predicted Percentage Dissatisfied) değeri de denklem 1.12 ile hesaplanır. PMV PPD arasındaki ilişki Şekil 1.6' da belirtilmiştir.

$$PPD = 100 - 95[\exp(0,03553PMV^4 + 0,2179PMV^2)] \quad (1.12)$$

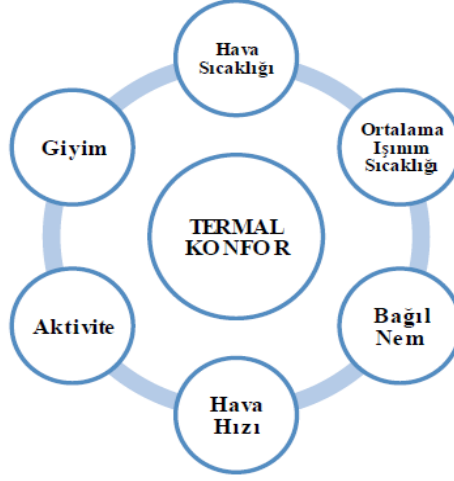


Şekil 1.6. PMV ve PPD arasındaki ilişki [20]

Grafikte PMV değeri 0 iken kişinin memnuniyetsizliği, yani PPD minimum düzeydedir. Fanger'ın PMV- PPD modeli geniş kullanım alanına sahiptir ISO 7730 gibi standartlarda yerini almıştır. Güncel olarak bu hesaplamalar tasarım esnasında kullanılmaktadır.

Termal Konforu Etkileyen Parametreler; Ortalama ısıtım, t_r bağıl nem ve mahaldeki hava hareketi kişinin mahaldeki termal konforunu etkileyen 4 temel parametredir. Metabolik aktivite ve giysi etkisi de çevresel faktörler olarak tanımlanır. Şekil 1.7' de, konfora etki eden parametreleri aşağıdaki grafikte tanımlamıştır. Kış şartlarında için ise 1 clo, Yaz şartları için giysi parametresi 0,5 clo olmaktadır. İnsan bedeni, iki bölme enerji dengesi modelinde bir ısı kaynağı olarak

kullanılıp denklem parametreleri arasına eklenmiştir. Işınımın etkisini analiz edebilmek için insan vücudunu 16 parça olarak kabul eden bu hipotezin, literatürde uygulamaları da mevcuttur [20,21,22].



Şekil 1.7. Termal konfora etki eden parametreler

Hava Sıcaklığı; Hava sıcaklığı insanın vücudunda meydana gelen ısı kaybını önemli ölçüde etkiler. Isı kaybı, vücut ile çevre arasındaki dengeyi değiştirdiği için kişide termal memnuniyetsizlik olabilir. Kişinin bulunduğu ortamda ideal olan vücut sıcaklığı değişimi saatte 0,6 °C üzerinde olmamalıdır. Termal konfor şartlarında, uygun sıcaklık aralığını 18 °C ile 29 °C arasında olmasını öngörür. Kış şartlarında 20 °C ile 23 °C, yaz şartlarında ise 23 °C ile 26 °C arasında olması beklenir. [23].

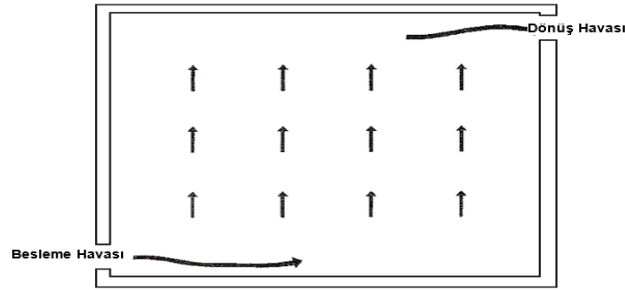
Ortalama Işınım Sıcaklığı; Ortalama ışıınım da termal konforun önemli parametreleri arasındadır. Işınım ile ortama gelen ısı transferi aşağıdaki hesaplamalarda gösterilmiştir.

$$T_r^4 = \sum_{i=1}^N T_{r-i}^4 F_{p-i} \quad (1.13)$$

Bu denklemde, T_i yüzey sıcaklığını, F_{p-i} kişiye olan görüş faktörünü, T_r ortalama ışıınım değerini ifade eder.

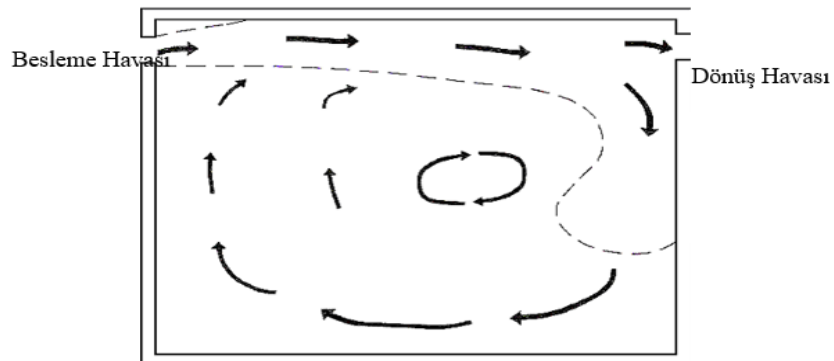
Bağıl Nem; Optimum bağıl nem değeri termal konfor hesabı ve sağlık açısından çok önemlidir. Yapılan çalışmalar, bağıl nem düşüklüğünün solunum problemlerine yol açtığını ortaya koymaktadır. Yüksek bağıl nem ise küf, rutubet gibi durumlara sebep olmaktadır. Bu nedenle mahaldeki ideal bağıl nem %40 ile %60 arası olarak tavsiye edilir [24].

Hava hızı; Hava hızı termal ve dinamik olarak iki etki bırakır. Bu nedenle ideal termal konfor şartları için hava hızı oldukça önemlidir. [25]. Ortamın sıcaklığı yükselirse, termal konforu korumak için hava hızını da arttırmamız gerekir. Özellikle kış şartları için hava hızının artması konforsuz durumlara sebebiyet verir. Hava hızı için ideal değerler 0,1 ile 0,45 m/s arasında tavsiye edilir ancak hava sıcaklığı, nem ve kıyafet bu aralığı değiştirebilir. [24]. Bir mahale beslenecek havanın miktarı, debisine bağlıdır. Kapalı mahalin içinde bulunduğu hacmin havasını yenilemeye, hava değişim katsayısı adı verilir. Bu değer ortalama odada bulunan kişi için saatte 20 m³/h ile 50 m³/h arasında tavsiye edilmiştir. Odaya beslenen hava, mahal içerisinde yayılım gösterir. Havanın beslendiği mahaldeki hareketi, Şekil 1.8’ de aracılığıyla gösterilmektedir.



Şekil 1.8. Bir Mahaldeki Havanın Deplasmanlı Hareketi

Havanın mahal içerisindeki başka bir hareketi karışmalı akış Şekil 1.9’ da gösterilmiştir. Bu yöntemde odaya beslenen hava akımı ilerlerken hacimsel genişler ve zamana bağlı olarak hızı azalır. Kısa zamanda beslenen hava, oda içerisindeki havaya karışır ve odadaki hava seyrelir, oda içerisinde düzgün dağılımlı nemli bir hava akımı oluşur.

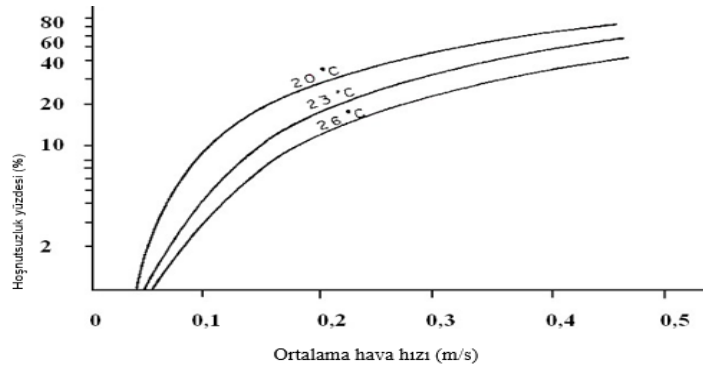


Şekil 1.9. Kapalı Mahalde Karışmalı Hava Akışı

Hava, bu yöntemde odaya bir besleme ağzından, yani menfezden giriş yapar ve

egzoz ağzından çıkış yapar. Menfez, havanın mekan içerisinde hareket etmesini ve yayılmasını sağlayan havalandırma sistemlerinin en önemli elemanlarından birisidir. Menfezler mahallerin içerisinde konumlanır ve sistemin son elemanı olarak kabul edilirler. Menfez doğrudan dışarıda konumlandırıldığı için estetik açısından da önemlidir. Menfezin konumu, hava hızı, türbülansı gibi birçok parametreyi etkilediği için havalandırmada oldukça önemli konulardan birisidir, dolayısıyla bu işlemin başarılı şekilde tamamlanması için deneyim oldukça önemlidir [25].

Araştırmalar, havalandırma ile ilgili problemlerin büyük kısmının menfezlerden kaynaklandığını ortaya koymaktadır, ne yazık ki menfez seçim ve boyutlandırılması ile ilgili kesin kriterler değişkenlikten dolayı yoktur. Mahaller HAD yöntemi ile modellenerek hesaplamalar yapılır ve bu şekilde menfez seçimi konusundaki hatalar engellenmeye çalışılır. Menfezden çıkış yapan havanın yüksek seviyede olması da konforsuzluğu etkileyen parametrelerden birisidir. Şekil 1.10'da gösterilen grafik bu durumu bir iterasyon olarak özetlemiştir.

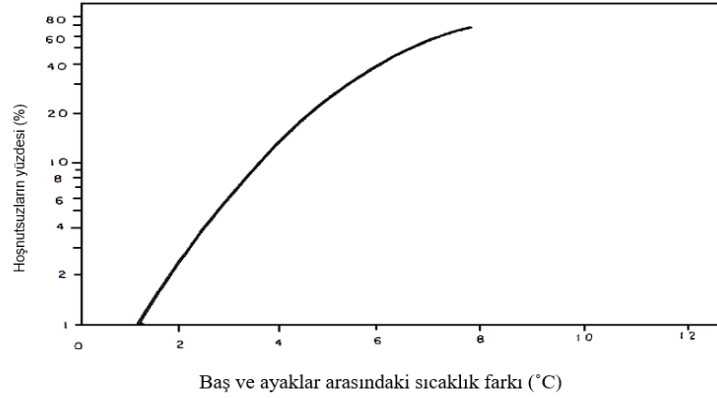


Şekil 1.10. Hava hızı ve konforsuzluk, yüzdesel gösterim

Termal konfor hissiyatının sağlanmasının etkilerinden birisi de mahale beslenen havanın sıcaklığı ile mahal sıcaklığı arasındaki farktır. Sıcaklık farkı, mahal içerisinde bulunan kişinin konfor halini etkiler, bu etki Şekil 1.11' de gösterilmiştir [25].Kapalı mahallerde, hava sıcaklığı tabanda en düşük, tavanda en yüksek derecededir.

Eğer, taban ve tavan yüzeyleri arasında sıcaklık farkı yüksekse, vücut termal denge halinde olsa dahi konforsuzluk hissiyatı oluşur ya da ayaklarda soğuk hissiyatı meydana gelebilir. Dikey yönde oluşan hava sıcaklığı farkını araştırmak için birçok çalışma yapılmıştır ve bu çalışmalar sonucunda, bilek ve omuz mesafesinde (yerden

0,1m ve 1,1m) oluşan konfor hissiyatları Şekil 1.11’de gösterilmiştir [26]. Mahale beslenen hava ile mahal içerisindeki havanın birbirine karışmasıyla, mahalın içerisindeki lokal bölgelerde konforsuzluk oluşabilir, oda içerisindeki hava homojen dağılmalıdır. Bu homojenlik ancak besleme ve egzoz menfezlerinin doğru konumlandırılması ile mümkün olabilir [25].



Şekil 1.11. Bilek ve omuz mesafesi, konforsuzluk, sıcaklık gösterimi [25]

Metabolik Aktivite; Metabolik aktivite, kişinin ortama yaydığı termal yük ile ilgilidir. Aktivite kişinin cinsi, yaşı, giyinimi, kilosu gibi şartlara da bağlıdır. Kişi durağanken aktivite değeri 1 met, otururken 1,2 met olarak kabul edilir. 1 met değeri, W/m^2 olarak 50, $kcal/m^2hr$ olarak 18,4 ve $btuh/ft^2$ 58,2 değerine denk gelmektedir. Bu değerler Tablo 1.5’ de kişinin mahal içerisindeki yapmakta olduğu aktiviteye göre değişkendir ve bu tabloda detaylı olarak tanımlanmıştır. Örneğin uyku halinde kişinin metabolik aktivitesi 0,8 met değeridir. Bu değer de $.47 w/ m^2$ değerine denk gelmektedir.

Tablo 1.5 Aktivite’ ye göre insanın ürettiği ısı akıları ve “met” değerleri [27]

Durum	Met	W/m^2
Uyku Hali	0,8	47
Oturur vaziyet	1	58
Durağan vaziyet	1,2	70
Ayakta Durur vaziyet	1,2	70
Hafif aktivite	1,6	93
Orta aktivite	2	117
Yüksek aktivite	3	175

Kıyafet Etkisi; Giyinme vücut ısı kaybını izolasyon yaparak azaltır. Bu nedenle termal konforun önemli parametrelerinden biridir ve birimi “clo” olarak dlandırılır. 1 clo = 0,155 m²°C’ dir, giysi türüne göre termal dirençler Tablo 1.6’ de verilmiştir. Mahal içerisinde genelde durağan vaziyet olan 1,2 Met değeri kabul edilerek termal konfor modelleri kurgulanmaktadır. Sürekli enerji dengesi modelinde kabul edilen değerler ortalama aktivite değerleridir.

Tablo 1.6 Kıyafet etkisi, termal dirençler [27]

Durum	Clo	m ² K/W
Kıyafetsiz	0	0
Kısa Şort	0,1	0,016
Yazlık Giyim	0,5	0,047
Kış Kapalı Mahal	1	0,155
Kış Dış Ortam	1,5	0,233

Lokal Termal Konfor; İnsan bulunduğu ortamda çevreyle denge halinde olsa dahi, vücudun bazı bölgeleri hoşnutsuz olarak nitelendirilebilecek çevresel faktörlere maruz kalabilir. Bunun için lokal konfor tanımı ortaya atılmıştır.

Lokal konforsuzluğu ortam sıcaklığını arttırıp ya da azaltarak gidermek mümkün değildir. Bu durumun çözümü olarak, fazla soğuma ya da ısınmalar ortadan kaldırılmalıdır. Lokal konforsuzluğu etkileyen parametreler 4 grup olarak sınıflandırılabilir.

- Cereyan etkisi nedeniyle lokal ani soğumalar
- Asimetrik ışıınım etkisiyle soğuma ya da ısınma
- Bilek ve omuz mesafesinde oluşacak sıcaklık farkının yüksek olması
- Sıcak ya da soğuk taban yüzeyi sıcaklığı

Cereyan; Cereyan, vücudun belirli bir bölgesinde taşınım yoluyla istenmeyen bir soğuma ile konforsuzluk oluşturması, istenmeyen hava akımı durumudur. [17]. Cereyan etkisi vücudun izole edilmemiş, giysi olmayan bölgelerinde daha çok görülür, dolayısıyla genelde el yüz, ayak ve baş bölgesinde cereyan etkisi daha çok

görüşür. Cereyan etkisi hava hızı, havadaki türbülans yoğunluğu, hava sıcaklığı ve vücudun ısı kaybı miktarına bağlıdır. Kapalı mahallerin, ofislerin en önemli sorunlarından birisi de cereyan riskidir. Cereyan etkisi, denklem 1.14' de aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$DR = 0,021(93,2 - t_a) (V - 9,8)^{0,62}(0,19VT_u + 3,14) \quad (1.14)$$

Bu denklemde t_a hava sıcaklığını, V hava hızını ve T_u ise türbülans yoğunluğunu ifade eder. DR birimi ise % olarak kullanılmaktadır. Cereyan, mahal içerisinde ısıtım ve nem etkilerini sabit varsayarak vücudun lokal bir bölgesinde hissedilen ani soğuma olarak tanımlanabilir. Cereyanı serinliği ya da ılıkılığı, salonun 24 °C operatif sıcaklıkta olduğu, hava hızının 0,15m/s' de olduğu ve yerden 0,75m' lik kesitte olduğu bir çalışmada ölçülmüştür [28]. Etkin cereyan sıcaklığını belirlemek için Tune ile Koestel çalışmalarında, denklem1.14' ü tanımlamıştır.

$$\theta = T_c - T_x - 8(V_x - 0,15) \quad (1.15)$$

V_x = Lokal hava hızı, (m/s)

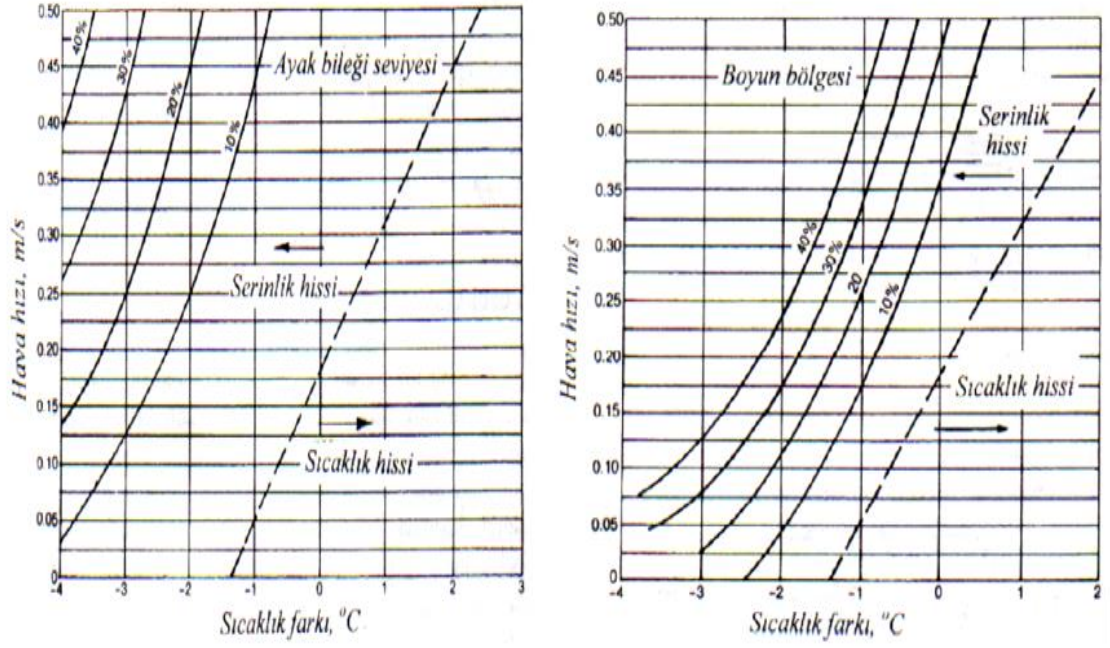
T_x = Havanın kuru termometrede ölçülen derecesi, (°C)

T_c = Ortalama kuru termometrede ölçülen derecesi, (°C)

Denklem 1,14, hava hareketi kaynaklı serinliği göz önünde bulundurmuş ve buna bağlı olarak Şekil 1.12 oluşturulmuştur. Yaz şartlarında, kuru termometre sıcaklığı olan T_x , kontrol sıcaklığı altında olarak görülmüştür. Bu grafikte, lokal hız 0,15 m/s' den büyük olursa serinlik hissi lokal olarak artmaktadır. Kış şartlarında ise, T_x , kontrol sıcaklığı altında ise, 0,15 m/s üzerindeki hava sıcaklıkları lokal serinlik, başka bir deyişle cereyan riskini oluşturmaktadır [29].

Cereyan etkisi istenmeyen bir durum olmasına karşın mahal iklimlendirmesinde, lokal bölgelerde oldukça sık karşımıza çıkmaktadır. Buna örnek olarak klimayı gösterebiliriz. Klimanın atış alanı boyunca cereyan etkisi yükselmektedir. Günümüzde bu etkileri azaltmak için menfez genişlikleri arttırılmış ve konumları tavandan konumlandırma şeklinde revize edilmiştir.

Her mahalin dizaynından dolayı HAD analizi sonucunda menfez yerleşim ve boyutlandırılması yapılıyor olsa da, günümüzde yaygın olarak tavandan menfez konumunu yerleştirme yöntemi kullanılmaktadır.



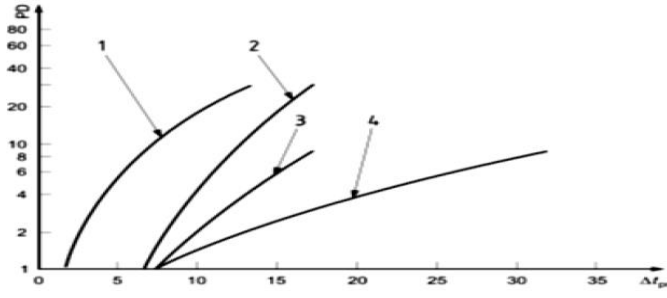
Şekil 1.12. Kapalı mahalde cereyen sebebiyle oluşan konfor hoşnutsuzluğu mahalde cereyana bağlı konforsuzluk yüzdesi [30].

Denklemlerde de belirtildiği gibi, kapalı mahallerde bulunan kişilerin genellikle hava hızının 0,35 m/s' den az olduğu ve ortam sıcaklığının -1,5 ile 1 °C arasında değişkenlik gösterdiği ortamlarda termal konfor ihtiyaçları ideal olarak karşılanır. Bu hesaplamalar, ASHRAE ve ISO 7730 standartları göz önünde bulundurularak yapılır.

Radyant Asimetri; Radyant asimetri kişi ile karşısındaki yüzeyde yüksek sıcaklık farkı olması durumudur. Radyant asimetri genellikle izole edilmemiş duvarlar, soğuk materyaller, soğuk pencereler, ısıtma panellerinin hatalı boyutlarda olması sebebiyle oluşan durumlardır.

Ofisler ve konutlarda yaygın olarak görülür. Soğuk ya da sıcak tavan, sıcak ya da soğuk duvar sebebiyle meydana gelen radyant asimetrinin memnuniyetsizlik oluşturma değerlerini gösteren grafik Şekil 1.13' de gösterilmiştir.

Bu grafiğe göre, yüzey ile kişi üzerindeki sıcaklık ne kadar fazla olursa termal hoşnutsuzluk artmaktadır ve sürdürülebilirlik mahal içerisinde yok olmaktadır. Lokal bir etki olsa da, kapalı mahal içerisindeki termal uygunsuzluğu arttıran bir unsurdur. Radyant asimetri kavramı genelde çok büyük mahallerde önümüze çıkar. Çok büyük hacimlerin iklimlendirilmesinde oldukça yüksek debili ekipmanlar kullanılmaktadır bu nedenle ortam ve menfez arasında yüksek sıcaklık farkları olur.



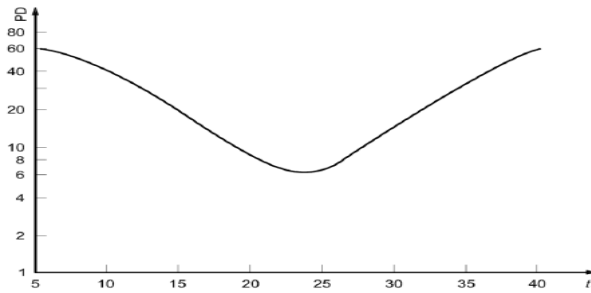
Şekil 1.13. Radyant asimetri, termal konfor, lokal hoşnutsuzluk (1-sıcak tavan, 2-soğuk duvar, 3-soğuk tavan, 4-sıcak duvar) [23]

Düşey Yöndeki Sıcaklık Farkı; Düşey yönde, bilek ile omuz mesafesi arasında sıcaklık farkı yüksek ise bu da konforsuzluğa sebebiyet verir. Vücut çevre ile termal dengeye ulaşmış olsa bile bu durum termal memnuniyetsizlik durumuna sebep olur. Düşey yönde sıcaklık farkının memnuniyetsizlik yüzdesini Şekil.1.14’ de göstermektedir.



Şekil 1.14. Düşey yöndeki sıcaklık farkı ile oluşan konforsuzluk [23]

Sıcak veya Soğuk Zemin Sıcaklığı; Ayak ile taban yüzeyi doğrudan temas halindedir, bu nedenle zemindeki aşırı sıcaklık durumu lokal konforsuzluğa sebebiyet verir. Ek olarak, yüksek sıcaklıkta bulunan taban yüzeyi ısınımı da arttırıcı etki gösterir. Kış şartlarında taban yüzeyinin aşırı düşük olması ve insanın teması hem enerji kayıplarına hem de taban yüzeyi sıcaklığı sebebiyle memnuniyetsizliğe sebep olacaktır. Zemin sıcaklığının memnuniyetsizliğe bağlı grafiği Şekil.1.15’ de gösterilmiştir.



Şekil 1.15. Sıcak veya soğuk zemin sıcaklığı ile oluşan konforsuzluk [23]

1.1. Literatür Özeti

Magnussen ile Hjertger, kapalı mahaldeki türbülanslı akış ve duvar jetini, üç boyutlu ve izotermal akış halinde hesaplamak için, k , ϵ parametrelerine bağlı olarak taşınım denklemlerini SIMPLE yöntemi ile HAD aracılığıyla çözmüştür. Yaptığı çalışmada hava jeti kare bir menfezden 0,1x0,1x0,3m boyutlarındaki bir mahale beslenmiştir. Besleme türbülans kinetik enerjisi (k_o), türbülans hızını denklem 1.15 aracılığıyla hesaplamıştır [31].

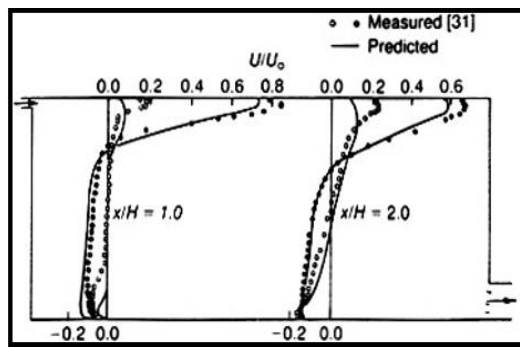
$$k_o = 1,5l_u^2U_o^2 \quad (1.16)$$

$$l_u = \bar{u}'/U_o \quad (1.17)$$

Yayınım oranı (ϵ_o) denklem 1.17 ile açıklık genişliğinin hesaba katılmasıyla hesaplanmıştır. Burada ve C_u 0.09 olarak sabit ve l_o besleme tarafında bulunan karışım uzunluğudur.

$$\epsilon_o = C_u k_o^{1.5}/l_o \quad (1.18)$$

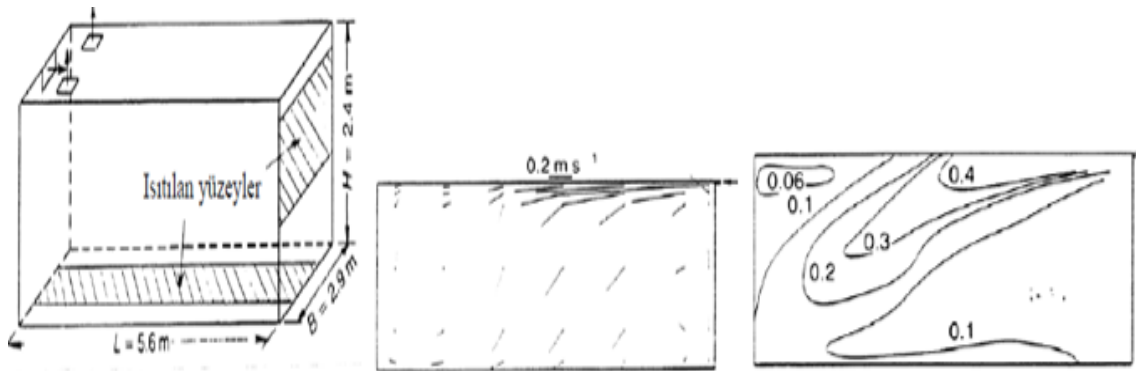
Duvar jetinde , yüksekliği 0,056 ve genişliği 0,25 olan yüksek seviyede konumlandırılan bir menfez, genişliğin 3 katı boyutunda, mahal duvarının merkezinde olacak şekilde konumlandırılmıştır. Serbest jetin besleme hızı 18,5 m/s ' dir ($Re = u_o d/\nu = 1,2 \times 10^4$) duvar jetinde besleme hızı 15m/s (burada, $Re = u_o d/\nu = 5 \times 10^3$) uygulanmıştır. Duvar jetinin kapalı mekanda oluşan hız gradyan grafiği Şekil 1.16 ile belirtilmiştir.



Şekil 1.16. Analiz ve deneysel sonuç grafiği

Spalding ile Patankar' ın geliştirdiği SIMPLE yönteminin mahal içerisindeki kullanımına en eski örnekler Magnussen ile Hjerter' in çalışmalarıdır. Magnussen ile Hjerter, kapalı bir mahale beslenen türbülanslı bir hava akışını 3 boyutlu olarak HAD ile incelemiştir. HAD yöntemini kullanırken, türbülans enerjisi (k) ve yayınım oranı

(E) denklemleri de hesaba katılmıştır. Çalışılmış olan kapalı mahal 5,6x2,9x2,4m ölçülerindedir, bu mahal ,24x,0,035m ölçülerindeki besleme ve egzoz açıklıklarına sahip ve tavana yerleştirilmiş açıklıklardan odaya beslenen hava ile, odadaki hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Bu çalışma hem soğutma hem de ısıtma esnasında incelenmiştir. Şekil 1.17 çalışmada elde edilmiş termal ve hız dağılımlarını göstermektedir. Mahale beslenen hava, oda sıcaklığından 11K daha aşağıda iken, hava hızı 2,42 m/s olarak beslenmiştir ve Reynold sayısı yaklaşık 9800, Ar sayısı 0,0038 olarak bulunmuştur. Simple yöntemi ile yapılan bu çalışmada deneysel çalışmaların sonuçlarının birbirine yakınsadığı görülmüştür [31].



Şekil 1.16. Simülasyonda elde edilen hız ve termal dağılımlar [31]

Müllejans, Ar sayısının hava hareketi üzerinde olan etkisi göstermek amacıyla, geometrik olarak benzer üç kapalı mahal modeli oluşturmuştur. H, L ve B sırasıyla modellenmiş odaların yükseklik, uzunluk ve genişliğini temsil eder. Bu mahallerin uzunlukları 4,75x2,95x2,88m ve aynı ölçülerdedir. Besleme havası, odalara sırasıyla tavandan beslenmiştir ve aşağıdaki denklemler ile gösterilen eşitlikler ile AR sayısı etkisi irdelenmiştir.

$$Ar = \frac{gD_h\Delta T_o}{T_m U_r^2} \quad (1.19)$$

$$D_h = \frac{2BH}{(B+H)} \quad (1.20)$$

$$U_r = \frac{\dot{V}}{(BH)} \quad (1.21)$$

$$T_m = 0,5 \times (T_o + T_w) \quad (1.22)$$

$$\Delta T_o = (T_o + T_w) \quad (1.23)$$

Bu denklemlerde; D_h hidrolik çap, U_r (m/s) mahaldeki ortalama hız, T_m (°C) mahalin ortalama sıcaklığı, T_o (°C) besleme havasının sıcaklığını, T_w (°C) ise ısıtılan duvar

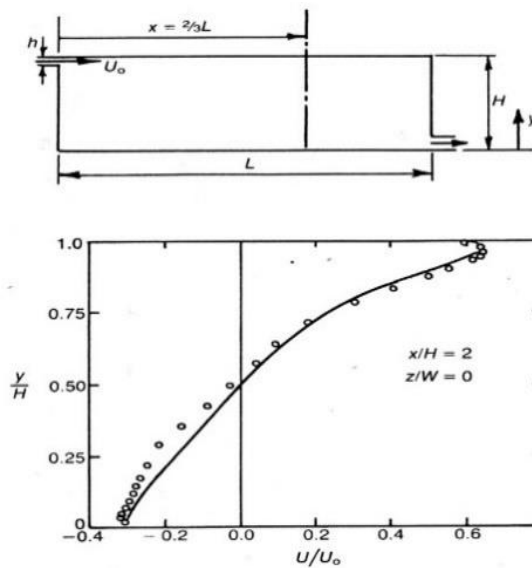
sıcaklığını, ν (m^2/s), mahale beslenen havanın kinematik viskozitesini belirtmektedir. Mahaldeki Re sayısı Denklem 1.23 ile hesaplanmıştır.

$$Re = \frac{D_h U_r}{\nu} \quad (1.24)$$

Müllejans, çalışmasında bir yüzeyden odayı ısıtıp tavandan soğutma havası göndermiştir. Yan yüzey ve taban, farklı çalışmalarda ısıtılmış ve elde edilen profiller, dağılımlar ve Ar sayıları birbirleri arasında karşılaştırılmıştır [31].

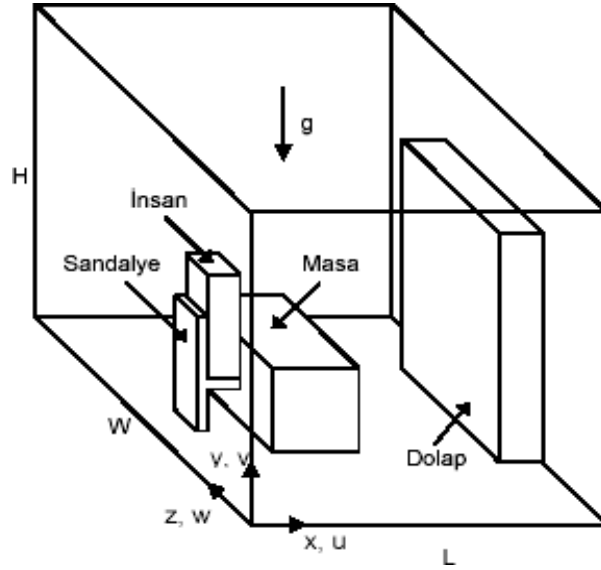
Nielsen, hyibrid yöntemi ve SIMPLE algoritması ile kapalı bir mahale gönderilen havanın hız bileşenlerini, k / ϵ türbülanslı yöntemi ile iki boyutlu olarak çözmüştür. Bu çalışma, kapalı mahalde eş sıcaklıklı akışın deneysel değerler ile simülasyon değerlerinin doğrulanmasını ve 3 boyutlu problemlerin 2 boyutta çözülebilirliğini doğrulamayı amaçlamıştır. 89,3mm boyunda kare bir kesitten, bu ölçünün 3 katı büyüklüğündeki bir mahale tavandan olacak şekilde hava akışı beslenmiş ve yine tavandan egzoz edilmiştir.

Bu çalışmada iklimlendirilen kapalı mekanlardaki eş sıcaklıklı ve iki boyutlu akışın simülasyonunu doğrulamak ve üç boyutlu havalandırma problemlerini iki boyuta indirgemek olarak iki amaç hedeflenmiştir. Deneysel çalışmada, hava hızları anemometresi aracılığıyla ölçülmüştür. Hava akışının Reynolds 5.000 ila 10.000 arası olduğu saptanmış ve Şekil 1.17 da $2/3xL$ ve üfleme açıklığının merkezi boyunca x-y düzlemindeki düzleminde elde edilen hız profillerini göstermektedir. [32].



Şekil 1.17. Deneysel ve simülasyon sonuçlarının karşılaştırması [32]

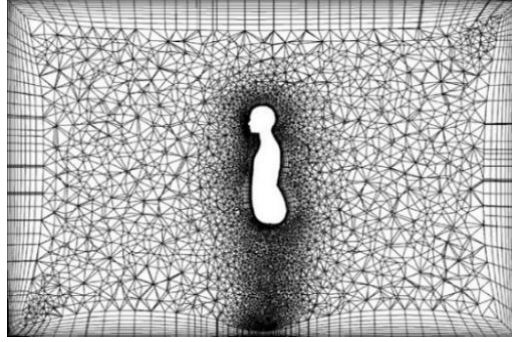
Başkaya ve Kuas, yapmış oldukları çalışmada, kapalı bir mahalde bulunan kişinin, soğutma havası gönderildiği esnada oda içerisindeki dolaşımını ve konfor dağılımını incelemiştir. Çalışması hem deneysel hem de nümerik çalışmalar içermektedir. Şekil 1.18 Nümerik analizi yapılmış odayı göstermektedir. Çalışmada, odaya beslenen türbülanslı hava akışı HAD ile incelenmiş ve odadaki hız ve termal dağılımlar elde edilmiştir. Çalışma, menfez konumlarını değiştirerek tekrarlanıp kişi üzerindeki konfora etkisi irdelenmiştir [33].



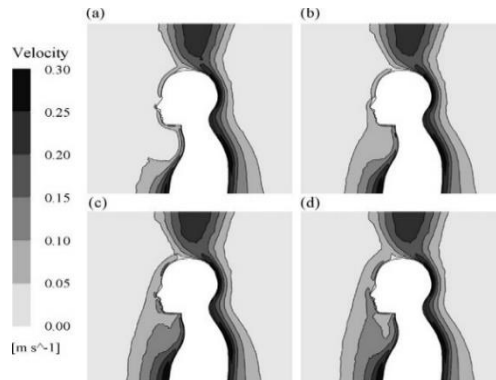
Şekil 1.18. Kuas ve başkaya, nümerik çalışması yapılan oda [33]

Gabeau, Everitt, Sinai, Deevy ve Voigth yapmış oldukları çalışmada, kapalı mahall içerisinde oturan bir kişinin, menfezin yerinin değiştirilmesi durumunda oluşan konfor değerleri sayısal ve HAD yöntemi ile incelenmiştir. Çalışmasında, odaya beslenen türbülanslı akışın tanı sıra, ısıtım etkisi de göz önünde bulundurulmuştur. İrdelenen sonuçlarda, insan bir ısı kaynağı vazifesi görmektedir. Şekil 1.19 ve 1.20, bu çalışmalarda elde edilmiş olan sonuçları özetlemektedir.

İnsan şeklinin geometrisi HAD aracılığıyla iki boyutlu olarak modellenmiş ve basitleştirilmiş geometride oluşabilecek hatalar engellenmiştir. Termal ısı kaynağı olan insan için ısıtım etkileri göz önünde bulundurulmuştur. HAD’da kullanılmış olan ısıtım modeli ve ölçümlerin sonuçlarının yakınsadığı görülmüştür. Buna ek olarak türbülans modeli zamanla değişken Eddy viskozitesi simülasyonu ile çözülmüştür. Termal konfor analizinde gerçeğe yakın insan modellenmesinin sonuçların doğruluğuna etkisinin oldukça fazla olduğu görülmüştür [34].

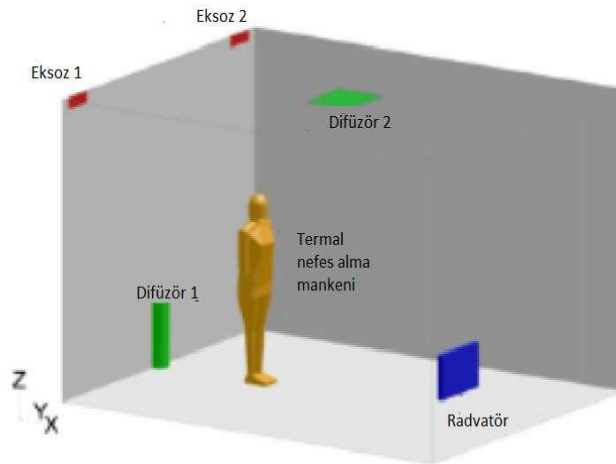


Şekil 1.19. Yer değiştirmeli model, mesh görünümü [34]



Şekil 1.20. Hız dağılımı, zamana bağlı görünüm (a) 0s, (b) 10s, (c) 20s, (d) 30s [34]

Villafruela, yaptığı çalışmada, kapalı bir mahal içerisinde farklı yerlerde konumlandırılan menfezlerin, oda içerisinde bulunan insanın hissettiği konfora etkisini incelemiş ve insanı bir ısı kaynağı olarak kullanmıştır. Çalışmadaki oda, 4,10x3,19x2,68m boyutlarında ve iyice izole edilmiştir, odadaki hava 21°C olarak sabit tutulmuştur. Menfez 0,3x0,3 boyutlarında kare şeklindedir ve tavandan besleme ve egzoz yapılmaktadır. Sayısal sonuçlardan elde edilmiş veriler ile nümerik model kıyaslanmıştır. Çalışma, Şekil 1.21’ de gösterilmiştir.



Şekil 1.21. Odadaki menfezlerin yerleşimi [34]

Einberg, endüstride kullanılan bir hava difüzörünü, HAD ile modellemiş, deneysel ve nümerik sonuçlarını karşılaştırmıştır. Çalışmasında, $k-\epsilon$ türbülans model kullanmış, difüzör çevresindeki izotermik olmayan hava akışının doğru öngörüldüğünü belirtmiştir. HAD ile deneysel verilerin birbirleri ile uygun olduğunu belirtmiştir.[35].

Öntaş, yaptığı çalışmada, kapalı bir mahalde bulunan havanın sıcaklık ve hız dağılımlarını sayısal ve nümerik olarak incelemiştir. Çalışmasında hem soğuk hem de sıcak dağılımları ayrı ayrı deneylerde incelemiştir.

İlk çalışmada hava sabit sıcaklıkta ortam havası içerisinde olacak şekilde yapılmış, diğer çalışmada soğuk akış, ortam havasına verilmiştir. Çalışmada yarık tip menfez kullanılmış olup, deneysel model HAD ortamında üretilmiştir.

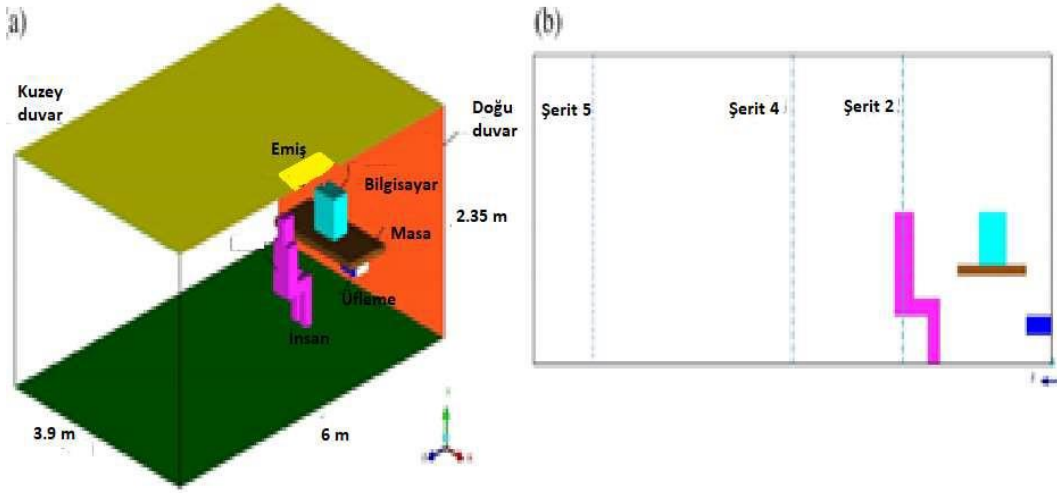
Çalışma, besleme havasının konumlarını yarık tipli menfezin tavanda daha etkin olduğunu, odada homojen bir dağılım sağladığını belirtmiştir. Kare tip menfez ile yapılan çalışmadaki konfor değerlerinin daha uygun olduğu belirtilmiştir. Yarık tip menfez insanda rahatsızlığa sebebiyet vermiştir.[36].

Eser, çalışmasında kapalı mahallerde cebri havalandırmayı kütle korunumu, türbülanslı model ve enerji dengesi açısından HAD ile incelemiştir. HAD'a ek olarak yapılan deneydeki termal ve hız profili dağılımları incelenip HAD sonuçlarıyla kıyas edilmiştir. Çalışmada, mahalın yaşam bölgesi olan mesafe (1,8m) de ölçülen hızların oldukça düşük seviyede olduğunu belirtmiştir. [37]

Kamar yaptığı çalışmada, bir cami içerisindeki termal konforun daha iyi şartlar sunması için bir yöntem bulmak istemiştir. Çalışmada hava sıcaklığı, nem, hava hızı ve radyasyon değerlerini belirli zaman aralıkları ile ölçüp PMV&PPD grafiklerine yerleştirmiştir. Yaptığı analiz ardından en ideal egzoz fanını konumlandırmak için HAD yardımıyla bir çalışma yapmış ve aldığı değerler ile termal konfor grafiklerindeki hissedilir konfor değerlerini teorik olarak iyileştirmiştir [38].

Ahmed çalışmalarında, kapalı mahallerde kullanılmak üzere egzoz havalandırma sistemi kavramını ortaya atmıştır. Çalışması Şekil 1.22' de gösterilmiş olup, egzoz havalandırma sistemi ile daha ideal termal konfor ve daha yüksek enerji tasarrufu sağlanacağını, ürettiği HAD modeli ile iddia etmiştir. termal konfor, enerji tasarrufu ve hava kalitesi üzerinde oluşan etkileri göstermek için, %35, %50 ve %65 olmak

üzere üç farklı devir daim havası sisteme beslemiş, performans değerlerini irdelemiştir. Ortaya attığı sistemin, HAD ile yaptığı analizler sonucunda %30' a kadar enerji tasarrufu ve %61' e kadar daha kaliteli hava sağladığını yapmış olduğu analizlerle ortaya koymuştur [39].



Şekil 1.22. (a) Valide edilen odanın perspektif görünüşü (b) ölçüm yerleri [39]

Kooi ve Niu yaptıkları çalışmada, tavandan soğutma, tabandan soğutma ve hava beslemesini HAD yöntemi ile termal konfor ve hava kirliliği açısından karşılaştırmışlardır. Yaptıkları çalışma sonucunda, tavandan soğutmanın, soğutma yükü 50 W/m² iken olmasına rağmen termal konfor ve verimlilik açısından daha uygun sonuçlar elde edildiğini belirtmişler [40].

Schellen yaptığı çalışmada, taban sıcaklığında oluşacak artışın, kişinin hissettiği konfora etkisini nümerik analiz ile incelemiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar, zemin yüzey sıcaklığının artmasının odadaki doğal taşınımı arttırıp, odada istenmeyen hava hareketlerine sebebiyet vererek termal konforu azaltıcı yönde etkileyeceğini belirtmiştir [41]

Sebarchievici ile Sarbu, düşük sıcaklıklarla çalışan ısıtma sistemleri olarak da adlandırılan tabandan ısıtma, tavandan ısıtma ve duvardan ısıtma yöntemlerini, çevre, performans ve enerji açısından nümerik ve sayısal olarak karşılaştırmıştır ve konfor değerlerini irdelemiştir. Düşük sıcaklıkta tabandan ısıtma sistemi diğerlerine göre daha iyi konfor şartları sunmuş, enerji tasarrufu sağlamış ve daha ekonomik olduğu görülmüştür. [42]

Bedir çalışmasında, 6x4x3 m boyutlara olan bir kapalı mahali radyant paneller ile ısıtma ve soğutma senaryolarına göre, HAD yöntemi ile incelemiş, geleneksel yöntemler ile enerji verimliliği açısından kıyaslamalarını yapmıştır. Elde ettiği sonuçlar, radyant ısıtmanın geleneksel sistemlere kıyasla, 1,1 °C düşük derecede çalıştığı ve enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür [43]

Sako yaptığı çalışmada, asimetrik yerleştirilmiş paneller ile ısıtılan kapalı bir mahalde oturan bir kişinin lokal sıcaklık dağılımlarını, lokal konforlarını incelemiştir. 25,5 °C ile 30,5 °C arasında değilken olan hava sıcaklığı, 11,5 °C ile 44,5 °C arasındaki panel sıcaklığı ve %40 ile %50 arasında bulunan bağıl nemler ile 35 farklı senaryo oluşturulmuştur.

Çalışmada elde edilen veriler, kişinin yüzey sıcaklığının odadaki dağılım uniform olmasa bile, kişinin termal denge prensibi gereği ortalama sıcaklığının uniform dağıldığı görülmüştür. Ek olarak omuz hizasındaki lokal konforsuzluk hem duyulur ısı hem de yüzey sıcaklığı ile gerçekleşen ısı kaybından kaynaklandığı belirtilmiştir. [44]

1.2. Tezin Amacı

Bina tasarımı esnasında en önemli parametre, bina içerisinde duran kişinin konfor ihtiyacıdır. Yapılan çalışmalardan birçoğu, ideal termal konfor koşullarının nasıl sağlanacağını belirlemeye yönelikken, iklimlendirilen odanın minimum düzeyde enerji tüketmesini de amaçlar. Genel anlamda, iklimlendirme sistemlerini taşınım ve radyasyonla ısı transferi olmak üzere etkileyen 2 parametre vardır. Geleneksel sistemler taşınım ile ısı transferi sistemi ile çalışır. Bu çalışmanın konusu da taşınım ile ısı transferidir.

Kapalı hacimlerde, termal konforun ideal seviyelerde uygulanabilmesi için birçok deneysel ve nümerik çalışma gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda, analiz süresi uzun ve tesisat maliyeti yüksek, nümerik çalışmalar ise günümüzde, teknolojik gelişmeler ile birlikte zor ve uzun bir hal almıştır. Günümüzde, bu çalışmalar bilgisayarlı ortamda, hesaplamalı akışkanlar dinamiği paket programları ile yapılmaktadır.

HAD yöntemi ile akış problemleri, ısı transferi mekanizmaları düşük toleranslarla, iterasyon yöntemi ile çözülebilmektedir. Bu programlar sayesinde kurgulanacak

doğru bir simülasyon, bize kapalı hacim içerisindeki termal konforun analiz edilmesi konusunda yardımcı olacak, maliyet ve zaman tasarrufu sağlayacaktır.

Havalandırma, kapalı mahalde bulunan havanın tazelenmesi amacıyla dış ortamları alışverişini sağlayarak yer değiştirmesi ve iklimlendirilmesidir. İklimlendirme ve havalandırma sistemleri, tanımlanmış varsayımlarda olacak şekilde, kişilerin ihtiyacı doğrultusunda talep ettikleri iç ortam havasının sunulmasını amaçlar. Kapalı mahaldeki havalandırma ihtiyacı, mahalin kullanım şekline göre değişkenlik gösterir. Aynı zamanda termal konfor talebi de karşılanmak zorundadır.

Bu çalışma, yaz şartlarında bulunduğu kabul edilen bir kapalı hacmin, tabandan soğutma ve tavandan soğutma yöntemleri ve farklı hava değişim katsayılarıyla sıcaklık ve hız dağılımlarını, ASHRAE 55 standardına göre incelemiş olup, hava değişim katsayılarını da birbirleri ile kıyaslamıştır.

Kapalı hacim içerisinde, ısı kaynağı olarak kabul edilen bir insan ve bilgisayar bulunmaktadır, oda içerisindeki hava akışı tam gelişmiş türbülanslı akış olarak kabul edilmiştir.

Bu çalışma, literatürden, çalışmada uygulanacak modele uygun bir referans çalışmanın deneysel ve simülasyon değerlerini alarak, referans çalışmadaki değerleri, HAD yöntemi ile Ansys Fluent ortamında simule edilip doğrulamayı ve doğrulanan simülasyonu aynı şekilde çalışmada kullanılacak modele uyarlamayı amaç eder.

Türbülanslı model çalışmasını baz alırken ve 1,3,5,10,15 hava değişim oranlarını sağlayacak hava hızları kapalı hacim içerisine gönderilmiş, bilek ve omuz mesafelerindeki sıcaklık ve hız dağılımları incelenip, ASHRAE-55 standardına göre elde edilen değerlerin konfor şartlarına uygunluğu sorgulanmıştır.

1.3. Hipotez

Türbülanslı model çalışmasını baz alınarak yapılan çalışmalarda, tabandan soğutma, klima ve tavandan soğutma uygulamalarının birbirleri ile kıyaslanması söz konusu edildiğinde, en ideal konfor aralığına saatte 5 ile 10 defa arasında mahale beslenen hava değişim katsayısı debisi ile ulaşılabilmektedir [37]. Bununla birlikte, türbülanslı model ile yapılan çalışmalarda, 1,3,5,10,15 hava değişim katsayılarıyla odaya beslenen temiz havanın, ASHRAE-55' e göre en ideal oranının ach_3 ile ach_{10}

arasındadır. Ach3 altı boğulma hissi, ach10 üzeri de üşüme hissine sebep olacaktır.

1.4. Tezin İçeriği

Kapalı bir mahalde, soğutma sisteminin doğru seçimi, yerleşimi ve hava değişim katsayısı oranıyla çalıştırılması, oda içerisinde bulunan kişinin hissettiği termal konfor açısından kritik önem taşımaktadır. Bu çalışma, literatürden alınmış referansın HAD ile doğrulanmasını, türbülanslı model kurgusunu, kapalı bir mahal soğutmayı ve Ansys Fluent çalışmasını içerir. 1,8x1,8x2,85 m boyutlarında kapalı bir mahalin klima, tabandan soğutma ve tavandan soğutmasını, HAD yöntemi ile nümerik olarak inceler.

Yapılacak çalışmanın tanımı, yöntemi, tez konusu, önemi, termal konfor tanımı, ölçüm yöntemleri, literatür taraması, tezin amacı ve hipotezi, Bölüm 1’ de anlatılmıştır. Doğrulama, nümerik analiz ve inceleme Bölüm 2’ de anlatılmıştır. Sonuçlar ve tartışma ise Bölüm 3’ de yer almaktadır.

KAPALI BİR MAHALİN SOĞUTULMASININ HAD YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

2.1 Türbülanslı Model Denklemleri ve Kapalı Mahal

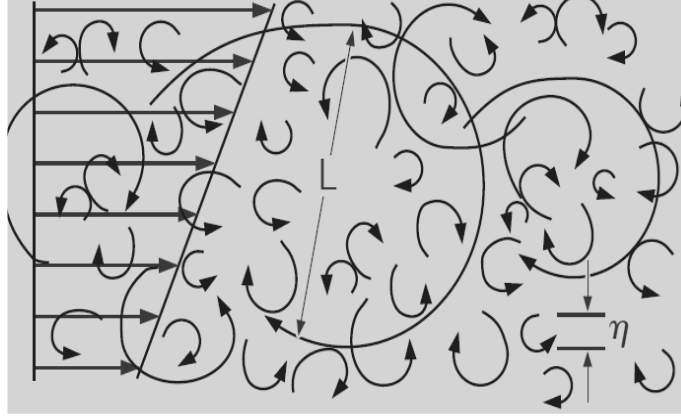
Havalandırma, bir kapalı mahal içerisinde bulunan havanın değiştirilmesi işlemidir. Bir iklimlendirme sistemi talep edilen konfor değerlerini, varsayımlar yaparak bu değerleri sağlamak amacıyla dizayn edilir. Kapalı mahalde ihtiyaç duyulan havalandırma miktarı, mahalın kullanım amacına göre değişir. Bu çalışma, yaz şartlarında bulunduğu kabul edilen bir kapalı hacmin, tabandan soğutma ve tavandan soğutma yöntemleri ve farklı hava değişim katsayılarıyla sıcaklık ve hız dağılımlarını, ASHRAE 55 standardına göre inceleyecek olup, hava değişim katsayılarını da birbirleri ile kıyaslayacaktır. Kapalı hacim içerisinde, ısı kaynağı olarak kabul edilen bir insan ve bilgisayar bulunmaktadır, oda içerisindeki hava akışı tam gelişmiş türbülanslı akış olarak kabul edilmiştir.

Bu çalışmada, kapalı bir mahal hacminin içerisindeki hava dağılımı, hız ve sıcaklık grafikleri, konfor seviyeleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) aracılığı ile incelenmiştir. Çalışmada, öncelikle literatürden alınan benzer çalışmalar referans alınıp simülasyonun doğrulanması yapılmıştır [37]. Literatürden alınan referans çalışmasında, mahalın üstünden bir kanal vasıtasıyla mahale giriş yapan hava akışkanı, aynı şekilde mahalın üstünden başka bir kanaldan odadan çıkmaktadır ve deneysel olarak odanın belirli bölgelerinden ölçümler alınmıştır. Referans çalışmanın şartları aynı şekilde Bilgisayarlı ortamda uygulanmış olup, ölçüm noktalarındaki hız ve sıcaklık değerleri, Bilgisayarlı ortamda kurulmuş simülasyondaki aynı noktalar ile kıyas edilmiş ve sonuçların benzer çıktığı görülmüştür. Simülasyon doğrulanması ardından aynı model, kendi çalışmamız için uygulanmıştır.

Bu çalışmada söz konusu olan mahal, kapalı ve izole edilmiş 1,80x1,80x2,85 m boyutlarında olup, yüzeyleri izole edilmiştir. Taban ve 1 yan yüzeyinde ısı geçişi olmadığı, adyabatik olduğu varsayılmıştır. Diğer yüzeyler radyasyon etkisi de göz önünde alınarak 30 derece hava sıcaklığının olduğu ortamda kabul edilmiştir. Oda

içerisinde ısı kaynağı olarak kullanılan 1 bilgisayar, 1 masa ve masaya oturan bir insan vardır. Bilgisayar ve insan, odadaki ısı kaynağı olarak kabul edilmiştir. Bilgisayar 25W gücünde sabit ısı yaymakta olup, insanın ise odada oturur vaziyette, metabolik aktivitesi 1,2 met olup 50-70W arasında ısı odaya sağlayıp ısı kaynağı olarak kabul edilmektedir. Bu çalışmada ışıınım etkileri de göz önünde bulundurulmuştur. Odaya sürekli olarak hava sağlayan havalandırma sistemi, 15 °C sıcaklığında ve ach1, ach3, ach5, ach10, ach15 debilerinde taze hava mahale sürekli besler. Mahaldeki bağıl nem %50, metabolik aktivite oda içerisinde oturma pozisyonuna denk gelen 1,2met ve kıyafet etkisi kısa şort ve tişört olarak 0,67 clo' dur. Odada oluşan akış türü hesaplama ile belirlenmiş ve türbülanslı olduğu görülmüştür. Dolayısıyla HAD' da türbülanslı model kurgulanmıştır.

Türbülanslı akış, Reynold sayısının orta ve yüksek olduğu, akışkanın mahal içerisindeki dağılımının üç boyutlu olarak kararsız ve rastgele olarak hareket etmesi durumudur. Kararsız olduğu için süreksizdir bu nedenle türbülans modelin çözümü, laminar çözüme göre daha karmaşık ve zordur. Aşağıda belirtilen Şekil 2.1. türbülanslı bir akışın alan içerisindeki dağılımını şematik olarak özetler.



Şekil 2.1. Türbilanslı akışın oda içerisinde dağılımı[41]

Türbülanslı akış genelde karmaşık ve zor problemlerdir ve matematiksel formüllere bağlı çözüm yöntemleri genelde doğru sonuçlar verememektedir. Bu nedenle, bu tür problemlerin çözümü için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmaktadır. Bu method Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği olarak da adlandırılmaktadır ve bu çalışmada, metottan HAD olarak bahsedilecektir.

HAD yöntemi için Ansys Fluent kullanılacaktır. Türbülans modelleri, büyük veya küçük ölçekte bir bölgeyi ele almak yerine, tüm bölgeyi analiz eder. Fluent,

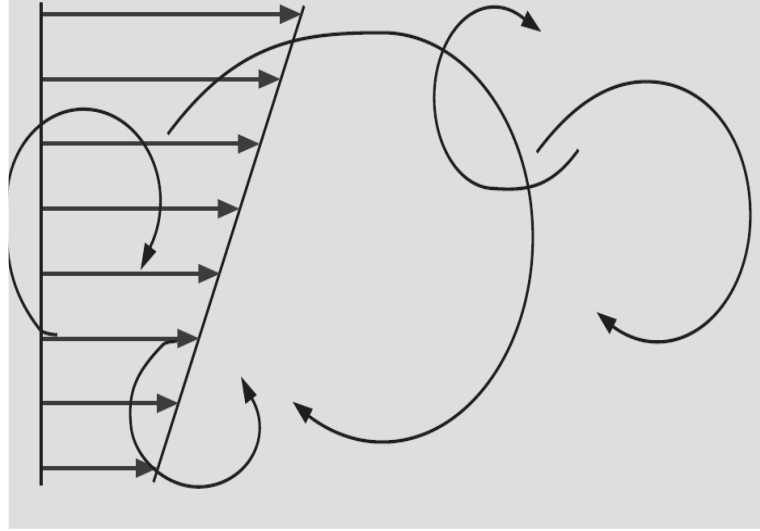
türbülanslı akışı modellemek için farklı çözüm yöntemleri kullanmaktadır. Bu yöntemlerden birisinin ötekine karşısında bir üstünlüğü olduğunu söylemek mümkün değildir, kurgulanan modele göre hepsi doğru sonuçlar vermektedir. Türbülans modelinin seçimi, akışın fiziği, çözülmek istenen problemin türü, 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 ortalama eşitliklerde karşımıza ekstra terimler çıkar. RONS modelinde, Navier Stokes denklemlerine ilave çözüm değişkenleri (zaman ortalama) olarak ortalama ve dalgalanma hız bileşenleri eklenir.

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 Ortalama Navier Stokes 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 bağlı olarak araştırmacılar Büyük Girdap Simülasyonu (BGS) (Large Eddy Simulation - BGS) adını verdikleri yeni bir yöntem geliştirdiler. BGS, DSS'ten farklı olarak Şekil 2.2' 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.

Buna ek olarak Eddy simülasyonu gerçekçi analizler yapmak için günümüzde gerekli duruma gelmiş, gelişen teknolojiler yardımıyla yüksek güç gerektiren problemlerin simülasyonları da yapılabilir hale gelmiştir. Eddy viskozitesi eşitlikleri günümüzde sonlu elemanlar yöntemi yardımı ve iterasyonlar aracılığıyla kolaylıkla çözülebilmektedir ve gelişmeye devam etmektedir.



Şekil 2.2. BGS simülasyonunda modellenen büyük ölçekli girdaplar [41]

2.1.1 Korunum Denklemleri ve Türbülans Modelleri

Bu çalışma akışın iki boyutlu, sürekli, sıkıştırılmaz ve sürekli olduğunu kabul ederek Eddy viskozitesi yaklaşımı aracılığıyla, ANSYS-Fluent' de kullanılan türbülanslı modelleri anlatır. Ansys Fluent algoritması Reynolds sayısı ortalamalı Navier-Stokes denklemleri aracılığıyla oluşturulmuştur. Öncelikle, hız bileşenleri denklem 2.1 ve 2.2'deki gibi ifade edilir.

$$v = v' + \bar{v} \quad (2.1)$$

$$u = u' + \bar{u} \quad (2.2)$$

Denklem 2.1 ve 2.2' de bulunan hız ifadeleri Navier-Stokes denkleminde yerine yerleştirildiğinde Reynolds gerilme ifadeleri Denklem 2.3 ve 2.4' de gösterilmiştir.

$$\sigma_x^R = - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u' u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho u' v'}) \quad (2.3)$$

$$\sigma_y^R = - \frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho v' u'}) - \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v' v'}) \quad (2.4)$$

Reynold gerilmesi aynı zamanda türbülans viskozitesi olarak da ifade edilebilir. Bu ifade denklem 2.5' de gösterilmiştir.

$$-\overline{\rho u' v'} = \mu_t \frac{\partial t}{\partial y} \quad (2.5)$$

Reynold gerilmelerine ek olarak enerji denklemlerindeki ilk şart süreklilik ve momentum denklemlerini sağlanmasıdır. Bu eşitlikler sırasıyla Denklem 2.6, Denklem 2.7 ve Denklem 2.8 ve Denklem 2.9' da belirtilmektedir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial(\overline{\rho u})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v})}{\partial y} = 0 \quad (2.6)$$

x-momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial(\overline{\rho u u})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v u})}{\partial y} \right) &= \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) &+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) \end{aligned} \quad (2.7)$$

y-momentum denklemi;

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial(\overline{\rho u v})}{\partial x} + \frac{\partial(\overline{\rho v v})}{\partial y} \right) &= -\rho g \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left((\mu + \mu_t) \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((\mu + \right. \\ \left. \mu_t) \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) &+ \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (2.8)$$

Enerji denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x} (\overline{\rho u C_p \bar{T}}) + \frac{\partial}{\partial y} (\overline{\rho v C_p \bar{T}}) = \frac{\partial}{\partial x} \left((k_t + k_i) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left((k_t + k_i) \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) \quad (2.9)$$

Belirtilen denklemlerde $\mu_t + k_i$ türbülanslı modelde, Eddy iletkenliği ya da Eddy viskozitesi olarak tanımlanabilirler.

Standart k/ε modeli; CFD simülasyonundaki bu karmaşıklık, genellikle, muntazam parçacık boyutu dağılımı ya da etkileşime girmeme gibi bazı basitleştirmelerle çözümlenir. Bu şekilde, hava akış değişkenleri ikiye ayrılabilir ve çok fazlı alt modelleri temel alarak sınıflandırmalar yapar. k & ε modelleri, aşağıdaki denklem çiftlerini baz alarak simülasyonlarını sürdürür [46].

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} k) = \nabla \frac{\mu_\epsilon}{\sigma_k} \nabla k + P + G - \rho \dot{\epsilon} \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial(\rho \dot{\epsilon})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{U} \dot{\epsilon}) = \nabla \left(\frac{\mu_\epsilon}{\sigma_{\dot{\epsilon}}} \nabla \dot{\epsilon} \right) + \frac{\dot{\epsilon}}{k} (c_1 [P + c_3 \max(G, 0)] - c_2 \rho \dot{\epsilon}) \quad (2.11)$$

Burada;

$$\begin{aligned} P = \mu_\epsilon \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \right. \\ \left. \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right\} \end{aligned} \quad (2.12)$$

$$G = g \left(\frac{\mu_\varepsilon}{\sigma_h} \right) \left(\frac{1}{\rho} \right) \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (2.13)$$

$$\mu_\varepsilon = \mu_{lam} + \mu_t \quad (2.14)$$

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.15)$$

μ_ε Eddy viskozitesi, μ_{lam} laminar viskozite, μ_t türbülans viskozitesidir. Katsayılar ise, $c_1 = 1.44$, $c_2 = 1.92$, $c_3 = 1.0$ ve $\sigma_h = 0,7$ olarak sabit değerlerdir. k/ε modelinde, türbülanslı kinetik enerjiye ve yayılma hızına bağlı olarak ifade edilen türbülans viskozitesi Denklem 2.16' da gösterilmiştir [46].

$$\mu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.16)$$

Mühendislik tüm türbülans modelleri kullanılıyor olsa da standart k/ε türbülans modeli tercih edilmektedir. Bu denklemdeki yayılma hızı ve kinetik enerji denklemleri, Denklem 2.17 ve Denklem 2.18' de gösterilmiştir [46].

$$\left(\frac{\partial \bar{\rho} u k}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\rho} v k}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \vec{\phi} - \rho \varepsilon + \frac{c_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.17)$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \bar{\rho} u \varepsilon}{\partial x} + \frac{\partial \bar{\rho} v \varepsilon}{\partial y} \right) &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \vec{\phi} - \\ &c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{c_\mu (1 - c_3) \beta \rho k}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (2.18)$$

Türbülans kinetik enerjisinin üretimi Denklem 2.19' da gösterilmiştir.

$$\vec{\phi} = 2 \left[\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 \quad (2.19)$$

Burada sabit olarak alınan $C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $C_3=1.0$, $C_4=0.0$, $C_\mu=0.09$, $\sigma_\varepsilon=1.30$, $\sigma_k=1.0$ ve $\sigma_t=0,90$ olarak tanımlanır. Bu eşitlikler standart k/ε modelinin denklemleridir. Türbülans modelleri C_μ ve yayılma hızı eşitliklerindeki farklılıklar sebebiyle birbirlerinden farklılıklar gösterir. Diğer türbülans modellerinde bulunan simetrik olmayan rotasyon tensörü W_{ij} ve simetrik deformasyon tensörü S_{ij} ile hız bileşeni V_k cinsinden Denklem 2.20 ve 2.21' de verilmiştir.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} + V_{ji}) \quad (2.20)$$

$$W_{ij} = \frac{1}{2} (V_{ij} - V_{ji}) + C_r \Omega_m \varepsilon_{mij} \quad (2.21)$$

Bu terimlerin kullanıldığı değişkenler denklem 2.22 ve 2.23' de tanımlanmıştır.

$$\eta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2S_{ij}S_{ji}} \quad (2.22)$$

$$\zeta = \frac{k}{\varepsilon} \sqrt{2W_{ij}W_{ji}} \quad (2.23)$$

RNG k-ε Türbülans Modeli; Bu modelde, $C_1\varepsilon$ katsayısı k/e modelden farklı olarak sabit değildir. , $C_1\varepsilon$ Denklem 2.24 ile tanımlanmıştır [46].

$$C_{1\varepsilon} = 1,42 - \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{\eta_\infty})}{1 + \beta\eta^3} \quad (2.24)$$

RNG k-ε türbülans modelde sabitler, $C_2=1.68$, $C_3=0.0$, $C_4=0.0$, $C_\mu=0.085$, $\sigma_\varepsilon=0.7$, $\sigma_k=0.72$, 2 , $\sigma_t=0.90$, $\eta_\infty=4.38$ ve $\beta = 0.012$ olarak tanımlanmıştır

k-ω ve SST Türbülans Modelleri; Bu model, türbülanslı kinetik enerji (k) ve ona bağlı olan özgül yayılma hızını (ω) ifade etmektedir. Bu modelin baz aldığı türbülans viskozitesi ve özgül yayılma hızı denklem 2.25 ve Denklem 2.26' da gösterilmiştir.

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad (2.25)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (2.26)$$

k- ω türbülans modelinde tanımlanan daimi türbülans kinetik enerji eşitlikleri Denklem 2.27 ve Denklem 2.28'de gösterilmiştir [46].

$$\frac{\partial \overline{\rho u k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v k}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \vec{\phi} - \rho \varepsilon + \frac{c_4 \beta \mu_t}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.27)$$

$$\frac{\partial \overline{\rho u \varepsilon}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v \varepsilon}}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_e} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + c_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \vec{\phi} - c_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{c_\mu (1 - c_3) \beta \rho k}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (2.28)$$

Olarak ifade edilir. Cidar duvarlarına yakın kısımlarda yapılacak analiz için bu modelin avantajlar sağladığı belirtilmektedir. $\sigma_\omega=2.0$, $\sigma_k=2.0$, ve $\beta = 0.075$ ve $\gamma=0.555$ bu modelde kullanılan sabitlerdir. SST modelinin k- ε ve k- ω modellerinin avantajlarını bir araya getirdiği belirtilmektedir. SST türbülans modelinde Denklem 2.27 ve 2.28' de belirtilen $P_t = \mu_t \vec{\phi}$ yerine $P_t = (\min \mu_t \vec{\phi}, C_{lmt} \varepsilon)$ özgül yayılma hızı eşitliğine ek olarak $\frac{(1 - F_1) 2 \rho \sigma_\omega^2}{\omega} \left[\frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} \right]$ ifadesi kullanılabilir [46].

Burada F1 karışımının bir fonksiyonu olarak ifade edilip, cidar duvarına yakın yerlerde 1, uzak bölgelerde ise 0 olarak ifade edilmektedir. Bu ifade aracılığıyla, SST türbülans model, cidar duvarına uzak yerlerde k-ε model gibi, cidar duvarına uzak

yerlerde ise k- ω model gibi davranmaktadır. Birleştirilmiş eşitlik Denklem 2.29' da gösterilmiştir.

$$\varphi = F_1\varphi_1 + (1 - F_1)\varphi_2 \quad (2.29)$$

Bu eşitlikte φ_1 ve φ_2 sembolleri sırasıyla k- ω ve k- ε modelde kullanılan katsayılardır. Burada sırasıyla $C_{\text{limt}}=1015$, k- ω modelde $\sigma_\omega=2.0$, $\sigma_k=1.176$, ve $\beta'=0.075$, $\gamma=0.5532$ k- ε modelde $\sigma_\omega=1.168$, $\sigma_k=1.0$, $\beta'=0.0828$, $\gamma=0.4403$ olarak ifade edilir [46].

2.2. Doğrulama

Giriş kısmında bahsedilmiş olduğu gibi, bu çalışmada prensip olarak literatür aracılığıyla, deneysel veriler içeren bir referans seçilmiş ve bu referans aracılığıyla simülasyon modelinin doğrulanıp, aynı modelin bu tezde bahsi geçen hipotezlere uygulanması yöntemi seçilmiştir [37].

Bu çalışmada herhangi bir deneysel düzenek içermemektedir, deneysel düzenek yerine literatürden, çalışılan konuya benzer bir referans seçilmiş, seçilen referansta yapılmış deneysel çalışma Ansys Fluent aracılığıyla yapılan modelde simule edilmiş ve referansta yapılan deneysel ölçümler ile, modelden aynı noktalardan alınan ölçümler birbirleri ile kıyaslanmıştır.

Literatür aracılığıyla yapılan doğrulama çalışması, kapalı bir mahaldeki termal konfor şartlarının deneysel ve analiz yol ile incelenmesini konu almaktadır [37]. Bu çalışma, ofis kapalı mahali için cebri havalandırmayı incelemiştir. Süreklilik şartlarını kabul ederek, kütle korunumu, türbülans enerjisi, türbülans momentum ve kinetik enerjisini tanımlı sınır şartlarıyla birlikte HAD ile incelemiştir.

Bu simülasyona ek olarak kapalı mahali taklit edecek şekilde deneysel bir düzenek kurulmuş, sıcaklık ve hız dağılımları ve kesitlerden alınan ölçümler birbirleri arasında karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada hava değişim katsayısı 5 olarak kabul edilmiştir. Sayısal analiz Ansys Fluent, CFD aracılığıyla yapılmıştır ve elde edilmiş olan sonuçlar mahalde bulunan insanın konforu açısından irdelenmiştir.

Çalışmanın özetinde bahsedildiği gibi, çalışmada deneysel bir düzenek kurulmuştur. Bu deneysel düzenek, 1,5m x 1m x 1m boyutlarında ve 5cmx5cm boyutlarında tavanına yerleştirilmiş kanala sahip, izole edilmiş bir mahaldir. Hava, bu mahale tavandaki kanal aracılığıyla 1,44 m/s hız ve 288K sıcaklık ile giriş yapmaktadır. Oda iyice yalıtılmış ve dış ortam 300K' de sabit tutulmuştur. Odadaki

hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Doğrulama yapılmış olan ölçüm düzeneği aşağıdaki görselde gösterilmiştir. Deneysek düzeneden, tabandan 25cm, 40cm, 60cm, 80cm ve 92cm' lik kesitlerden hız ve sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Deneysel düzeneden okunan hız ve sıcaklık değerleri, Ansys Fluent' de kurgulanan simülasyon modellerindeki aynı noktalar ile karşılaştırılmıştır.

Ayrıca, okunan değerler mesh doğrulaması da yapılarak birbirleri ile kıyaslanmıştır. Doğrulama çalışması düşük, orta ve yüksek mesh sayılı modeller olmak üzere 3 farklı mesh yoğunluğu ile tekrar koşturulmuş ve aynı noktalardan ölçülen değerler birbirleri arasında kıyaslanmıştır.

Tablo-2.1. Referans çalışmasında kullanılan deneysel düzener detayları[37]

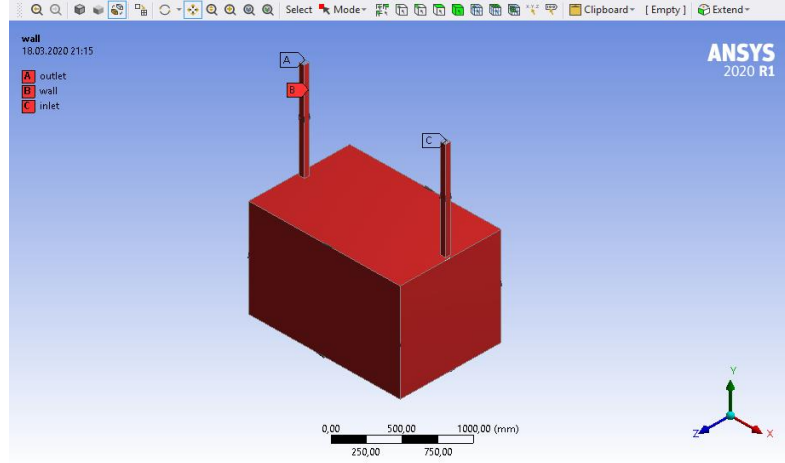
Ölçüler (m ²)	Besleme Kesidi (m ²)	Egzoz Kesidi (m ²)	Beslenen Havanın Hızı (m/s)
1,5x1x1	0,05 x0, 05	0,05 x0, 05	1,44



Şekil 2.3. Literatürden alınan referansta kullanılan deneysel düzener[37]

2.2.1 Mesh Model ve Mesh Modelin Doğrulanması

Literatürden alınmış olan ve Şekil 2.10' da gösterilen geometri, Ansys SpaceClaim aracılığı ile, Tablo 2.1' de verilen ölçüler baz alınarak modellenmiştir. Modelin kurulması için Ansys2020R1 sürüm kullanılmıştır. Mesh Model ve naming metodu Şekil 2.11' de verilmiş görselde özetlenmiştir. Buna ek olarak odanın sınırlarındaki hız gradyan ve dağılım profillerini incelemek amacıyla, mesh model köşe düzleştirmeleri (inflation) 50mm ve 6 katman olarak yapılmıştır.



Şekil 2.4. Ansys Spaceclaim ile modellenmiş deneysel oda

Display Display Style: Use Geometry Setting Defaults Physics Preference: CFD Solver Preference: Fluent Element Order: Quadratic Element Size: 50, mm Export Format: Standard Export Preview Surface Mesh: Yes Sizing Use Adaptive Sizing: No Growth Rate: 1,1 Max Size: 50, mm Mesh Defeaturing: Yes Defeature Size: Default (0,25 mm) Capture Curvature: Yes Curvature Min Size: Default (0,5 mm) Curvature Normal Angle: Default (10,°) Capture Proximity: No Bounding Box Diagonal: 3821,3 mm Average Surface Area: 5,3971e+005 mm² Minimum Edge Length: 0,19 mm Quality Check Mesh Quality: Yes, Errors Target Skewness: 0,8 Smoothing: High Mesh Metric: Skewness Min: 3,9399e-004 Max: 0,79366 Average: 0,20982 Standard Deviation: 9,608e-002 Inflation Assembly Meshing: Advanced Statistics	Details of "Inflation" - Inflation Scope Scoping Method: Geometry Selection Geometry: 1 Body Definition Suppressed: No Boundary Scoping Method: Geometry Selection Boundary: 6 Faces Inflation Option: Total Thickness Number of Layers: 5 Growth Rate: 1,2 Maximum Thickness: 50, mm Inflation Algorithm: Pre
---	--

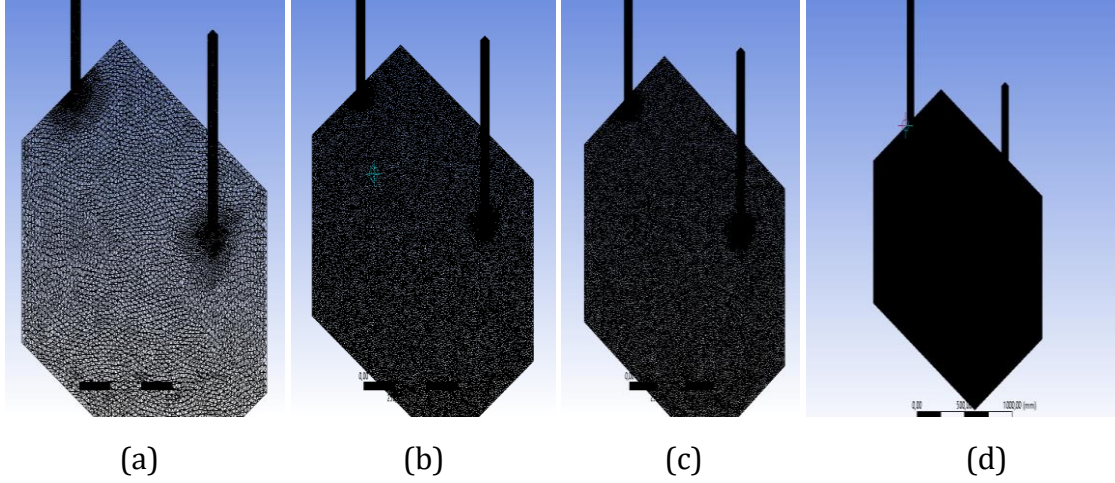
(a)

(b)

Şekil 2.5. Deneysel odanın mesh model detayları

Literatürden alınmış olan çalışmada 1.200.000 adet mesh ile simülasyon yapılmıştır. Bu çalışmada, doğrulamanın sağlanabilmesi için, düşük mesh sayısı, ortalama mesh sayısı, yüksek mesh sayısı ve çok yüksek mesh sayısı olmak üzere 4 farklı senaryo ile simülasyonlar yapılmış olup, aynı model koşturulmuştur ve sonuçları hem literatür çalışması verisi hem de kendi aralarında kıyaslanmıştır. Ayrıca kenarlardaki hız gradyanının dağılımını net görmek amacıyla inflation da yapılmıştır. Aşağıdaki görsellerde mesh analizi detaylı olarak gösterilmiştir. Düşük mesh sayısı içeren model Şekil 2.6.a' da gösterilmiş olup, 496,491 adet hücre ve 0,84847 Skewness sayısına sahiptir. Ortalama mesh sayısı içeren model Şekil 2. 6.b' de gösterilmiş olup, 1,631,504 adet hücre ve 0,84923 Skewness sayısına sahiptir. Yüksek mesh sayısı içeren model Şekil 2. 6.c' de gösterilmiş olup, 2,906,674 adet

hücre ve 0,84975 Skewness sayısına sahiptir. Çok yüksek mesh sayısı içeren model Şekil 2. 6.d' de gösterilmiş olup, 6,305,847 adet hücre ve 0,84988 Skewness sayısına sahiptir. Doğrulama için 4 farklı mesh sayısına sahip model üretilmiş, modelin mesh bağımsızlığı sağlanmıştır.



Şekil 2.6. Düşük, ortalama, yüksek ve çok yüksek mesh sayılı modelleri

2.2.2. HAD Model ve Sınır Şartları

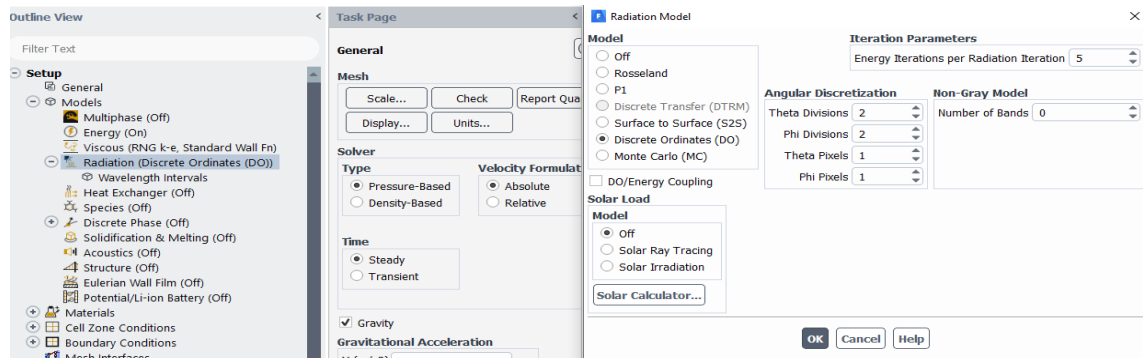
Literatür yardımıyla yapılmış olan doğrulama çalışmasına paralel olarak, akış daimî ve süreklidir, zamanın etkisi göz ardı edilmiştir. Akış tam gelişmiş türbülanslıdır. Türbülans modeli kurgulanmıştır. yerçekimi etkisi $-9,81 \text{ m/s}^2$ olarak -Y doğrultusunda eklenmiştir. Sistemdeki akışkan havadır. Havanın tam gelişmiş türbülanslı olarak odaya giriş yapmaktadır ve Enerji Denklemleri göz önünde bulundurulmuştur. Türbülanslı akışın etkisini analiz etmek için K & Epsilon / Reliabile model kullanılmıştır. Modelde radyasyon ve doğal taşınım etkisi de hesaba katılmak istenmiştir. Oda içerisine yerleştirilmiş ve ısı kaynağı vaziyetinde olan bir insan ve bilgisayar vardır.

Odaya giren hava aynı zamanda bu ısı kaynakları üzerinde de zorlanmış taşınım etkisi göstermektedir, bu etki de tezin çalışma konuları arasındadır. Odadaki bilgisayar, ortalama 25W ' da çalışan bir ısı kaynağı, odada bulunan insan ortalama 1,2 metabolik aktivitede olan ve $50\text{-}50\text{W}$ arası odaya ısı sağlayan bir ısı kaynağıdır. Odaya sabit sıcaklıkta 15°C ve 1,3,5,10,15 oranlarındaki debileri sağlayacak hızlarla hava gönderilmektedir. Oda dikdörtgen şeklindedir ve taban ve bir yan yüzey iyice izole edilmiş ve adyabatiktir. Odanın diğer yüzeyleri ve tavanından ısı geçişi vardır, radyasyon ve doğal taşınım etkileri göz önünde bulundurulmuştur.

Ayrıca yüzeyler 0,1m taş yünü izolasyon malzemesi ile izole edilmiştir. Dış ortam 30°C' dir, dış ortamdan yalnızca taşınım ve radyasyon etkisi ile odaya ısı geçişi olmaktadır. Isı geçişi, adyabatik olan 2 yüzeyde yoktur. Doğal taşınım ve ışıınım etkileri wall olarak isimlendirilen ve adyabatik olmayan yüzeyler üzerinde olacaktır. Işıınım etkilerini araştırmak için model, Discrete Ordinates, 5 Energy Iteration seçilerek açılmış, ısı geçişi olan ve wall olarak isimlendirilen yüzeyler, termal etkilerin gözlemlenmesi için Thermal Conditions mixed seçilmiştir ve izolasyon etkileri de göz önünde bulundurulmuştur. Türbülanslı modelin kurgulanması için, k & ε, Realizable model seçilmiş ve enerji denklemleri de göz önünde bulundurulmuştur. Solution Method olarak, Simple method ve Second Order methodolojisi seçilmiş, 500 iterasyon ile çözümler üretilmiştir. Aşağıdaki görseller, sınır şartları ve model detaylarını özetlemektedir.

Tablo-2.2. Ansys Fluent kullanılan sınır şartları

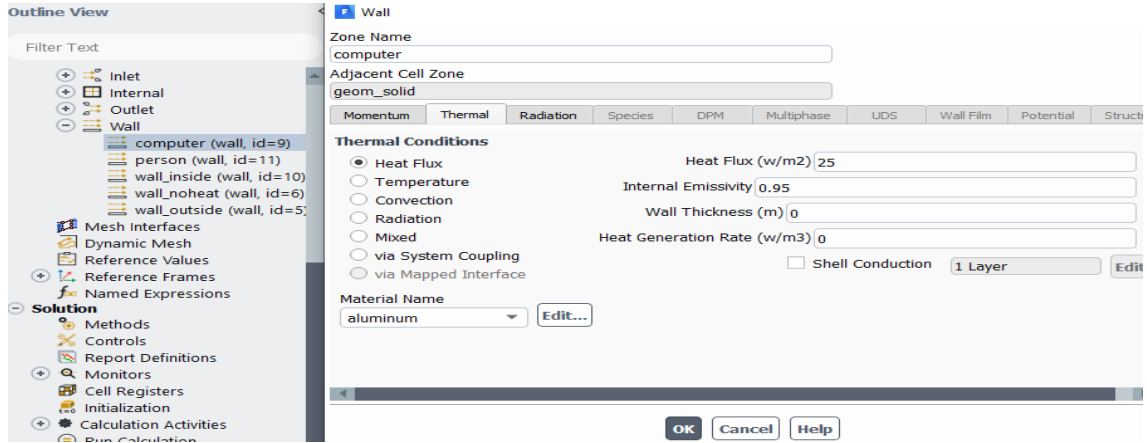
Bölge Adı	Açıklama	Mesh Naming	Sınır Şartı
Hava Girişi	Besleme	Inlet	Velocity-Inlet
Hava Çıkışı	Egzoz	Outlet	Pressure-Outlet
Taban	Adyabatik, ısı geçişi yok	wall_noheat	Wall
İyice yalıtılmış yan yüzey	Adyabatik, ısı geçişi yok	wall_noheat	Wall
Oda içerisindeki masa	Adyabatik, ısı geçişi yok	wall_inside	Wall
Tavan	Isı geçişi ve ışıınım var	wall_outside	Wall
Yan Yüzeyler	Isı geçişi ve ışıınım var	wall_outside	Wall
Oda içerisindeki İnsan	Isı geçişi ve ışıınım var	person	Wall
Oda içerisindeki bilgisayar	Isı geçişi ve ışıınım var	computer	Wall



Şekil 2.7. Ansys Fluent simülasyon model özeti

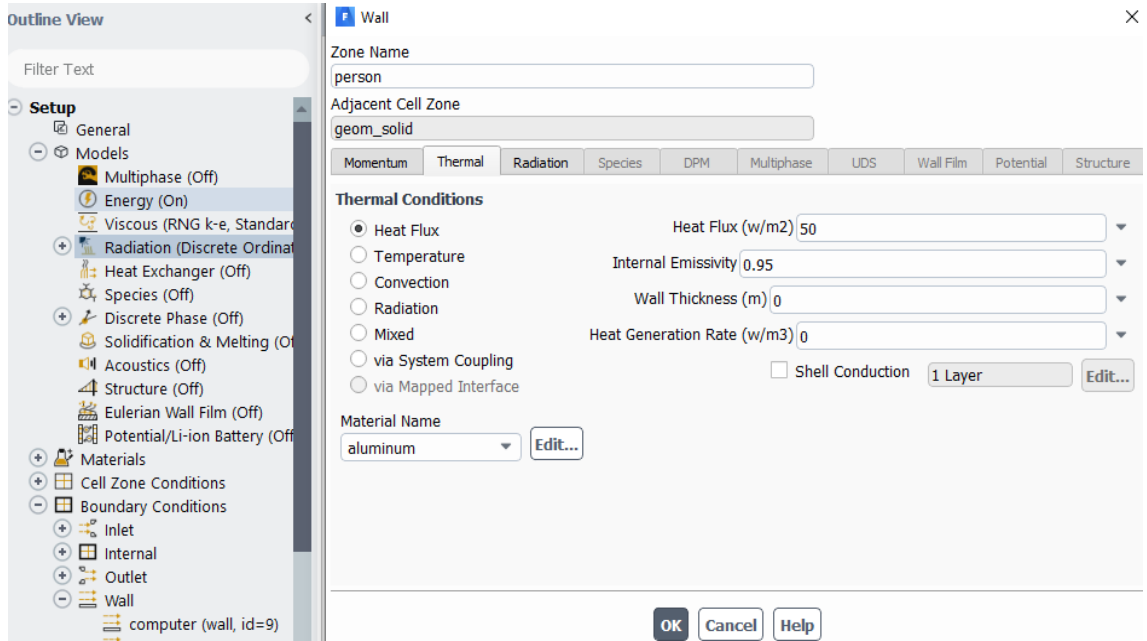
Radyasyon etkilerini görmek amacıyla, Discrete Ordinates seçilmiş olup energy iteration sayısı 5 olarak belirlenmiştir. Bu model, literatür doğrulaması için uygulanan model ile birebir aynıdır. Sınır şartları aşağıdaki görsellerde detaylandırılmıştır.

Computer; walls olarak seçilen 25W heat flux' a sahip ısı kaynağıdır ve %95 emissivity verilmiştir.



Şekil 2.8. Ansys Fluent odadaki bilgisayar sınır şartları

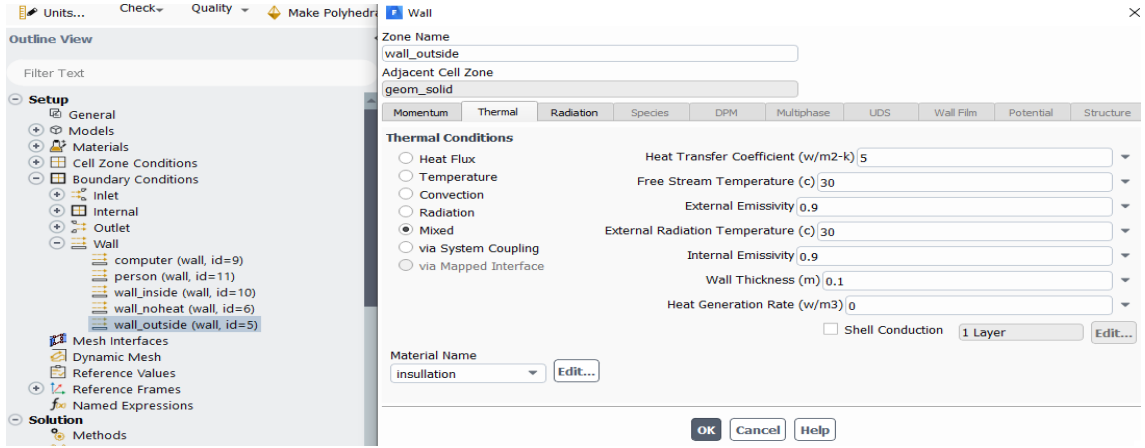
Person; walls olarak seçilen 50W heat flux' a sahip ısı kaynağıdır ve %95 emissivity verilmiştir [47].



Şekil 2.9. Ansys Fluent odadaki insan sınır şartları

Wall_noheat; ısı geçişi olmadığı varsayılp adyabatik kabul edilmiş ve radyasyon etkileri göz ardı edilmiştir.

Wall_outside; izole edilmiş olarak kabul edilmiş, dış ortam sıcaklığının 30°C dir. Radyasyon ve doğal taşınım, odaya ısı geçişi olmaktadır.



Şekil 2.10. Ansys Fluent dış duvar sınır şartları [49]

Inlet; Hava beslemesinin yapıldığı bölgedir, hava akışı 15 °C ve 1,3,5,10,15 ACH debileri ile mahale gönderilmiştir.

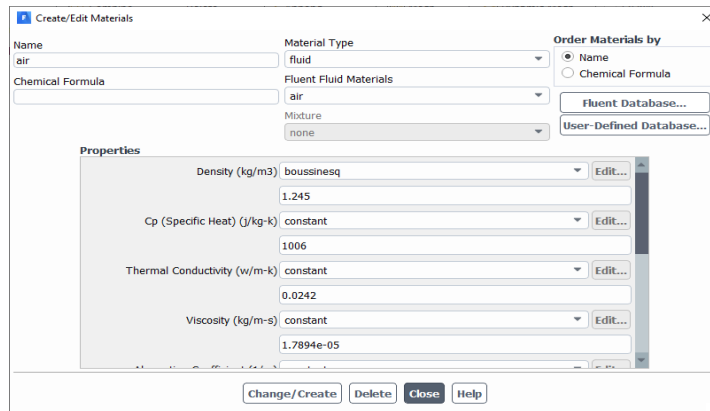
Outlet; Hava çıkışının olduğu bölgedir, Pressure outlet olarak seçilmiştir.

2.2.3. HAD Modelinde Kullanılan Akışkan

Kapalı mahal içerisinde kullanılan havanın özellikleri, termodinamik tablolarındaki değerlere göre baz alınmıştır. Simülasyon, termal konfor modellerini baz alınmıştır ve Boussinesq yaklaşımı uygulanmıştır. Mahal içerisinde ısınan havanın yükseleceği ve yoğunluğun sabit kalmayacağı da hesaba katılarak, hava yoğunluğu da boussinesq olarak seçilmiştir. Bu yaklaşımda yoğunluk sıcaklığın bir fonksiyonu olup değişkendir, bu eşitlik Denklem 2.30' da gösterilmiştir.

$$(\rho - \rho_o)g = \rho_o\beta(T - T_o)g \quad (2.30)$$

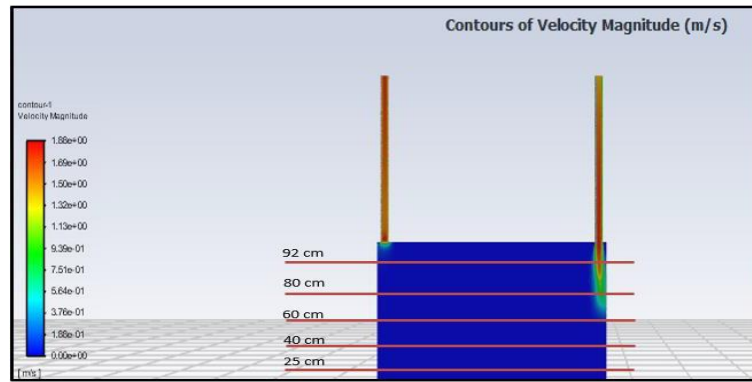
T_o ortam sıcaklığını, β termal genleşmeyi ve ρ_o akışkanın sabit yoğunluğu ifade eder. Çalışmada dış ortam 30 derecedir ve hava özellikleri termodinamik tablolarından 303K' e göre okunmuştur.



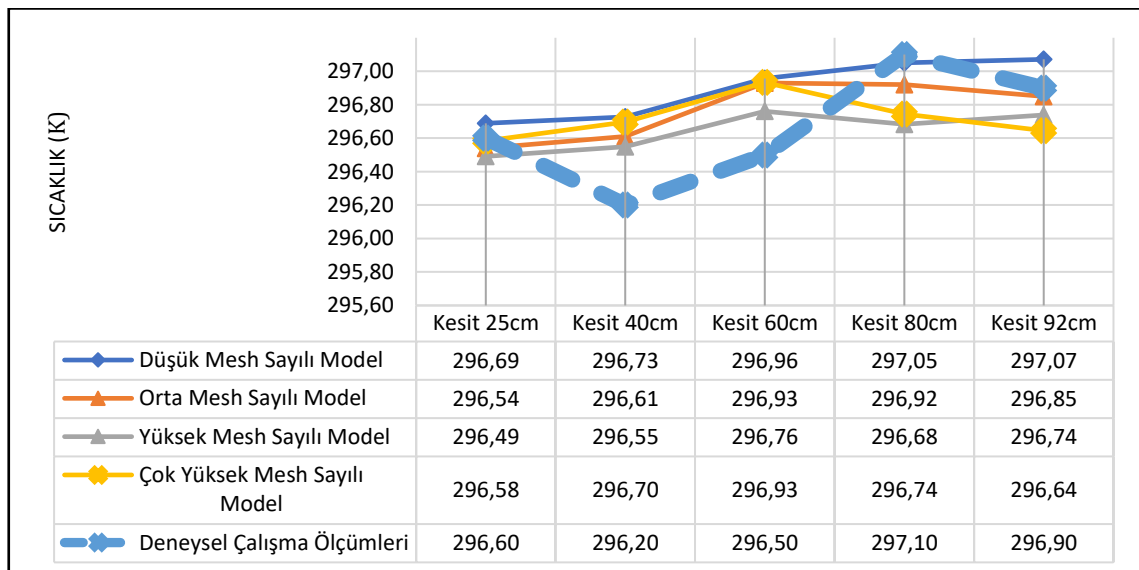
Şekil 2.11. Hava akışkanının özellikleri

2.2.4. Deney ve Simülasyon Sonuçları Karşılaştırılması

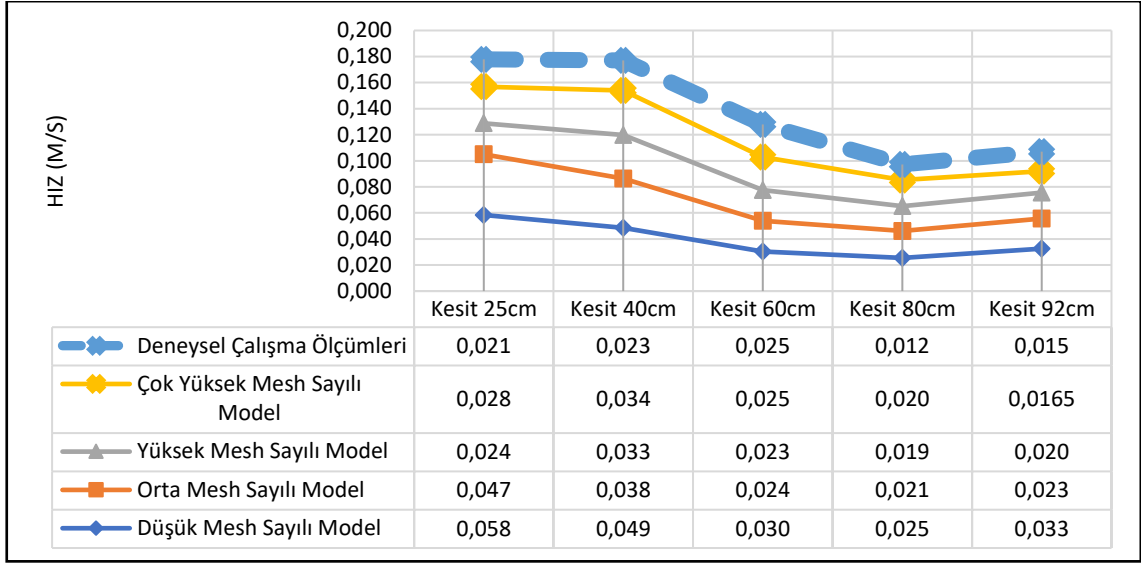
Bölüm 2.3.2.' de anlatıldığı gibi, referans çalışmada yapılmış olan deney düzeneği SpaceClaim aracılığıyla modellenmiş ve ağ yapısı modeli oluşturulmuş, deneysel çalışmadaki ölçüm noktalarıyla kıyaslanmıştır. Deneysel çalışma, mahalin tabandan 20cm, 40cm, 60cm, 80cm ve 92cm' lik kesitlerinden hız ve sıcaklık değerlerini ölçmüştür. HAD aracılığıyla Ansys' de kurgulanmış modelin ölçüm kesitleri . Şekil 2.11' de gösterilmiştir. Bu ölçüm noktalarına ek olarak, ağ yapısının doğrulanması için düşük, ortalama, yüksek ve çok yüksek hücre sayısına sahip 4 farklı model üretilmiştir. Üretilmiş olan bu modellerden aynı ölçüm noktalarında hız ve sıcaklık değerleri okunmuş hem birbirleri ile hem de deneysel çalışma ile kıyaslanmıştır. Böylece, simülasyonun doğruluğu sağlanmış ve buna ek olarak hangi ağ yapısının doğru sonuçlara yakın değerler verdiği bulunmuştur. Bu ölçümler sonucunda, bu çalışmada kurgulanacak simülasyon ve ağ yapısı belirlenmiştir.



Şekil 2.12. Deneysel çalışmanın ölçüm kesitleri [37]



Şekil 2.13. Literatür çalışması ve HAD simülasyonu sıcaklık karşılaştırması



Şekil 2.14. Literatür çalışması ve HAD simulasyonu hız karşılaştırması

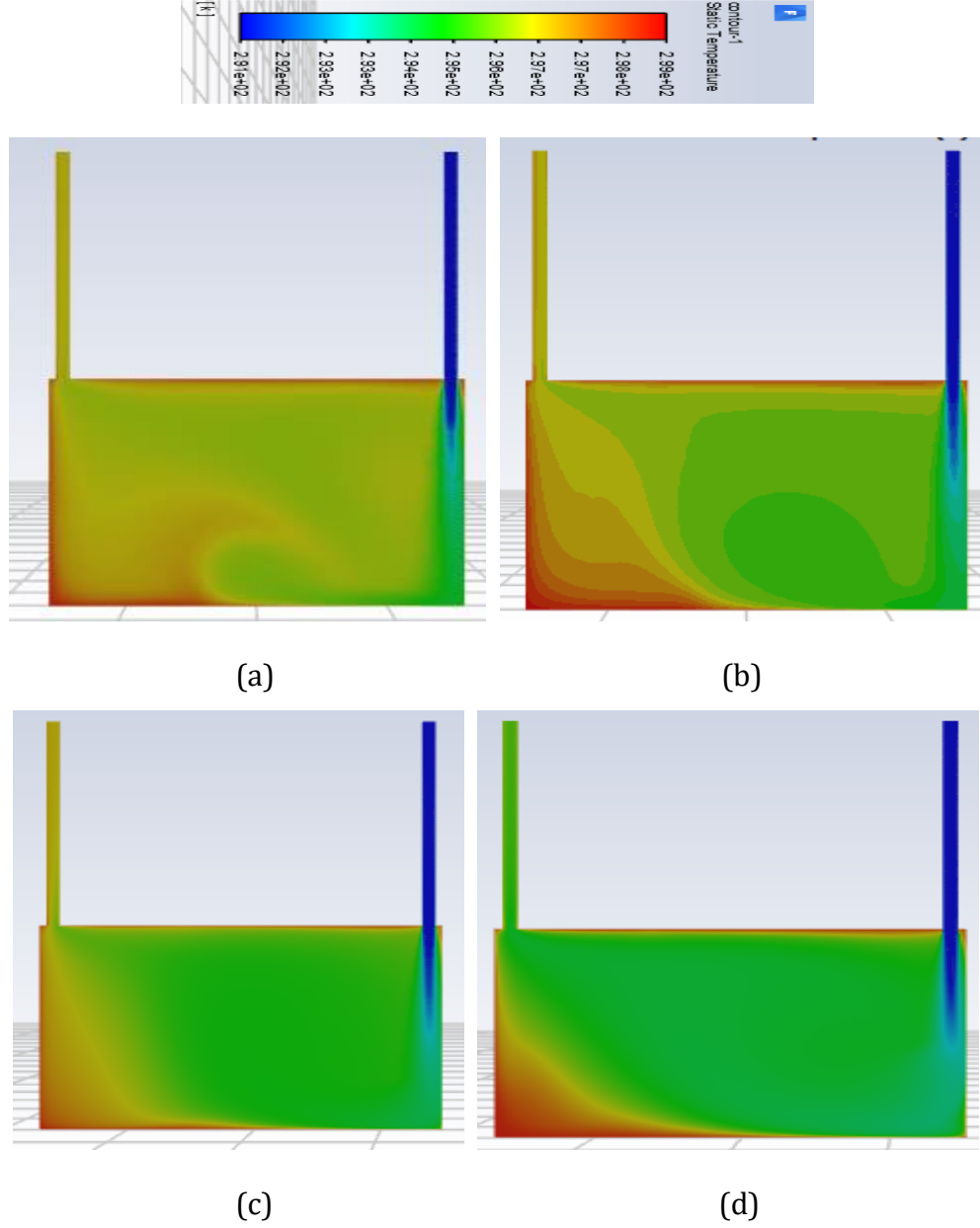
Karşılaştırmalarda, aynı ölçüm noktalarından okunan değerler, grafiklerde de görülebileceği gibi, birbirlerine oldukça yakındır. Özellikle, sıcaklığın ölçüldüğü noktalardaki değerler yaklaşık %99 oranında yaklaşık değerler elde edilmiş, belirli noktalardaki hız değerlerinde sapmalar meydana gelmiştir. Bu da ölçüm noktalarının deneysel noktalar ile tam olarak milimetrik hesap yapılamadığı şeklinde yorumlanmıştır.

Düşük, ortalama, yüksek ve çok yüksek mesh sayıları için yapılan karşılaştırmalarda yine yakın değerler elde edildiği görülmüştür. Çok yüksek sayılı mesh modeli ile yüksek sayılı mesh modelde alınan sonuçlar birbirine %100 oranında yakınsamıştır ve deneysel sonuçlara 2 mesh modeli de %99 luk oranda yakınsamıştır. Dolayısıyla, yüksek sayılı, yaklaşık 3 milyon hücre içeren modelin doğru sonuçlar verdiği görülmüş, tabandan, tavandan ve klima ile soğutma modelleri de yaklaşık 3 milyon hücre ile simüle edilerek mesh doğruluğu ispatlanmıştır. Bu şekilde, simülasyonun doğruluğu bu şekilde teyit edilmiştir. Kurgulanmış olan simülasyon, bu çalışmanın konusu olan bir mahalin soğutulmasının incelenmesi için birebir uygulanacak olup, sonuçları irdelenecektir. Buna ek olarak, yapılmış olan ağ yapılı modeller, Şekil 2.14' de sıcaklık dağılımları ile de gösterilmiştir.

Sıcaklık dağılımları incelendiğinde, yüksek ağ yapılı model ve çok yüksek ağ yapılı modellerin birbirine benzer Kontur dağılımlarına sahip oldukları görülmektedir. Yapılan incelemelerde, mertebeler aynıdır. Bu dağılımlar sonucunda, yüksek ağ yapılı model ve çok yüksek ağ yapılı modellerin oldukça yakın ve deneysel sonuçlara

benzer sonuçlar verdiği görülmüştür.

Bu nedenle, kapalı mahal analizinde kullanılacak olan ağ yapısı, sonuç değişmediği için yüksek ağ yapılı model olarak kurgulanacaktır. Kapalı mahal modellerinde yaklaşık 3 milyon hücre yapılarına sahip olacak ağ yapılı modeller olacaktır.



Şekil 2.15. Düşük ağ (a), ortalama yüksek ağ (b), yüksek ağ (c), çok yüksek ağ(d) yapılı modeller, sıcaklık dağılımı

Farklı ağ yapılarına sahip modellerin benzer sonuçlar verdiği görülse de yüksek ve çok yüksek ağ yapılı modellerin deneysel sonuçlara oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmüştür ve bu iki ağ yapısı üzerinde yoğunlaşmıştır.

2.3. Simülasyonlar

Bu çalışma 1,8x1,8x2,85 m boyutlarında, bir yüzeyi ve tabanı iyice yalıtılmış ve adyabatiktir. Yan yüzeyler ve tavandan ısı alışverişi olmaktadır. İncelenen kapalı mahal, dış ortamı 30 °C hava sıcaklığı sabit tutulan bir ortamda bulunur ve ışınlı ısı transferi etkileri de göz önünde bulundurulmuştur.

Mahal içerisinde ısı kaynağı olarak kullanılan bir bilgisayar, mahal içerisinde oturan bir insan ve masa bulunmaktadır. Mahalde bulunan bilgisayar 25W gücündedir ve ısı akısı 25W/m² alınmıştır ve ısı kaynağı olarak vaziyet görmektedir, oda ile mahal arasında ısı transferi vardır. Bilgisayar, ısı transferi ihmal edilmiş bir masa üzerinde durmaktadır. Bilgisayarın ölçüleri HP ProOne 600 AIO markalı bilgisayarın ölçüleri ve ortalama sıcaklığı firma kataloğundan alınmıştır. Mahal içerisinde bir kişi, oturur vaziyette bulunmaktadır ve kişinin metabolik aktivitesi gereği ısı akısı 50 w/m²' dir [47]. Odada bulunan bilgisayar gibi, insan da ısı kaynağı vazifesi görmektedir, mahal ile odada bulunan insan arasında ısı transferi vardır.

Bu çalışma, 30 °C dış ortam sıcaklığı olduğu ve üstte belirtildiği ısı geçişi koşullarında, kapalı bir mahalde oturur vaziyette bulunan insanın, bilgisayar da çalışır vaziyetteyken odanın tabandan, tavandan ve klima ile soğutulmasını inceler. Odaya beslenen 15°C hava ve hava değişim katsayısı 1,3,5,10,15 olduğu senaryolar ayrı ayrı Ansys Fluent aracılığıyla modellenmiştir. Bu değerler hem birbirleri ile hem de taban, tavan ve klima ile soğutulması durumunda odadaki hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiş, ayrıca insanın bilek mesafesi olan 0,1m ve omuz mesafesi olan 1,1m kesitlerindeki konfor değerlerini, ASHRAE-55'e göre incelemiştir. Kapalı mahalin hacmi 9,234 m³' dür. Tablo 2.2 hava değişim katsayısı (ach) 1,3,5,10 ve 15 olduğu durumlarda odaya gönderilen hava hızlarını, 3 farklı besleme şekline göre, detaylı şekilde göstermiştir. Karşılaştırmanın doğru şekilde yapılabilmesi için ACH dışındaki değerler sabit tutulmuştur. İncelenen değerlerde odaya beslenen hava sıcaklığı, dış ortam, insan ve bilgisayar sıcaklıkları sabit tutularak karşılaştırma yapılmıştır.

Elde edilen sonuçlar hem ACH sonuçlarının karşılaştırılması olarak irdelenmiş, hem de ANSI/ASHRAE Standard 55 standartlarına göre ayak hizası ve omuz hizasından alınan kesitler ile hız, sıcaklık değerleri okunarak konfor değerleri

irdelenmiştir. Bu sonuçları irdelemek için, literatür ile doğrulanmış olan CFD model ve metodolojisi kullanılmıştır. Oda içerisinde bulunan insanın konfor değerleri ASHRAE-55' e göre incelenirken, odadaki bağıl nem %50, metabolik aktivite oda içerisinde oturma pozisyonuna denk gelen 1,2met ve kıyafet etkisi kısa sort ve tişört olarak 0,67 clo' dur ve bu değerlere göre analizler yapılmıştır. Tablo 2.3 bu çalışmada araştırılmış olan tabandan soğutma, klima ile soğutma ve tavandan soğutma sistemlerinde, odaya giriş yaparken oluşan hız ve kütledebileri göstermektedir. Difüzör alanları da Tablo 2.3 içerisinde kesit alanı olarak gösterilmiştir.

Tablo-2.3. Kapalı mahalde kullanılan debi, hız ve ACH değerleri

ACH (1/h)		ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
Soğutma Sistemi	<i>Kütleli Debi (kg/s)</i> $\dot{m} = \rho A_s v$	9,23	27,7	46,17	92,34	138,51
Tabandan Soğutma (Kesit Alanı 0,15 m ²)	<i>Hava Hızı (m/s)</i>	0,0057	0,0171	0,0285	0,1710	0,2565
	<i>Kütleli Debi (kg/s)</i> $\dot{m} = \rho A_s v$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471
Klima (Kesit Alanı 0,16 m ²)	<i>Hava Hızı (m/s)</i>	0,0171	0,0513	0,0855	0,0570	0,0855
	<i>Kütleli Debi (kg/s)</i> $\dot{m} = \rho A_s v$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471
Tavandan Soğutma (Kesit Alanı 0,0225 m ²)	<i>Hava Hızı (m/s)</i>	0,1140	0,3420	0,5700	1,1400	1,7100
	<i>Kütleli Debi (kg/s)</i> $\dot{m} = \rho A_s v$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471

Kapalı mahal analizi, içerisinde yerleştirilecek ve ısı üretimi olarak kullanılan insan ve bilgisayar ile yapılacak ve bu durumdayken, mahal havalandırılacaktır. Odada gerçekleşen ısı kaybı ve kazancı, sırasıyla tabandan soğutma, klima ve tavandan soğutma için hesaplanmıştır.

2.4. Soğutma Sistemlerinin Geometrik Gösterimleri

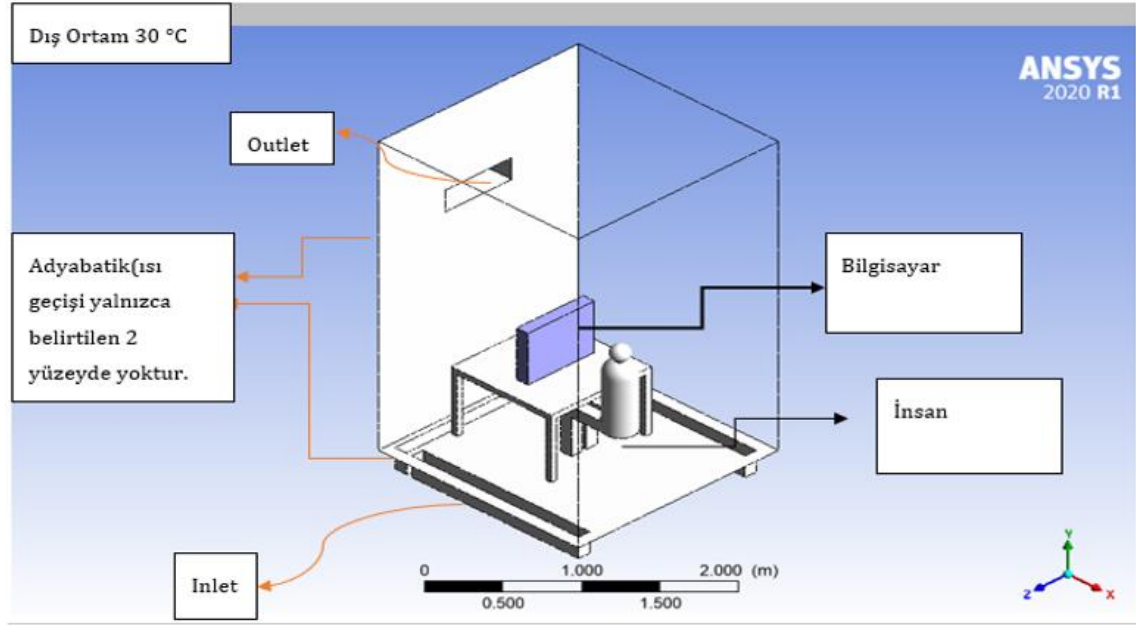
2.4.1. Tabandan Soğutulan Mahal Geometrik Gösterim

Tabandan soğutma ile iklimlendirilen kapalı mahal Ansys SpaceClaim aracılığıyla modellenmiştir, model detayları aşağıdaki görselde gösterilmektedir. Odanın boyutları, 1,8x1,8x2,85 m' dir. Kapalı mahal içerisinde Şekil 2.15' de gösterildiği gibi, 3 adet havalandırma kanalı bulunmaktadır ve ölçüleri 150mm x 10mmx10mm' dir. SpaceClaim ile yapılmış modelin detayı ve perspektif görünüşü Şekil 2.16' da gösterilmiştir. . Tabandan soğutma ile soğutulan mahal modeli için, oda içerisinde bulunan elemanlar Tablo 2.4' de gösterilmiştir. Ayrıca oda içerisinde iyice yalıtılmış

ve adyabatik olan yüzeyler Şekil 2.16' da gösterilmiştir.

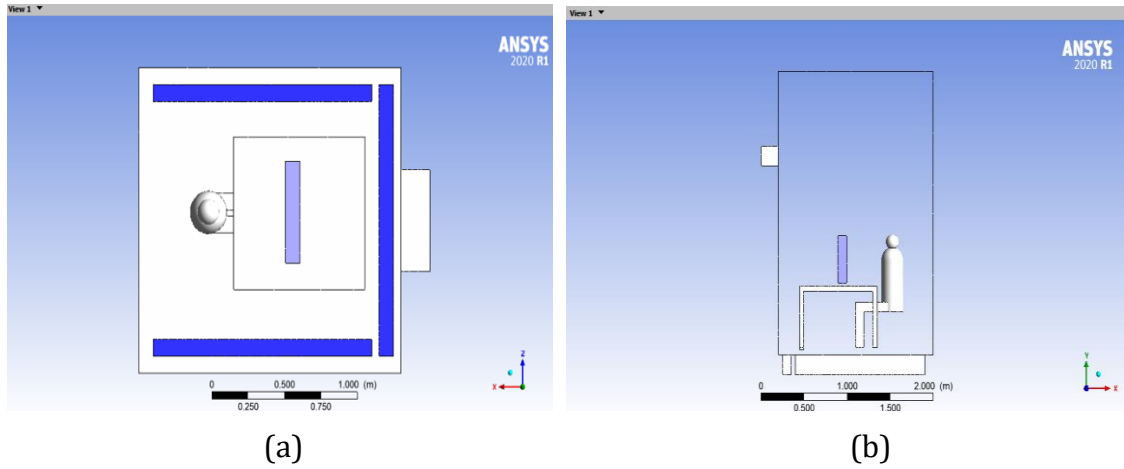
Tablo-2.4. Tabandan soğutma sistemi, mahal içerisinde bulunan elemanlar

Tabandan Soğutma Sistemi	
Elemanlar	Uzunluklar (m)
Kapalı Mahal	1,8x1,8x2,85
Masa	0,9x0,9x0,65m
İnsan	1,80 boyutunda, 85 kg, kapalı mahalde oturur vaziyette
Bilgisayar	0,475x0,6x0,1m
Besleme Kesidi	0,15x0,01x0,01m
Egzoz Kesidi	0,6x0,2m



Şekil 2.16. Tabandan soğutma sistemi perspektif gösterim

Odanın tabanına, kenardan 100mm ve yanlardan 150mm olarak, merkezli şekilde yerleştirilmiştir, Şekil 2.17 odadaki yerleşimi detaylı olarak göstermektedir.



Şekil 2.17. Tabandan soğutma üstten ve yandan gösterim

Tablo 2.5 Tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahaldeki ısı kaybı hesabını göstermektedir. Tabloda ach1 değeri ile beslenen odada, duvarlardan ve tavandan olan ısı kazancı olduğu görülmektedir. Başka bir deyişle, oda ach1 değeri ile soğutulurken, soğutma yükü 30 °C olan dış ortamı yenmeye yetmemiş, odanın içerisi daha sıcak olmuştur. Saatte hava değişim sayısı arttıkça, odanın dış ortama ısı verdiği görülmektedir. Odadaki insan ve bilgisayar, sabit ısı akıları ile ortamda ısı kaynağı vazifesi görmektedir. Odaya beslenen hava debisi arttıkça, dış ortamdan mahale ısı girişi artmış, aynı şekilde egzoz ve besleme kesitinden ısı çıkış miktarı artmıştır. Tablo, duvarlar ve tavan ile dış ortam arasında doğal taşınım ve ışınila oluşan ısı transferini ve mahal içerisinde, insan ve bilgisayar sebebiyle üretilen ısınin hesaplanmış halini göstermektedir. Ayrıca mahal içerisinde zorlanmış taşınımla ısı transferi de olmaktadır. Besleme ve egzoz kesidi olarak bu geçiş de tabloda gösterilmiştir.

Tablo-2.5. Tabandan soğutma sistemi, kütle dengesi

Kütle Dengesi Hesabı						
Girdiler		ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
$A_{s,besleme\ kesidi} = 0,45m^2$ $A_{s,egzoz\ kesidi} = 0,15m^2$ $\rho = 1,224\ kg / m^3$ $\dot{m} = \rho v A_s$	$v_{giren} (m/s)$	0,0057	0,0171	0,0285	0,1710	0,2565
	$\dot{m}_{giren} (kg/s)$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471
	$v_{çıkan} (m/s)$	0,022	0,067	0,112	0,226	0,340
	$\dot{m}_{çıkan} (kg/s)$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471

Tablo 2.5 aynı zamanda kütle dengesini de özetlemektedir. Mahalde akış sürekli, dolayısıyla kütle eşitliği denklem 2.31' da olduğu gibi sağlanmaktadır [47, 48].

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_{giren} - \dot{m}_{çıkan} = 0 \quad (2.31)$$

Tablo 2.6 tabandan soğutma sistemi ile soğutulan kapalı mahale giriş yapan akışkanın Reynold sayılarını ve mahal içerisinde oluşan havanın akış türünü göstermektedir. Mahal içerisine giriş yapan akışkan hidrolik çaptan mahal içerisine girdiği anda, Reynold sayısı değeri ölçülmüş ve akış türü analiz edilmiştir. Kesitlerde alınan tüm hız değerlerinin tamamında, Re_{kr} 10.000 değerinden büyük olduğu görülmüştür. Dolayısıyla, odada oluşan akış bilek kısmında dahi tam gelişmiş türbülanslı akış olarak oluşmaktadır. Bilek ve omuz mesafesinde oluşacak olan girdapçıklar (girdaplar) Bölüm 3' de incelenecektir. Burada D_h hidrolik çap, ρ öz kütle, μ dinamik viskozite, v bölgesel hızdır [47, 48].

Tablo-2.6. Tabandan soğutma sistemi, Reynold sayıları

Kütle Dengesi Hesabı						
Girdiler		ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
$D_h = \frac{4Alan}{çevre} = 0,375m$ $\rho = 1,224 m^3 / kg$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} kg/ms$ $Re = \rho v D_h / \mu$	$v_{giren} (m/s)$	0,0057	0,0171	0,0285	0,1710	0,2565
	Reynold Sayısı (10^4)	0,42	1,27	2,12	4,24	6,36
		Türbülans	Türbülans	Türbülans	Türbülans	Türbülans

Duvarlar ve tavanda ortam ile doğal taşınım ile ısı geçişi olmaktadır. Duvarlar, tavan ve ortam arasında olan ısı transferinin hesaplanmış Grashof ve Rayleigh sayıları, mahale beslenen tüm hava değişim katsayısı senaryoları için hesaplanmıştır. Odaya beslenen tüm debilerde, tavan ve yan yüzeylerdeki boyutsuz sayılar hesaplanmıştır. Tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahale ait bu boyutsuz sayılar, Tablo 2.7 ve Tablo 2.8' de gösterilmektedir. Burada ρ öz kütle, g yerçekimi ivmesi, L_c kritik uzunluk, β , genleşme katsayısı, μ dinamik viskozitedir [47, 48].

Tablo-2.7. Tabandan soğutma sistemi, yan duvar, Grashof ve Rayleigh sayıları

Tabandan Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Bölge	Δt (K)	Grashof Sayısı (10^7)	Rayleigh Sayısı (10^7)
$Gr = \frac{\rho g \beta \Delta t L^3}{\mu^2}$, $Ra = Gr \cdot Pr$ $g = -9,81 m/s^2$, $\rho = 1,224 m^3 / kg$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} kg/ms$, $L_c = 0,1m$ $\beta = 1/T_f K^{-1}$	ach1	Yan Yüzey	272,80	0,28	0,2
	ach3	Yan Yüzey	277,50	21,56	15,18
	ach5	Yan Yüzey	278,36	27,4	19,29
	ach10	Yan Yüzey	279,95	35,53	25,01
	ach15	Yan Yüzey	280,97	40,72	28,66

Tablo 2.8 levha şeklinde olan tavanın duruşu sebebiyle değişen kritik çaptan dolayı oluşan tavan kesidinin boyutsuz sayılarını göstermektedir.

Tablo-2.8. Tabandan soğutma sistemi, tavan, Grashof ve Rayleigh sayıları

Tabandan Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Bölge	Δt (K)	Grashof Sayısı (10^7)	Rayleigh Sayısı (10^7)
$Gr = \frac{\rho g \beta \Delta t L^3}{\mu^2}$, $Ra = Gr \cdot Pr$ $g = -9,81 m/s^2$, $\rho = 1,224 m^3 / kg$ $\beta = 1/T_f K^{-1}$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} kg/ms$, $L_c = 0,375m$	ach1	Tavan	272,20	2,71	1,91
	ach3	Tavan	274,68	6,19	4,36
	ach5	Tavan	275,04	10,43	7,34
	ach10	Tavan	277,1	20,96	14,76
	ach15	Tavan	278,62	28,71	20,21

Boyutsuz sayıların analizi yapıldıktan sonra, mahal içerisi kontrol hacmi olarak belirlenmiş olup hacim içerisindeki enerji dengesi analizi yapılmıştır.

Mahal içerisine giren ve mahalden çıkan ısı kaybı hesabı Tablo 2.9' da gösterilmiştir. Ayrıca, tabloda mahal içerisine doğal taşınım, ışınlama, ısı akısı ve zorlanmış taşınım gerçekleşen ısı transferinin hesaplanması da ampirik olarak ifade edilmiştir. Buna ek olarak, enerji dengesi ifadesi de denklem 2.31 olarak ifade edilmiştir [47, 48].

Enerji Dengesi; (2.32)

$$\dot{Q}_{giren} - \dot{Q}_{çıkan} + \dot{Q}_{üretilen} = 0 \quad , \quad \dot{Q}_{çıkan} = \dot{Q}_{egzoz\ kesidi} + \dot{Q}_{duvar} + \dot{Q}_{tavan}$$

$$\dot{Q}_{üretilen} = \dot{Q}_{insan} + \dot{Q}_{bilgisayar} \quad , \quad \dot{Q}_{giren} = \dot{Q}_{besleme\ kesidi} = \dot{m} \cdot c_p \Delta t$$

$$\dot{Q}_{duvar} = \dot{Q}_{doğal\ taşınım} + \dot{Q}_{ışınım} \quad , \quad \dot{Q}_{tavan} = \dot{Q}_{doğal\ taşınım} + \dot{Q}_{ışınım}$$

$$\dot{Q}_{besleme\ kesidi} - (\dot{Q}_{egzoz\ kesidi} + \dot{Q}_{egzoz\ kesidi} + \dot{Q}_{duvar} + \dot{Q}_{tavan}) + \dot{Q}_{insan} + \dot{Q}_{bilgisayar} = 0$$

Mahal içerisindeki duvarlarda oluşan sınır şartları ve ısı geçişleri Tablo 2.2' de anlatılmıştı. Burada, ısı geçişi olan yüzeyler üzerinde, dış ortamla termal dengede olan duvarlar üzerinde, doğal taşınım ve ışınlama oluşan ısı geçişi Denklem 2.32' de gösterilmiştir.

Odaya beslenen hava aracılığıyla oluşan cebri taşınım da Tablo 2.9' da gösterilmiştir. Odada insan ve bilgisayar sabit ısı akısı ısı kaynağı olarak görev yapmaktadır.

Tablo-2.9. Tabandan soğutma sistemi, ısı kaybı hesabı

$\dot{Q}_{doğal\ taşınım} = hA_s\Delta t$ $\dot{Q}_{ışınım} = \varepsilon\sigma A_s(T_s^4 - T_{\infty}^4)$ $\dot{Q}_{egzoz\ kesidi} = \dot{m} \cdot c_p \Delta t$ $\dot{Q}_{insan} = \dot{q}_{insan}A_{s,insan}$ $\dot{Q}_{bilgisayar} = \dot{q}_{bilg}A_{s,bilg.}$ $\dot{q}_{insan} = 50 \text{ W/m}^2$, $A_{s,ins} = 1,16 \text{ m}^2$ $\dot{q}_{bilg} = 25 \text{ W/m}^2$, $A_{s,bilg} = 0,76 \text{ m}^2$ $\varepsilon = 0,95$, $\sigma = 5,6 \times 10^{-6}$ $h = 5 \text{ W/m}^2\text{K}$, $A_s = 5,13 \text{ m}^2$	Isı Kaybı Hesabı (W)					
	Eleman	ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
	Duvar ve Tavan	-18,1	24,54	43,44	69,55	136,6
	Besleme ve Egzoz Kesidi	-54,9	-94,3	-116,3	-182,7	-219,6
	İnsan	58,3	58,3	58,3	58,3	58,3
	Bilgisayar	19,6	19,6	19,6	19,6	19,6

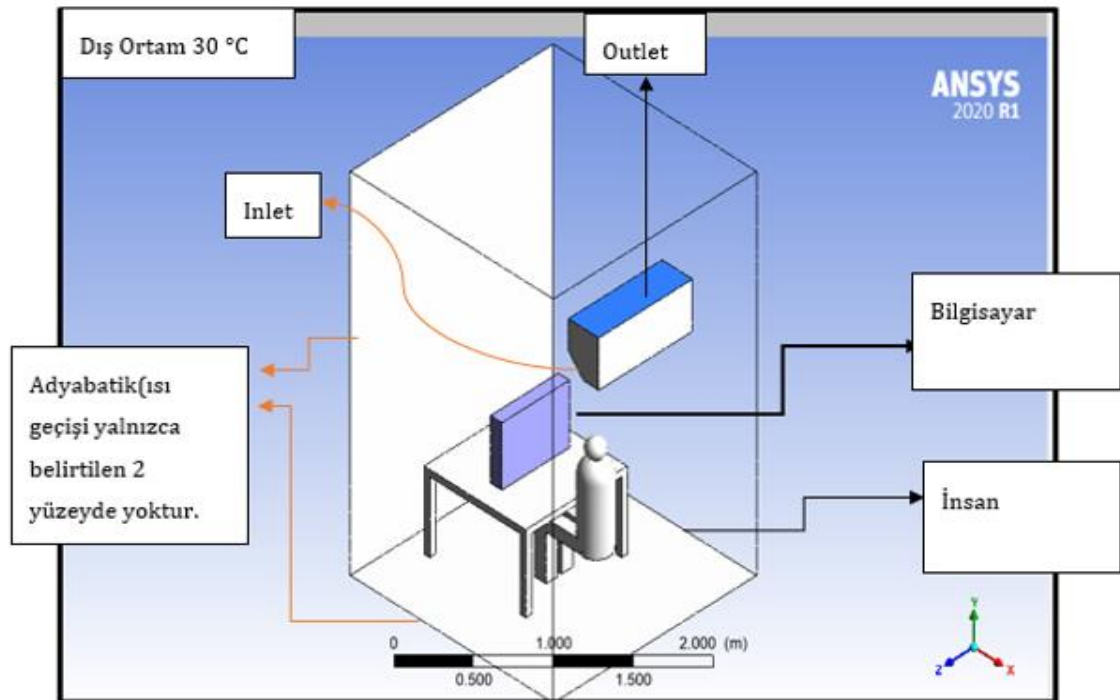
Enerji denkleğinin sağlandığı görüldükten sonra HAD aracılığıyla alınmış olan veriler termal konfor açısından Bölüm 3' de incelenmiştir.

2.4.2. Klima ile Soğutulan Mahal Geometrik Gösterim

Kapalı mahaldeki termal konforu araştırmak için, mahal, içindekiler ile birlikte Ansys SpaceClaim aracılığıyla modellenmiştir, model detayları Şekil 2.18’ de gösterilmektedir. Odanın boyutları, 1,8x1,8x2,85 m’ dir. Klima split tip olup, ölçü ve özellikleri, Alarko Carrier RAS-10G2KVP-TR model seçilip firma kataloğundan alınmıştır [50]. Odaya klimadan beslenen hava ve çıkış bölgeleri Şekil 2.18’ de gösterilmiştir. Klima ile soğutulan mahal modeli için, oda içerisinde bulunan elemanlar Tablo 2.10’ de gösterilmiştir.

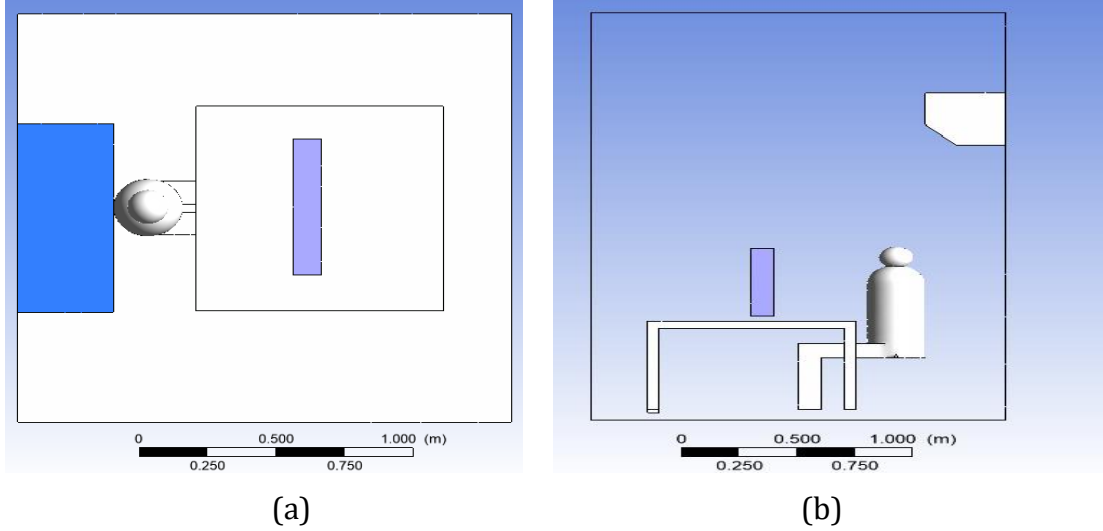
Tablo-2.10. Klima ile soğutulan mahal içerisinde bulunan elemanlar

Klima	
Elemanlar	Uzunluklar (m)
Kapalı Mahal	1,8x1,8x2,85 m
Masa	0,9x0,9x0,65m
İnsan	1,80 boyutunda, 85 kg, kapalı mahalde oturur vaziyette
Bilgisayar	0,475x0,6x0,1m
Klima	0,293x0,831x0,27m
Besleme Kesidi	0,15x0,01x0,01m
Egzoz Kesidi	0,6x0,2m



Şekil 2.18 Klima ile soğutulan mahal perspektif gösterim

Klimanın ölçüleri 0,293x0,831x0,270 m’ dir. Oda içerisinde tabandan 1,9metre yükseklikte ve bulunduğu yüzeyin merkezinde olacak şekilde konumlandırılmıştır. Oda içerisindeki yerleşim, Şekil 2.19 de detaylı şekilde gösterilmiştir.



Şekil 2.19. Klima ile soğutulan üstten ve yandan gösterim

Tablo 2.11 Klima ile soğutulan kapalı mahalın ısı kaybı hesabını göstermektedir. Tablodan okunabileceği gibi, ach1 değeri ile iklimlendirilen mahalde, iç ortam sıcaklığı 30 °C olan dış ortamdan daha fazla olmuş ve dış ortama doğal taşınım yoluyla ısı vermiştir.

Başka bir deyişle, oda ach1 değeri ile soğutulurken, soğutma yükü 30 °C olan dış ortamı yenmeye yetmemiş, odanın içerisi daha sıcak olmuştur. Saatte hava değişim sayısı arttıkça, odanın dış ortama ısı verdiği görülmektedir. Odadaki insan ve bilgisayar, sabit ısı akıları ile ortamda ısı kaynağı vazifesi görmektedir. Odaya beslenen hava debisi arttıkça, dış ortamdan mahale ısı girişi artmış, aynı şekilde egzoz ve besleme kesitinden ısı çıkış miktarı artmıştır.

Tablo-2.11. Klima ile soğutma sistemi, kütle dengesi

Kütle Dengesi Hesabı						
Girdiler		ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
$A_{s,besleme\ kesidi} = 0,45m^2$ $A_{s,egzoz\ kesidi} = 0,15m^2$ $\rho = 1,224\ kg / m^3$ $\dot{m} = \rho v A_s$	$v_{giren} (m/s)$	0,015	0,046	0,07717	0,154	0,231
	$\dot{m}_{giren} (kg/s)$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471
	$v_{çıkan} (m/s)$	0,014	0,043	0,074	0,151	0,229
	$\dot{m}_{çıkan} (kg/s)$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471

Tablo 2.11 aynı zamanda kütle dengesini de özetlemektedir. Mahalde akış süreklidir, dolayısıyla kütle eşitliği denklem 2.33' da olduğu gibi sağlanmaktadır. [46, 47]

Kütle Dengesi;

$$\dot{m}_{giren} - \dot{m}_{çıkan} = 0 \quad (2.33)$$

Tablo 2.12 klimalı soğutma sistemi ile soğutulan kapalı mahale giriş yapan akışkanın Reynold sayılarını ve mahal içerisinde oluşan havanın akış türünü göstermektedir. Mahal içerisine giriş yapan akışkan hidrolik çaptan mahal içerisine girdiği anda, Reynold sayısı değeri ölçülmüş ve akış türü analiz edilmiştir.

Kesitlerde alınan tüm hız değerlerinin tamamında, Re_{kr} 10.000 değerinden büyük olduğu görülmüştür. Dolayısıyla, odada oluşan akış bilek kısmında dahi tam gelişmiş türbülanslı akış olarak oluşmaktadır. Bilek ve omuz mesafesinde oluşacak olan girdapçıklar (girdaplar) Bölüm 3' de incelenmiştir. Burada D_h hidrolik çap, ρ öz kütle, μ dinamik viskozite, v bölgesel hızdır [48, 49].

Tablo-2.12. Klima ile soğutma sistemi, Reynold sayıları

Kütle Dengesi Hesabı						
Girdiler		ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
$D_h = \frac{4Alan}{\text{çevre}} = 0,60m$ $\rho = 1,224 \text{ m}^3 / kg$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} kg/ms$ $Re = \rho v D_h / \mu$	$v_{giren} (m/s)$	0,0171	0,0513	0,0255	0,0570	0,0855
	Reynold Sayısı (10^4)	0,68	2,03	1,01	2,26	3,40
		Türbülans	Türbülans	Türbülans	Türbülans	Türbülans

Duvarlar ve tavanda ortam ile doğal taşınım ile ısı geçişi olmaktadır. Duvarlar, tavan ve ortam arasında olan ısı transferinin hesaplanmış Grashof ve Rayleigh sayıları, mahale beslenen tüm hava değişim katsayısı senaryoları için hesaplanmıştır.

Odaya beslenen tüm debilerde, tavan ve yan yüzeylerdeki boyutsuz sayılar hesaplanmıştır. Klima ile soğutulan mahale ait bu boyutsuz sayılar, Tablo 2.13 ve Tablo 2.14' de gösterilmektedir. Burada ρ öz kütle, g yerçekimi ivmesi, L_c kritik uzunluk, β , genleşme katsayısı, μ dinamik viskozitedir [48, 49].

Tablo-2.13. Klima ile soğutma sistemi, yan duvar, Grashof ve Rayleigh sayıları

Klima ile Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Bölge	Δt (K)	Grashof Sayısı (10^7)	Rayleigh Sayısı (10^7)
$Gr = \frac{\rho g \beta \Delta t L^3}{\mu^2}$, $Ra = Gr \cdot Pr$ $g = -9,81 \text{ m/s}^2$, $\rho = 1,224 \text{ m}^3 / kg$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} kg/ms$, $L_c = 0,1m$ $\beta = 1/T_f \text{ K}^{-1}$	ach1	Yan Yüzey	272,95	0,28	0,20
	ach3	Yan Yüzey	278,61	28,68	20,19
	ach5	Yan Yüzey	282,35	47,75	33,62
	ach10	Yan Yüzey	283,34	57,93	40,78
	ach15	Yan Yüzey	284,98	56,12	39,51

Tablo 2.14 levha şeklinde olan tavanın duruşu sebebiyle değişen kritik çaptan dolayı oluşan tavan kesidinin boyutsuz sayılarını göstermektedir.

Tablo-2.14. Klima ile soğutma sistemi, tavan, Grashof ve Rayleigh sayıları

Klima ile Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Bölge	Δt (K)	Grashof Sayısı (10^7)	Rayleigh Sayısı (10^7)
$Gr = \frac{\rho g \beta \Delta t L^3}{\mu^2}, \quad Ra = Gr.Pr$ $g = -9,81 \text{ m/s}^2, \quad \rho = 1,224 \text{ m}^3 / \text{kg}$ $\beta = 1/T_f \text{ K}^{-1}$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} \text{ kg/ms}, \quad L_c = 0,375 \text{ m}$	ach1	Tavan	273,04	0,20	0,14
	ach3	Tavan	278,78	29,54	20,80
	ach5	Tavan	279,77	34,61	24,37
	ach10	Tavan	280,17	36,61	25,78
	ach15	Tavan	281,12	41,50	29,22

Boyutsuz sayıların analizi yapıldıktan sonra, mahal içerisi kontrol hacmi olarak belirlenmiş olup hacim içerisindeki enerji dengesi analizi yapılmıştır. Mahal içerisine giren ve mahalden çıkan ısı kaybı hesabı Tablo 2.15’ da gösterilmiştir. Buna ek olarak, enerji dengesi ifadesi de denklem 2.34 olarak ifade edilmiştir [48, 49].

Tablo-2.15. Klima ile soğutma sistemi, ısı kaybı hesabı

$\dot{Q}_{\text{doğal taşıma}} = h A_s \Delta t$ $\dot{Q}_{\text{ışınım}} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{\infty}^4)$ $\dot{Q}_{\text{egzoz kesidi}} = \dot{m} \cdot c_p \Delta t$ $\dot{Q}_{\text{insan}} = \dot{q}_{\text{insan}} A_{s,\text{insan}}$ $\dot{Q}_{\text{bilgisayar}} = \dot{q}_{\text{bilg.}} A_{s,\text{bilg.}}$ $\dot{q}_{\text{insan}} = 50 \text{ W/m}^2, A_{s,\text{ins}} = 1,16 \text{ m}^2$ $\dot{q}_{\text{bilg}} = 25 \text{ W/m}^2, A_{s,\text{bilg}} = 0,76 \text{ m}^2$ $\varepsilon = 0,95, \sigma = 5,6 \times 10^{-6}$ $h = 5 \text{ W/m}^2 \text{K}, A_s = 5,13 \text{ m}^2$	Isı Kaybı Hesabı					
	Eleman	ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
	Duvar ve Tavan	-4,82	37,54	43,44	105,55	145,92
	Besleme ve Egzoz Kesidi	-73,85	-115,5	-120,3	-189,3	-220,3
	İnsan	58,26	58,26	63,26	58,26	58,26
	Bilgisayar	19,62	19,62	19,62	19,62	19,62

$$\text{Enerji Dengesi} \quad (2.34)$$

$$\dot{Q}_{\text{giren}} - \dot{Q}_{\text{çıkan}} + \dot{Q}_{\text{üretilen}} = 0$$

$$\dot{Q}_{\text{üretilen}} = \dot{Q}_{\text{insan}} + \dot{Q}_{\text{bilgisayar}}, \quad \dot{Q}_{\text{giren}} = \dot{Q}_{\text{besleme kesidi}} = \dot{m} \cdot c_p \Delta t$$

$$\dot{Q}_{\text{duvar}} = \dot{Q}_{\text{doğal taşıma}} + \dot{Q}_{\text{ışınım}}, \quad \dot{Q}_{\text{tavan}} = \dot{Q}_{\text{doğal taşıma}} + \dot{Q}_{\text{ışınım}}$$

$$\dot{Q}_{\text{çıkan}} = \dot{Q}_{\text{egzoz kesidi}} + 3\dot{Q}_{\text{duvar}} + \dot{Q}_{\text{tavan}}$$

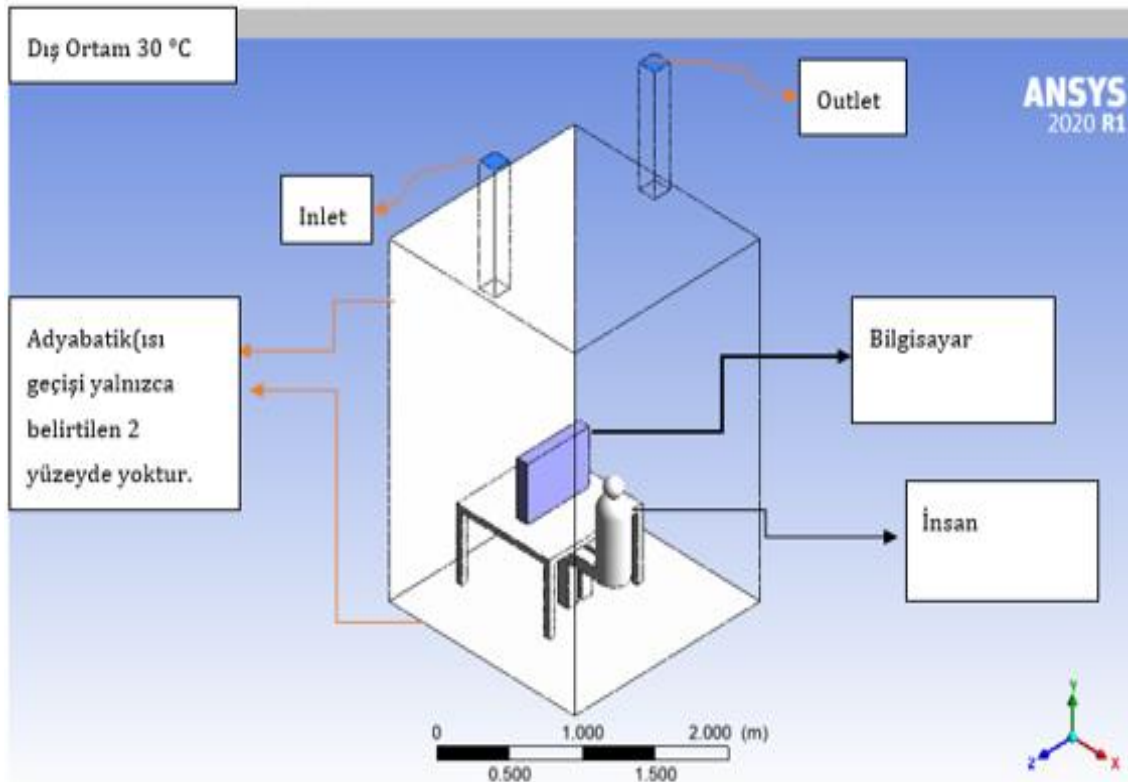
$$\dot{Q}_{\text{besleme kesidi}} - (\dot{Q}_{\text{egzoz kesidi}} + \dot{Q}_{\text{egzoz kesidi}} + 3\dot{Q}_{\text{duvar}} + \dot{Q}_{\text{tavan}}) + \dot{Q}_{\text{insan}} + \dot{Q}_{\text{bilgisayar}} = 0$$

2.4.3. Tavandan Soğutulan Mahal Geometrik Gösterim

Tabandan soğutma ile iklimlendirilen kapalı mahal Ansys SpaceClaim aracılığıyla modellenmiştir, model detayları aşağıdaki görselde gösterilmektedir. Odanın boyutları, 1,8m x 1,8m x 2,85m' dir. Kapalı mahal içerisinde Şekil 2.20' de gösterildiği gibi, tavandan besleme ve çıkış kanalları bulunmaktadır ve ölçüleri 150mm x 150mm' dir. . Tavandan ile soğutulan mahal modeli için, oda içerisinde bulunan elemanlar Tablo 2.16' de gösterilmiştir.

Tablo-2.16. Tavandan soğutma sistemi, mahal içerisinde bulunan elemanlar

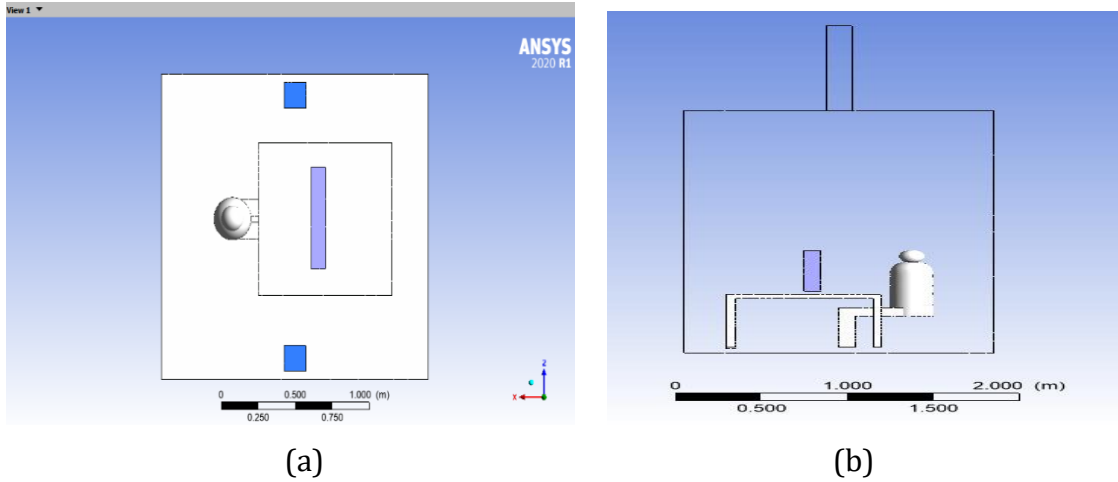
Tavandan Soğutma	
Elemanlar	Uzunluklar (m)
Kapalı Mahal	1,8x1,8x2,85
Masa	0,9x0,9x0,65m
İnsan	1,80 boyutunda, 85 kg, kapalı mahalde oturur vaziyette
Bilgisayar	0,475x0,6x0,1m
Besleme Kesidi	0,15x0,15x0,5m
Egzoz Kesidi	0,15x0,15x0,5m



Şekil 2.20. Tavandan Soğutma Sistemi Perspektif Gösterim

Tavana yan yüzeyin merkezi ve üst yüzeyin köşelerine konumlandırılmıştır ve detaylı şekilde Şekil 2.21' de gösterilmiştir. Burada, diğer sistemlerden farklı olarak

egzoz ve besleme kesitlerinin alanları aynıdır. Dolayısıyla debinin yanı sıra hava hızlarının da aynı çıkması beklenmektedir. Tavandan soğutma sistemleri günümüzde yaygın kullanım alanı bulmaktadır. Bu çalışmada araştırılan konu soğutma sistemlerinin konfor şartlarına uygunluğunu görmektir.



Şekil 2.21. Tavandan soğutma sistemi üstten ve yandan gösterim

Tablo 2.17 Tavandan soğutma sistemi ile soğutulan mahaldeki ısı kaybı hesabını göstermektedir. Tavandan soğutmada görüldüğü gibi, aynı şekilde, ach1 değeri ile hava beslenen odada, duvarlardan ve tavandan olan ısı kazancı olduğu görülmektedir. Saatte hava değişim sayısı arttıkça, odanın dış ortama ısı verdiği görülmektedir. Buna ek olarak, hesaba göre, egzoz ve besleme kesitlerindeki ısı kaybının diğer sistemlere göre oldukça yüksek olduğu hesaplanmıştır. Oda içerisindeki iç duvar ile dış duvar arasında oluşan sıcaklık farkı yüksek olmaktadır. Yani oda içerisinde homojen bir dağılım elde edilememiş görünmektedir. Bu da difüzör yerleşiminin enerji kaybındaki önemini tekrar göstermektedir.

Tablo-2.17. Tavandan soğutma sistemi, kütle dengesi

Kütle Dengesi Hesabı						
Girdiler		ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
$A_{s,besleme\ kesidi} = 0,45m^2$ $A_{s, egzoz\ kesidi} = 0,15m^2$ $\rho = 1,224\ kg / m^3$ $\dot{m} = \rho v A_s$	$v_{giren} (m/s)$	0,114	0,342	0,570	1,140	1,710
	$\dot{m}_{giren} (kg/s)$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471
	$v_{çıkan} (m/s)$	0,115	0,343	0,572	1,141	1,712
	$\dot{m}_{çıkan} (kg/s)$	0,0032	0,0096	0,0157	0,0314	0,0471

Tablo 2.11 aynı zamanda kütle dengesini de özetlemektedir. Mahalde akış süreklidir, dolayısıyla kütle eşitliği denklem 2.35’ da olduğu gibi sağlanmaktadır [48, 49].

Kütle Dengesi ;

$$\dot{m}_{giren} - \dot{m}_{çıkan} = 0 \quad (2.35)$$

Tablo 2.18 tavandan soğutma sistemi ile soğutulan kapalı mahale giriş yapan akışkanın Reynold sayılarını ve mahal içerisinde oluşan havanın akış türünü göstermektedir. Mahal içerisine giriş yapan akışkan hidrolik çaptan mahal içerisine girdiği anda, Reynold sayısı değeri ölçülmüş ve akış türü analiz edilmiştir. Kesitlerde alınan tüm hız değerlerinin tamamında, Re_{kr} 10.000 değerinden büyük olduğu görülmüştür. Bilek ve omuz mesafesinde oluşacak olan girdapçıklar (girdaplar) Bölüm 3’ de incelenmiştir. Burada D_h hidrolik çap, ρ öz kütle, μ dinamik viskozite, v bölgesel hızdır [48, 49].

Tablo-2.18. Tavandan soğutma sistemi, Reynold sayıları

Kütle Dengesi Hesabı						
Girdiler		ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
$D_h = \frac{4Alan}{çevre} = 0,30m$ $\rho = 1,224 m^3 / kg$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} kg/ms$ $Re = \rho v D_h / \mu$	$v_{giren} (m/s)$	0,1140	0,3420	0,5700	1,1400	1,7100
	Reynold Sayısı (10^4)	4,52	13,58	22,63	45,26	67,89
		Türbülans	Türbülans	Türbülans	Türbülans	Türbülans

Duvarlar ve tavanda ortam ile doğal taşınım ile ısı geçişi olmaktadır. Duvarlar, tavan ve ortam arasında olan ısı transferinin hesaplanmış Grashof ve Rayleigh sayıları, mahale beslenen tüm hava değişim katsayısı senaryoları için hesaplanmıştır. Odaya beslenen tüm debilerde, tavan ve yan yüzeylerdeki boyutsuz sayılar hesaplanmıştır. Tavandan soğutma sistemi ile soğutulan mahale ait bu boyutsuz sayılar, Tablo 2.19 ve Tablo 2.20’ de gösterilmektedir. Burada ρ öz kütle, g yerçekimi ivmesi, L_c kritik uzunluk, β , genleşme katsayısı, μ dinamik viskozitedir [48, 49].

Tablo-2.19. Tavandan soğutma sistemi, yan duvar, Grashof ve Rayleigh sayıları

Tavandan Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Bölge	Δt (K)	Grashof Sayısı (10^7)	Rayleigh Sayısı (10^7)
$Gr = \frac{\rho g \beta \Delta t L^3}{\mu^2}$, $Ra = Gr \cdot Pr$ $g = -9,81 m/s^2$, $\rho = 1,224 m^3 / kg$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} kg/ms$, $L_c = 0,1m$ $\beta = 1/T_f K^{-1}$	ach1	Yan Yüzey	273,30	1,52	1,07
	ach3	Yan Yüzey	275,35	12,02	8,47
	ach5	Yan Yüzey	276,78	19,33	13,61
	ach10	Yan Yüzey	278,93	30,30	21,33
	ach15	Yan Yüzey	280,76	39,64	27,90

Tablo 2.8 levha şeklinde olan tavanın duruşu sebebiyle değişen kritik çaptan dolayı oluşan tavan kesidinin boyutsuz sayılarını göstermektedir.

Tablo-2.20. Tavandan soğutma sistemi, tavan, Grashof ve Rayleigh sayıları

Tavandan Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Bölge	Δt (K)	Grashof Sayısı (10^7)	Rayleigh Sayısı (10^7)
$Gr = \frac{\rho g \beta \Delta t L^3}{\mu^2}, \quad Ra = Gr.Pr$ $g = -9,81 \text{ m/s}^2, \quad \rho = 1,224 \text{ m}^3 / \text{kg}$ $\beta = 1/T_f \text{ K}^{-1}$ $\mu = 1,85 \times 10^{-6} \text{ kg/ms}, \quad L_c = 0,375 \text{ m}$	ach1	Tavan	273,32	1,63	1,15
	ach3	Tavan	275,48	12,67	8,92
	ach5	Tavan	276,85	19,69	13,86
	ach10	Tavan	278,89	30,09	21,18
	ach15	Tavan	279,62	33,82	23,81

Boyutsuz sayıların analizi yapıldıktan sonra, mahal içerisi kontrol hacmi olarak belirlenmiş olup hacim içerisindeki enerji dengesi analizi yapılmıştır. Mahal içerisine giren ve mahalden çıkan ısı kaybı hesabı Tablo 2.21’de gösterilmiştir. Buna ek olarak, enerji dengesi ifadesi de denklem 2.36 olarak ifade edilmiştir [48, 49].

Tablo-2.21. Tavandan soğutma sistemi, ısı kaybı hesabı

$\dot{Q}_{\text{doğal taşıma}} = h A_s \Delta t$ $\dot{Q}_{\text{ışınım}} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_\infty^4)$ $\dot{Q}_{\text{egzoz kesidi}} = \dot{m} \cdot c_p \Delta t$ $\dot{Q}_{\text{insan}} = \dot{q}_{\text{insan}} A_{s,\text{insan}}$ $\dot{Q}_{\text{bilgisayar}} = \dot{q}_{\text{bilg}} A_{s,\text{bilg.}}$ $\dot{q}_{\text{insan}} = 50 \text{ W/m}^2, A_{s,\text{ins}} = 1,16 \text{ m}^2$ $\dot{q}_{\text{bilg}} = 25 \text{ W/m}^2, A_{s,\text{bilg}} = 0,76 \text{ m}^2$ $\varepsilon = 0,95, \sigma = 5,6 \times 10^{-6}$ $h = 5 \text{ W/m}^2 \text{ K}, A_s = 5,13 \text{ m}^2$	Isı Kaybı Hesabı					
	Eleman	ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
	Duvar ve Tavan	-19,07	56,54	111,44	226,68	321,08
	Besleme ve Egzoz Kesidi	-58,32	-135,2	-190,7	-296,74	-391,3
	İnsan	58,26	58,26	58,26	58,26	58,26
	Bilgisayar	19,62	19,62	19,62	19,62	19,62

$$\text{Enerji Dengesi} \quad (2.36)$$

$$\dot{Q}_{\text{giren}} - \dot{Q}_{\text{çıkan}} + \dot{Q}_{\text{üretilen}} = 0$$

$$\dot{Q}_{\text{üretilen}} = \dot{Q}_{\text{insan}} + \dot{Q}_{\text{bilgisayar}}, \quad \dot{Q}_{\text{giren}} = \dot{Q}_{\text{besleme kesidi}} = \dot{m} \cdot c_p \Delta t$$

$$\dot{Q}_{\text{duvar}} = \dot{Q}_{\text{doğal taşıma}} + \dot{Q}_{\text{ışınım}}, \quad \dot{Q}_{\text{tavan}} = \dot{Q}_{\text{doğal taşıma}} + \dot{Q}_{\text{ışınım}}$$

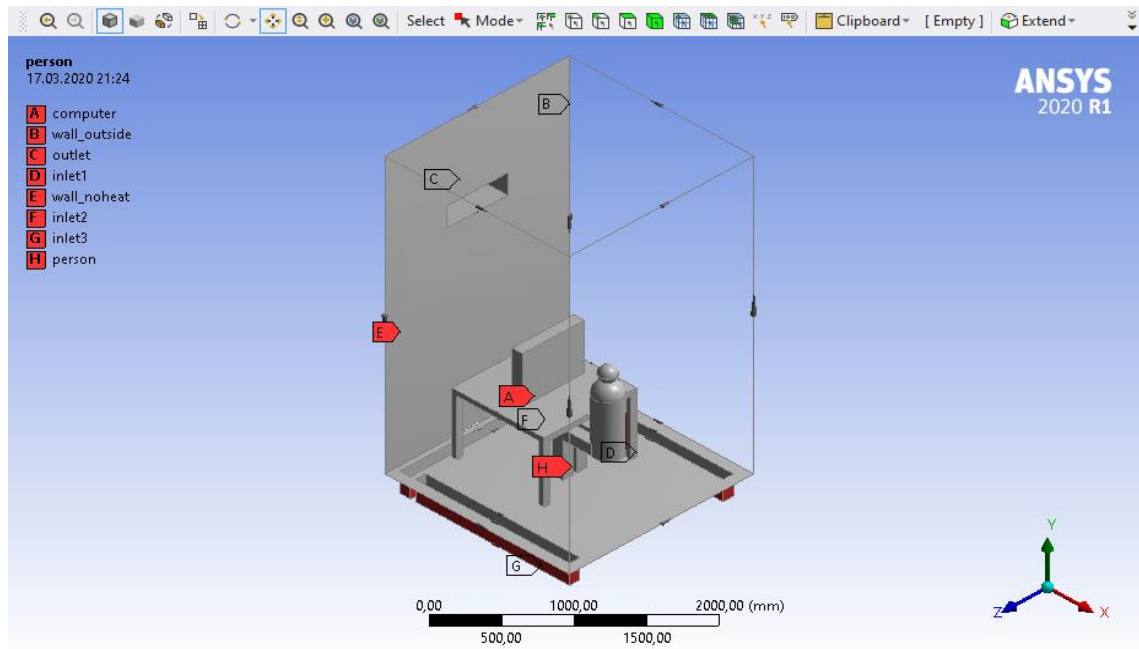
$$\dot{Q}_{\text{çıkan}} = \dot{Q}_{\text{egzoz kesidi}} + 3\dot{Q}_{\text{duvar}} + \dot{Q}_{\text{tavan}}$$

$$\dot{Q}_{\text{besleme kesidi}} - (\dot{Q}_{\text{egzoz kesidi}} + \dot{Q}_{\text{egzoz kesidi}} + 3\dot{Q}_{\text{duvar}} + \dot{Q}_{\text{tavan}}) + \dot{Q}_{\text{insan}} + \dot{Q}_{\text{bilgisayar}} = 0$$

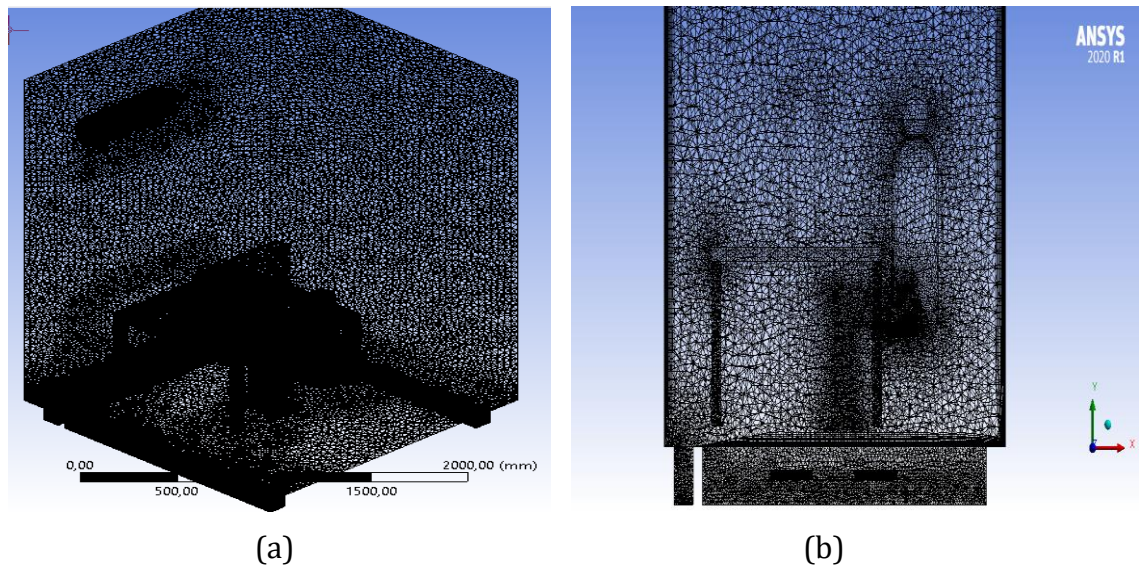
2.5. Soğutma Sistemlerinin Mesh Modelleri

2.5.1. Tabandan Soğutulan Mahalin Mesh Gösterimi

2.2.1. Mesh Model ve mesh modelin doğrulanması bölümünde Şekil 2.11 ve Tablo 2.2' de detayları verilmiş olan mesh methodu ve inflation detayları, naming yöntemi ve sınır şartları aynı şekilde uygulanmıştır. Klima ile soğutulan mahalin mesh naming ve görünüşleri Şekil 2.22 ve Şekil 2.23 de verilmiştir. Klima ile soğutulan mahal, 0,90536 Skewness sayısı ve 3,075,851 adet hücreye sahiptir.



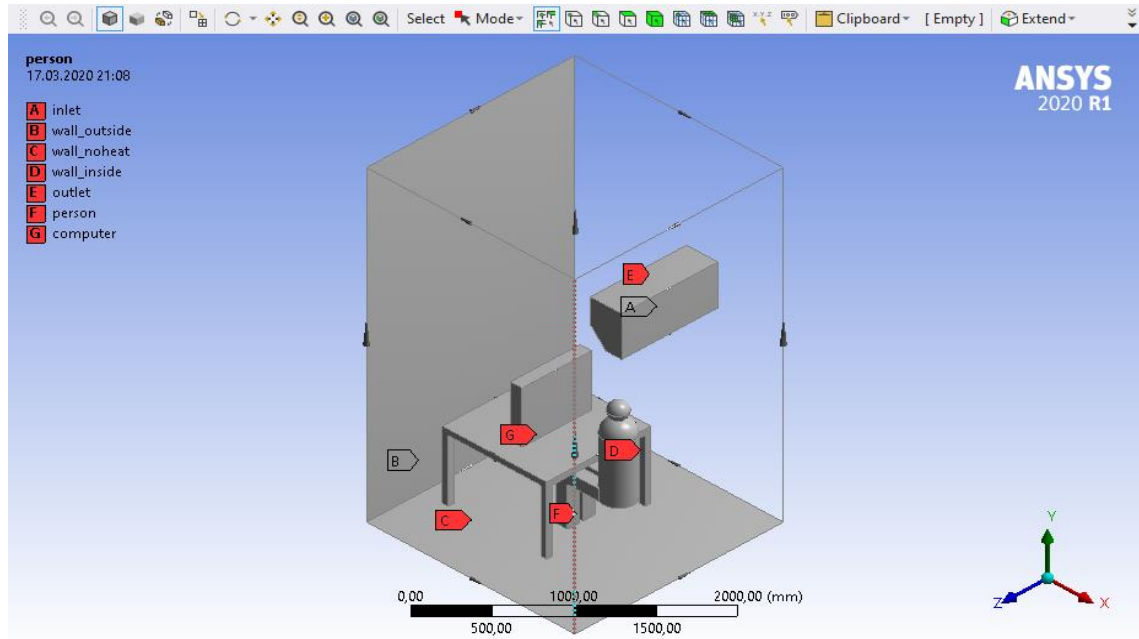
Şekil 2.22. Tabandan Soğutma Sistemi ile Soğutulan Mahal Mesh Naming



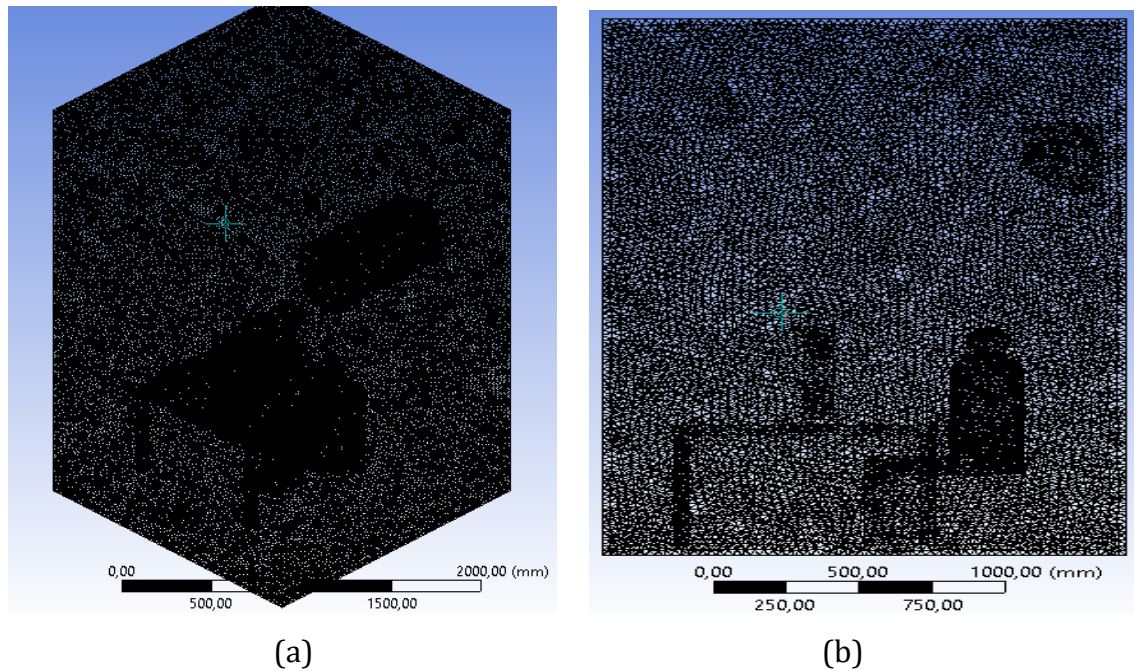
Şekil 2.23. Tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahal mesh gösterimi

2.5.2. Klima ile Soğutulan Mahalin Mesh Gösterimi

2.2.1. Mesh model ve mesh modelin doğrulanması bölümünde Şekil 2.11 ve Tablo 2.2' de detayları verilmiş olan mesh methodu ve inflation detayları, naming yöntemi ve sınır şartları aynı şekilde uygulanmıştır. Klima ile soğutulan mahalin mesh naming ve görünüşleri Şekil 2.23 ve Şekil 2.24' de verilmiştir. Klima ile soğutulan mahal, 0,79366 Skewness sayısı ve 2,736,582 adet hücreye sahiptir.



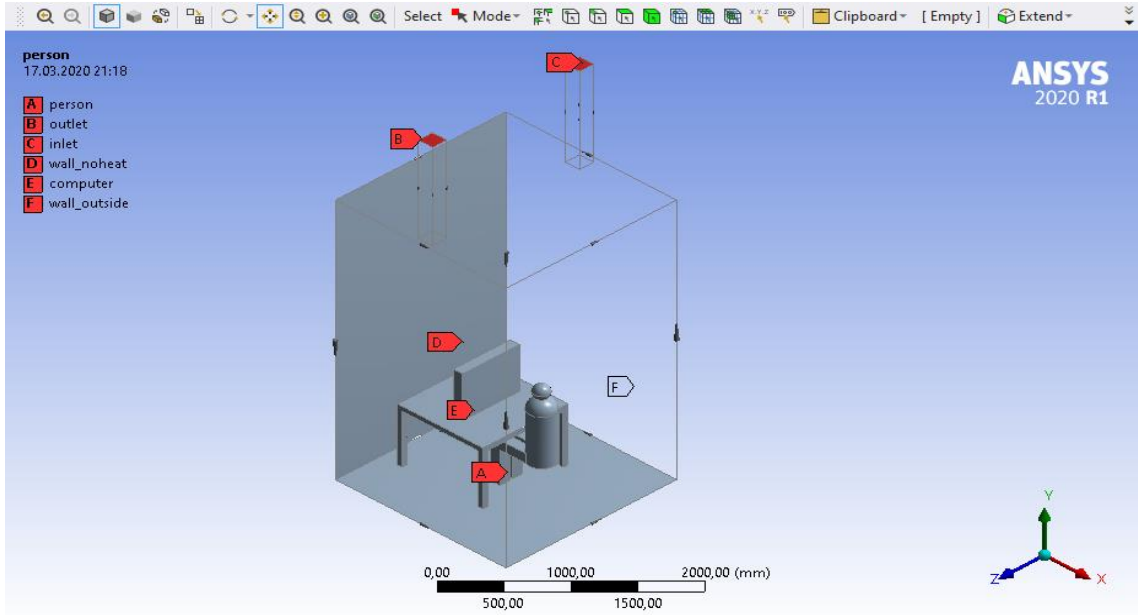
Şekil 2.23. Klima ile Soğutulan Mahal Mesh Naming Gösterimi



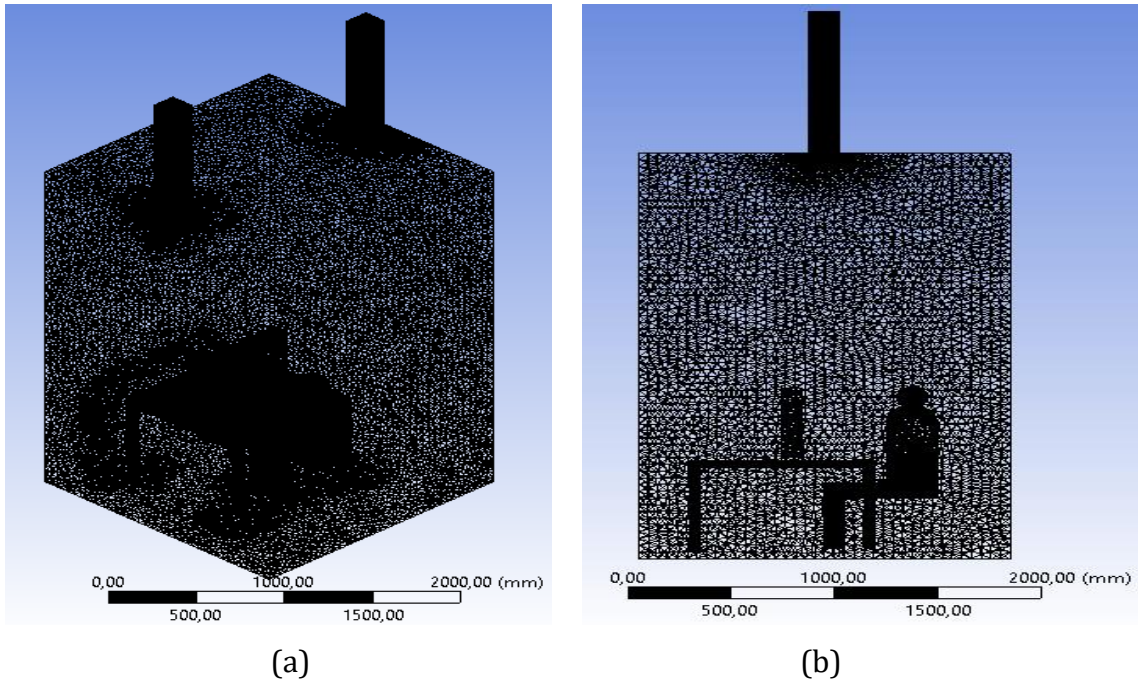
Şekil 2.24. Klima ile soğutulan mahal mesh gösterimi

2.5.3. Tavandan Soğutulan Mahalin Mesh Gösterimi

2.2.1. Mesh Model ve Mesh Modelin Doğrulanması bölümünde Şekil 2.11 ve Tablo 2.2' de detayları verilmiş olan mesh methodu ve inflation detayları, naming yöntemi ve sınır şartları aynı şekilde uygulanmıştır. Klima ile soğutulan mahalin mesh naming ve görünüşleri Şekil 2.25 ve Şekil 2.26' de verilmiştir. Klima ile soğutulan mahal, 0,90007 Skewness sayısı ve 2,785,253 adet hücreye sahiptir.



Şekil 2.25. Tavandan Soğutma sistemi ile soğutulan mahal mesh naming



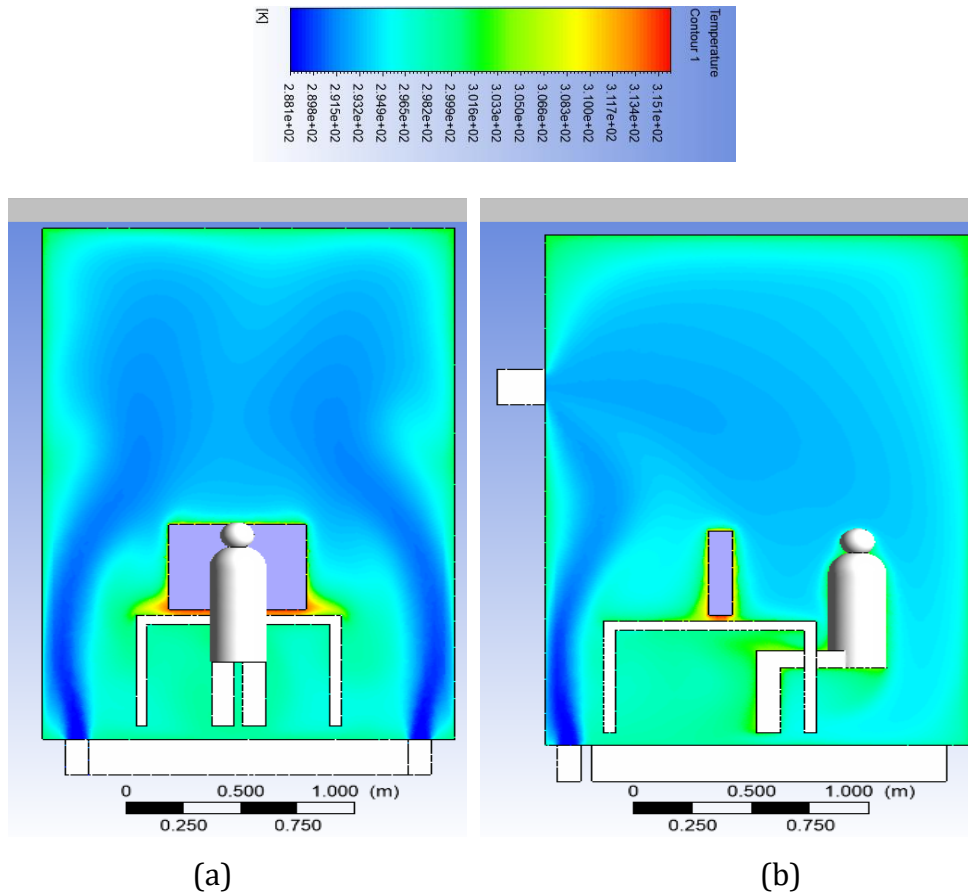
Şekil 2.26. Tavandan soğutma sistemi ile soğutulan mahal mesh gösterim

BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Tabandan Soğutma Sistemi Sonuçlarının İncelenmesi

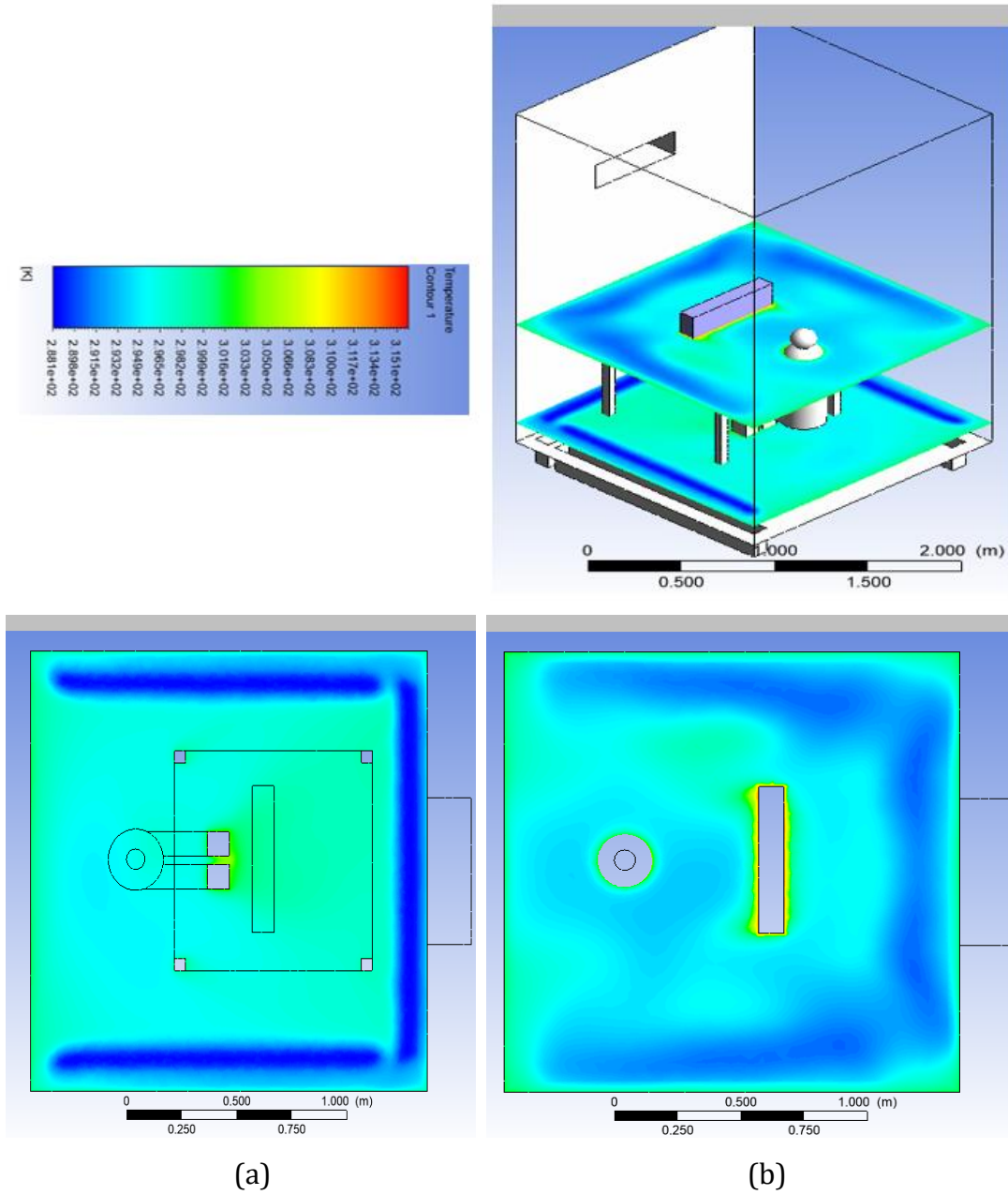
Bu bölümde, deneysel sonuçlar ile doğrulanmış simülasyonun, tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahale, ach1, ach3, ach5, ach10 ve ach15 değerleri ile hava beslenmesiyle mahal içerisinde oluşan sıcaklık ve hız dağılımları, ASHRAE-55 ve ISO-7730' a göre mahal içerisinde hissedilen termal konfor aralıklarına uygunluk ve cereyan etkileri incelenmiştir.

Şekil 3.1 tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahalin oda içerisindeki termal dağılımını göstermektedir. Beklendiği gibi, insan ve bilgisayarın bulunduğu yüzeylerde sıcaklığın daha yüksek olduğu görülmektedir. Tabandan odaya beslenen hava, odayı soğutarak, egzoz kesidinden mahali terk etmektedir.



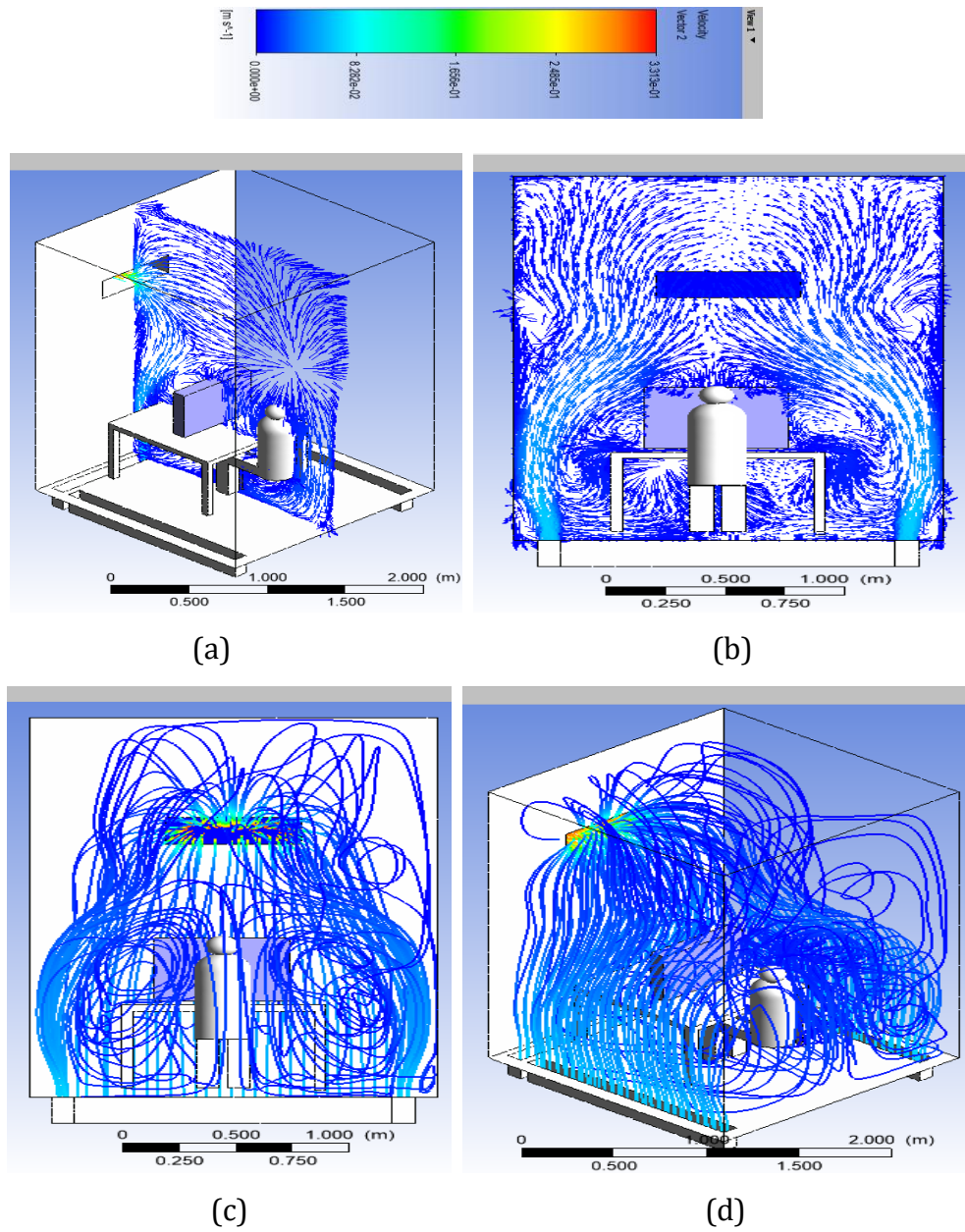
Şekil 3.1. Tabandan soğutma sistemi, sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi

Şekil 3.2 tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahalin oda içerisinde, termal konforun ölçüm noktaları olan bilek ve omuz mesafelerindeki kesitlerden alınan sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Şekilde hem perspektif gösterim hem de bilek ve omuz mesafelerindeki ayrı ayrı sıcaklık dağılımları Kontur olarak gösterilmiştir. Bu dağılımlarda, tabandan soğutmada beklenildiği gibi, bilek mesafesinde daha soğuk bir sıcaklık hissiyatı olduğu görülmektedir, ayrıca bu değerler Bölüm 3’ de tablolar ve PMV & PPD yöntemleri ile de incelenecektir.



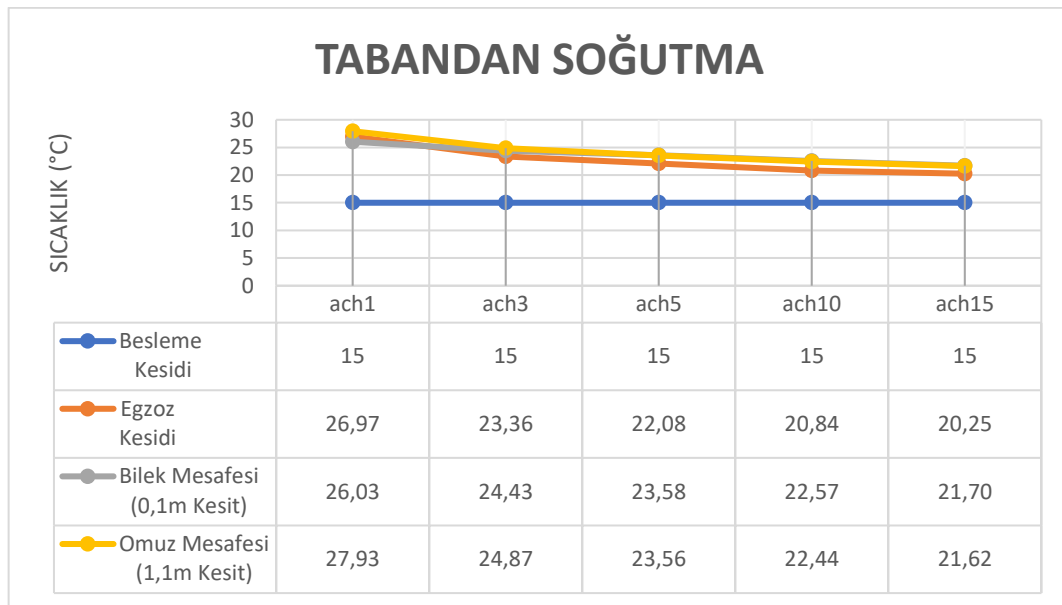
Şekil 3.2. Tabandan soğutma sistemi, 0,1m (a) ve 1,1m (b) kesitlerdeki sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi

Şekil 3.3. tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahalin içerisinde oluşan hız dağılımlarını vektörel ve çizgisel olarak göstermektedir. Mahal içerisinde beklenildiği gibi girdaplar olduğu gözlemlenmiştir. Girdaplar bilgisayar ve insanın bulunduğu bölgelerde yoğun olarak gözlemlenmiştir. Odaya beslenen taze hava sıcaklığın arttığı bölgelerde, yani bilgisayar ve insanın çevresinde genişlemiş, bu da insan ve bilgisayar çevresinde yoğun girdaplar oluşmasına sebep olmuştur. Çizgisel gösterimde de görüleceği üzere odadaki hava akışı türbülanslı olarak gerçekleşmiştir.

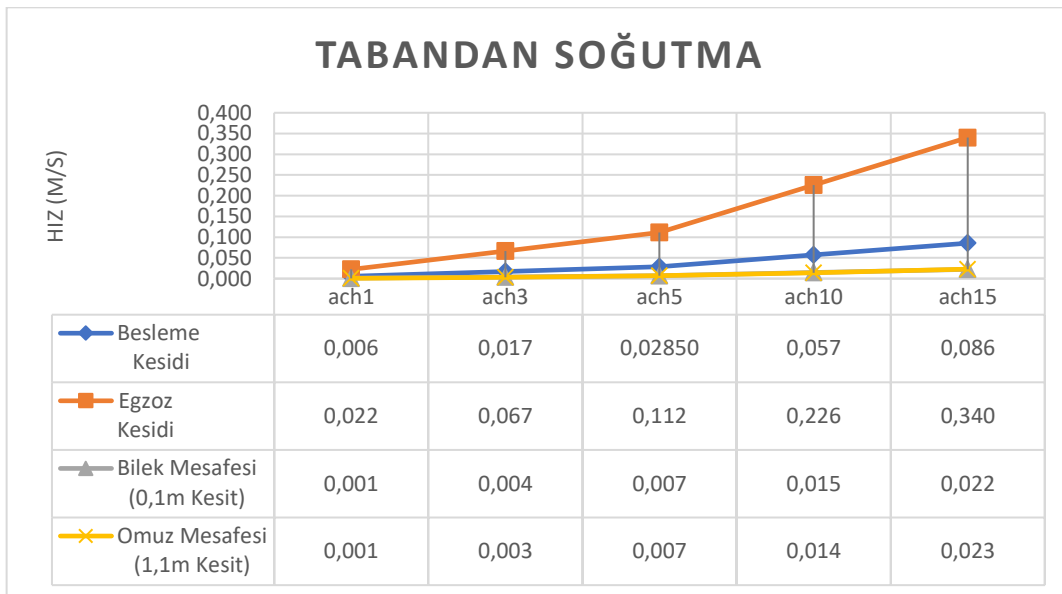


Şekil 3.3. Tabandan soğutma sistemi ile soğutulan mahal, hız dağılımı, vektörel (a), (b) & çizgisel (c), (d) gösterim

Şekil 3.4 ve 3.5 mahal içerisinde beslenen ach1, ach3, ach5, ach10 ve ach15 değerlerindeki havanın bilek, omuz ve egzoz kesitlerinde ölçülen hız ve sıcaklıklarını göstermektedir. Her durumda odaya 15 derecede hava beslendiği Şekil 3.4’ de görülmektedir. Mahale beslenen hava mavi çizgi ile, bilek mesafesi gri çizgi ile, omuz mesafesi sarı çizgi ile egzoz kesidi de turuncu çizgi ile gösterilmiştir. Ach1 değerinde odaya beslenen 15 derecedeki hava, odaya gerekli soğutma yükünü sağlayamamış ve odadan 27,93 derece ile çıkış yapmıştır. Şekil 3.5 ise aynı kesitlerden ölçülen hız değerlerini göstermektedir. Havanın ısındıkça genişlemesi grafikte ölçülen hız değerlerine de yansımıştır.



Şekil 3.4. Tabandan Soğutma Sistemi, Kesitlerdeki Sıcaklık Dağılımı

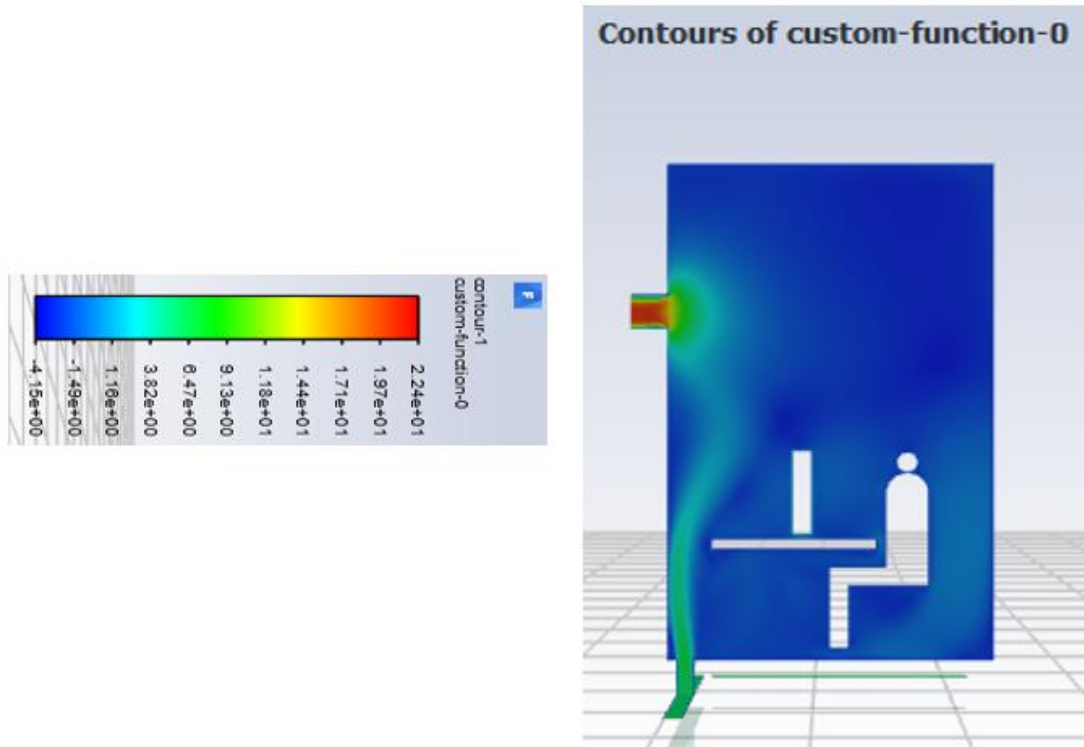


Şekil 3.5. Tabandan soğutma sistemi, kesitlerdeki hız dağılımı

Sıcaklık dağılımı grafiği incelendiğinde, ach1 değeri odayı soğutmaya yetmemiş, aksine ters etki yapıp mahalın sıcaklığını arttıracak etki göstermiştir. Odaya beslenen hava arttığında, beklendiği gibi ach3 ve ach5 değerlerinde odanın havalandırmasında bariz iyileşmeler görülmüş, ach10 değerinde bilek ve omuz mesafelerindeki konfor değerleri ideal konumlara gelmiş olarak görünmektedir.

Mahal içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımı ve türbülans bağımsızlığına bağlı olarak ölçümü Bölüm 1, denklem 1.14' de verilen formül ile bahsedilmiştir. Denklem 1.14' de bulunan değişkenler HAD' da Fluent içerisine bir fonksiyon olarak tanımlanmış ve mahal içerisindeki cereyan riski Kontur gösterimi ile de Şekil 3.6' da incelenmiştir. Şekil 3.6' da görülebileceği gibi cereyan etkisinin yüksek olduğu bölgeler daha çok egzoz kısmında oluşmuştur. Hızın yüksek olduğu bölgelerde türbülans bağımsızlığının da yüksek olması beklenir. Bunun da grafiğe yansıdığını Şekil 3.6' da görmekteyiz.

$$DR = 0,021(93,2 - t_a) (V - 9,8)^{0,62}(0,19VT_u + 3,14) \quad (1.14)$$



Şekil 3.6. Tabandan soğutma sistemi, cereyan etkisi dağılımı

Cereyan riski incelemesi de yapıldıktan sonra, insanın odada hissettiği konfor ASHRAE-55 ve ISO-7730' da belirtilen aralıklara göre incelenmiştir. Mahal içerisinde konfor bölgeleri olan bilek ve omuz mesafelerinde hissedilen termal

konfor değerleri Tablo 3.1' de incelenmiştir. Burada, yaz şartları ve soğutma koşulları incelendiği için kıyafet etkisi 0,67 clo, odada oturan insan oturur vaziyette olduğu için metabolik aktivitesi 1,2 met olarak alınmıştır [47].

Kesitlerdeki konfor değerleri, Bölüm 1' de bahsedilmiş olan PMV konfor aralığı tablosuna göre yerleştirilmiştir. Tabloda 0 değerinin en ideal konfor değeri, -1 ile +1 arasındaki değerlerin tolere edilebilir aralık olduğundan bahsedilmekteydi [20]. Tablo 1.3 incelendiğinde, kırmızı ile gösterilen ach1 ile odaya beslenen havanın ideal termal konfor sınırlarının dışında olduğu görülmektedir. Ach1 değeri sıcak hissiyat oluşturmaktadır. Ach3 ve ach5 değeri de hafif sıcak hissiyat veriyor olsa da tolere edilebilir aralıkta olduğu görülmektedir. Ach10 değeri odaya beslenen en ideal hava debisi olarak görülmektedir. Ach15 debisi de termal konfor açısından ideal değerler sağlamaktadır.

Tablo-3.1. Tabandan soğutma sistemi, PMV & PPD konfor değerleri

Konfor Bölgesi			Sıcaklık (°C)	Hava Hızı (m/s)	Bağıl Nem (%)	Giyim (Clo)	Met. Aktivite	PMV (+/-3)	PPD (%)
Tabandan Soğutma Sistemi	ach1	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	26,03	0,0012	50%	0,67	1,2	0,94	23,7
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	27,93	0,0006	50%	0,67	1,2	1,4	45,4
	ach3	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	24,43	0,0043	50%	0,67	1,2	0,58	12,1
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	24,87	0,0032	50%	0,67	1,2	0,67	14,5
	ach5	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	23,58	0,0070	50%	0,67	1,2	0,38	8
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	23,56	0,0056	50%	0,67	1,2	0,39	8,2
	ach10	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	22,57	0,0145	50%	0,67	1,2	0,17	5,6
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	22,44	0,0142	50%	0,67	1,2	0,15	5,4
	ach15	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	21,70	0,0222	50%	0,67	1,2	-0,02	5
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	21,62	0,0229	50%	0,67	1,2	-0,04	5

Kişinin mahal içerisinde termal konforu ideal olarak hissedebilmesi için değişkenler yalnızca sıcaklık değildir. Bilek ve omuz mesafelerinde hissedilen hava hızı da önemli faktörler arasında yer almaktadır. Hava hızının çok düşük olduğu durumlarda oda içerisinde bir boğulma hissi oluşacaktır.

Tablo 3.2 bilek ve omuz kesitlerindeki hava hızlarını ISO-7730' a göre incelemiştir. Bu incelemeye göre ach3 ve ach5 değeri termal konfor açısından tolere edilebilir

aralıkta olsa da kesitteki hız değeri önerilen aralık içerisinde değildir ve boğulma hissi oluşturmaktadır. ISO-7730' da belirtilen aralık dışında olan hız değerleri Tablo 3.2' de kırmızı ile gösterilmiştir.

Tablo-3.2. Tabandan soğutma sistemi, hava hızı değerleri

Konfor Bölgesi		Hava Hızı	ISO 7730' a uygunluk
Tabandan Soğutma Sistemi	ACH1	Bilek Mesafesi	0,0012
		Omuz Mesafesi	0,0006
	ACH3	Bilek Mesafesi	0,0043
		Omuz Mesafesi	0,0032
	ACH5	Bilek Mesafesi	0,0070
		Omuz Mesafesi	0,0056
	ACH10	Bilek Mesafesi	0,0145
		Omuz Mesafesi	0,0142
	ACH15	Bilek Mesafesi	0,0222
		Omuz Mesafesi	0,0229

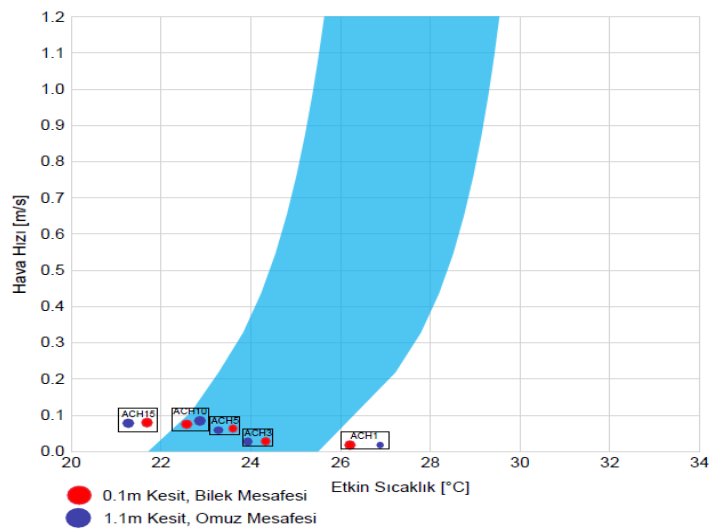
Bölüm 1.1.6' da lokal konforsuzluktan bahsedilmiştir. Mahal içerisinde, kesitlerde hissedilen termal konfor değerleri ideal aralıkta olsa dahi lokal konforsuzluk oluşması durumunda, oda içerisinde bulunan kişinin hissettiği termal konforu olumsuz yönde etkileyecektir. Lokal konfor olarak bahsedilen parametreler cereyan riski, radyant asimetri, zemin sıcaklığı ile bilek & omuz arasında oluşan sıcaklık farkının yüksek olması olarak sıralanmıştır. Lokal konforun ISO 7730' a göre ideal aralıkları Tablo 3.3 içerisinde gösterilmektedir [14]. Tablo 3.3' e göre, ach1 ve ach3 debileri ile odaya beslenen havanın zemin sıcaklığı ve radyant asimetri açısından da ideal aralıkta olmadığı görülmektedir.

Ayrıca farklı debi değerleri kendi içerisinde incelendiğinde cereyan riskinin en yüksek olduğu değer ach15 olarak görülmektedir. ISO-7730 termal konfor için 3 aralık belirlemiştir. Günümüz sistemlerinde verilen tüm parametreleri termal konfor açısından ideal aralık içerisinde konumlandırmak güç ve yüksek maliyetlidir, yapılan analizlerden de aynı şey görülmektedir. Termal konfor genellikle tolere edilebilir aralık içerisinde yer almıştır. Termal konfor tabandan soğutma sistemlerinde ach5, ach10 ve ach15 debilerinde B bölgesinde yer almıştır. B bölgesi de termal konfor açısından ideal aralık içerisinde yer almaktadır zira A bölgesi içerisinde yer alacak sistemlerin tasarlanması karmaşık ve yüksek maliyetlere sahip sistemler ile olmaktadır. Dolayısıyla A bölgesi fizibil değildir, fizibil olarak kabul edilen B bölgesine göre termal konfor değerlendirilecektir.

Tablo-3.3. Tabandan soğutma sistemi, hava hızı değerleri

Lokal Konforsuzluk								
Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Konfor Bölgesi	PMV	PPD (%)	DR (%)	Radyant Asimetri (PPD)	Zemin Sıcaklığı (PPD)	ISO 7730 uygunluk
Tabandan Soğutma $DR = 0,021(93,2 - t_a)(V - 9,8)^{0,62}(0,19VT_u + 3,14)$ A Bölgesi $-0,5 < PMV < +0,5$ $DR < \%10$ $Rad. Asi. < \%10 PPD$ $Zem. S. < \%5 PPD$ B Bölgesi $-0,5 < PMV < +0,5$ $DR < \%20$ $Rad. Asi. < \%5 PPD$ $Zem. S. < \%10 PPD$ C Bölgesi $-0,7 < PMV < +0,7$ $DR < \%30$ $Rad. Asi. < \%10 PPD$ $Zem. S. < \%15 PPD$	ach1	Bilek Mesafesi	0,94	23,7	13,86	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	1,4	45,4	13,47	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
	ach3	Bilek Mesafesi	0,58	12,1	14,18	Uygun değil	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
		Omuz Mesafesi	0,67	14,5	14,09	Uygun değil	B Bölgesi	Uygun değil
	ach5	Bilek Mesafesi	0,38	8	14,34	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
		Omuz Mesafesi	0,39	8,2	14,35	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
	ach10	Bilek Mesafesi	0,17	5,6	14,51	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
		Omuz Mesafesi	0,15	5,4	14,54	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
	ach15	Bilek Mesafesi	-0,02	5	14,66	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
		Omuz Mesafesi	-0,04	5	14,67	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun

ISO-7730' a göre odaya beslenen debilerin kıyaslanmasında, ach1 tamamen yetersiz gelmektedir. ach3 ve ach5 termal konfor açısından tolere edilebilir aralıkta olsa da kesitlerdeki hava hızı açısından aşırı düşük boğulma hissiyatı oluşturduğu hesaplanmıştır. Ach 10 ve ach15 değerleri termal konfor ve lokal konfor açısından en uygun değerler olarak öne çıkmaktadır. Ayrıca, termal konfor ASHRAE-55 açısından da incelenmiş, ideal aralık grafiğine Şekil 3.7' de yerleştirilmiştir.

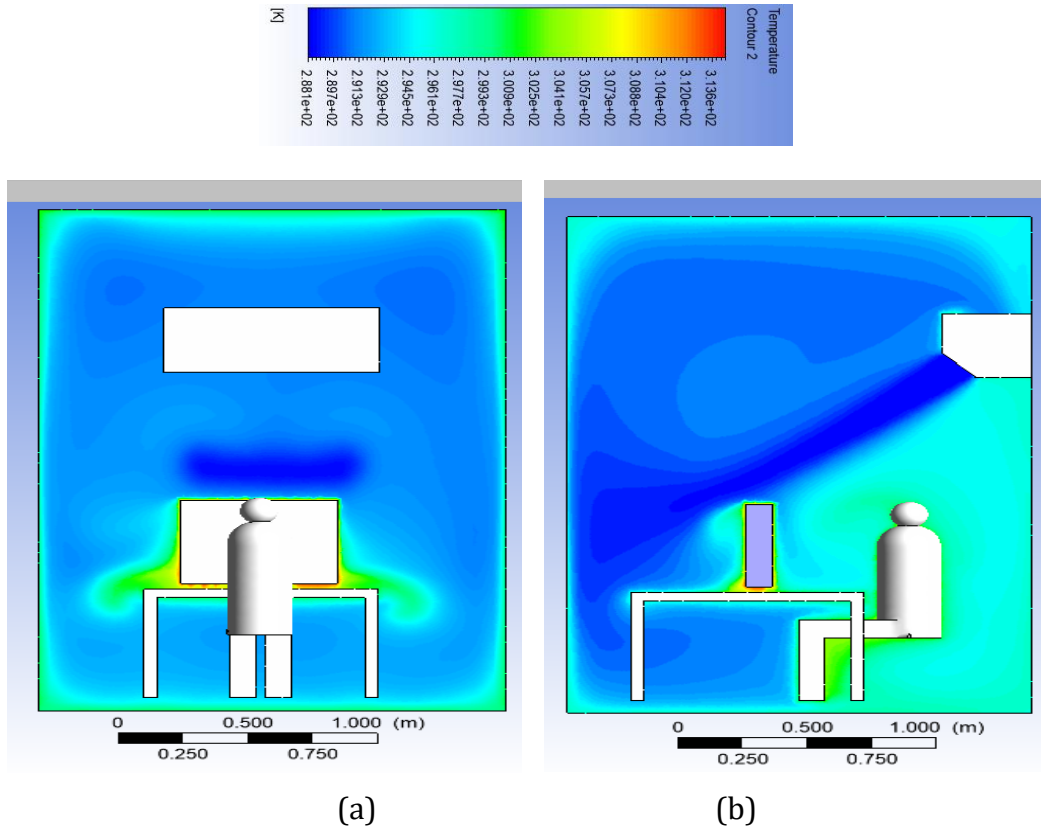


Şekil 3.7. Tabandan soğutma sistemi, ASHRAE-55 konfor aralığı grafiği [51]

ASHRAE-55' e göre termal konfor hesaplamaları değişkenlik göstermektedir. ISO-7730' a göre ach10 ve ach15 değerlerinin hem lokal hem de termal konfor açısından en uygun değerler olduğu görülmüştü. ASHRAE-55 standardının termal konfor aralığına göre ach1 değeri sıcak hissiyat vermektedir. Ach3, ach5 ve ach 10 değerleri termal konfor açısından ideal aralıkta, ach15 değeri serin hissiyat vermektedir. Hem ISO-7730 hem de ASHRAE-55' e göre termal ve lokal konforun en ideal olduğu değerin tabandan soğutma sisteminde ach10 debisi olduğu görülmektedir.

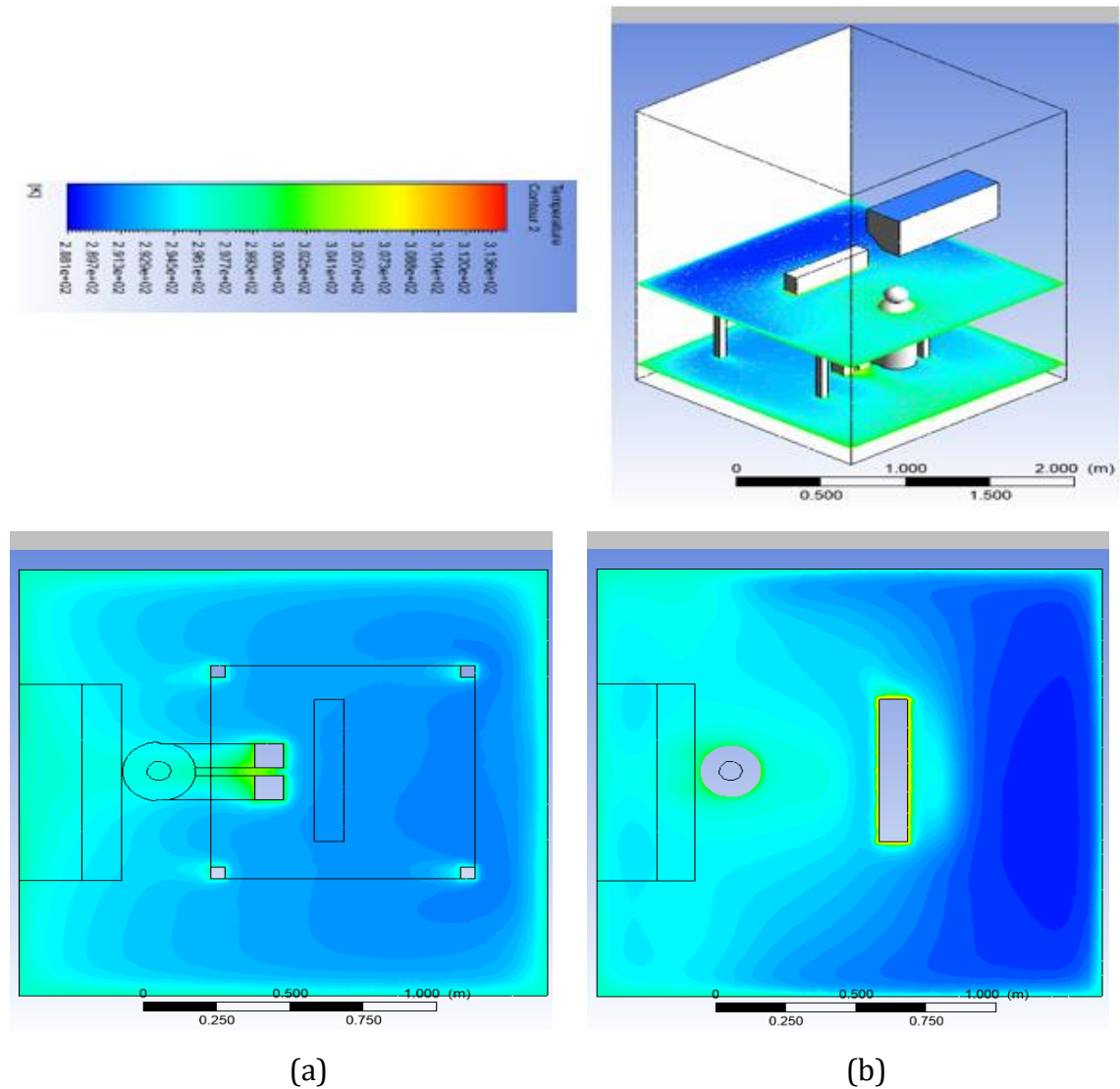
3.2. Klima ile Soğutma Sistemi Sonuçlarının İncelenmesi

Klima ile soğutulan mahalde ach1, ach3, ach5, ach10 ve ach15 değerleri ile hava beslenmesiyle mahal içerisinde oluşan sıcaklık ve hız dağılımları, ASHRAE-55 ve ISO-7730' a göre mahal içerisinde hissedilen termal konfor aralıklarına uygunluk ve cereyan etkileri incelenmiştir. Şekil 3.8 klima ile soğutulan mahalin oda içerisindeki termal dağılımını göstermektedir. Beklendiği gibi, insan ve bilgisayarın bulunduğu yüzeylerde sıcaklığın daha yüksek olduğu görülmektedir. Klimanın yerleşiminden dolayı besleme kesitinin bulunduğu bölgede yoğun bir soğuk hava oluştuğu gözlemlenmiştir.



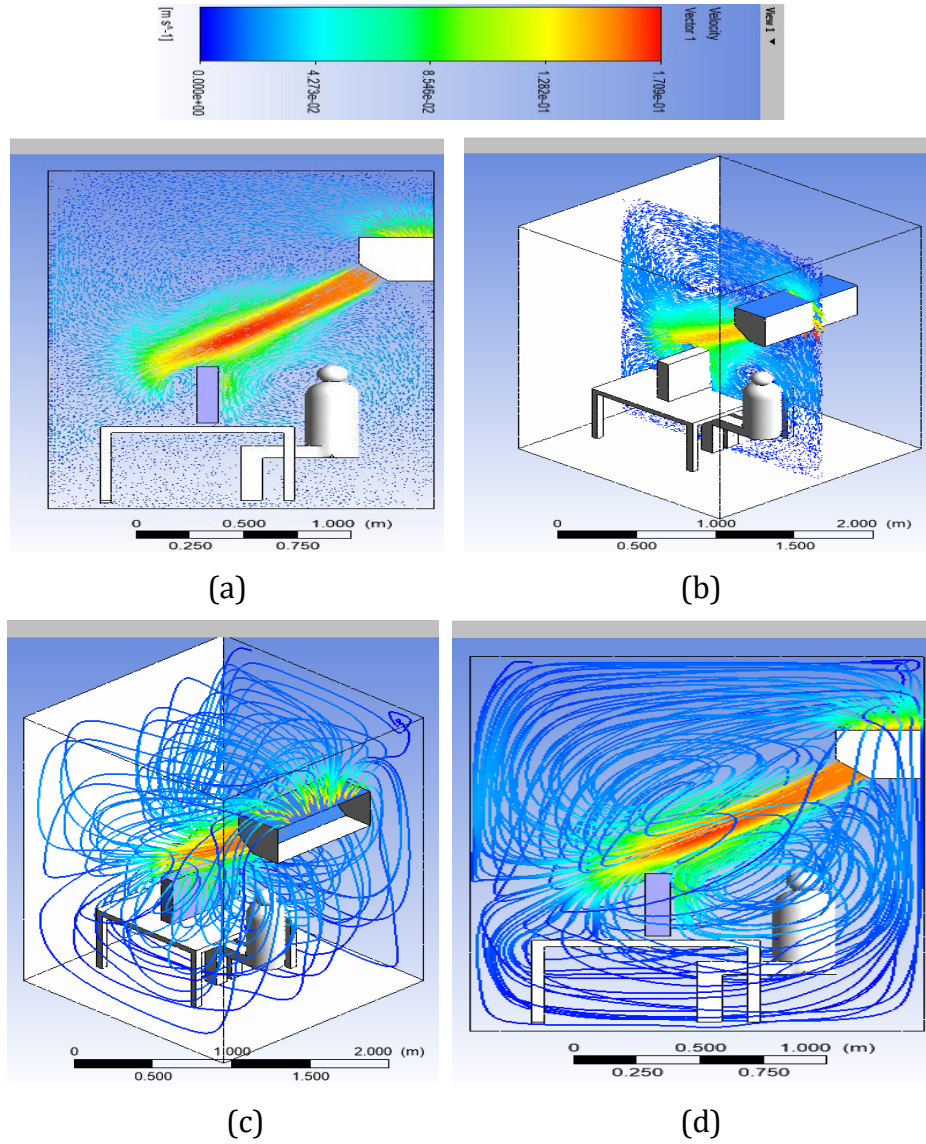
Şekil 3.8. Klima ile soğutulan mahal sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi

Şekillerden görüldüğü gibi, klimanın yerleşimi mahal içerisindeki havalandırmayı yüksek derecede etkilemektedir. Buna göre, odanın taban ve baş mesafeleri arasında sıcaklık farkı olduğu görülmektedir. Buna ek olarak, masanın konumu klimanın besleme kesidinin altında kaldığı için oda içerisinde, klimanın besleme kesidinin yönünde soğuk bölge oluştuğu görülmüştür. Mahalin içerisinde, termal konforun ölçüm noktaları olan bilek ve omuz mesafelerinden alınan hız ve sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Şekil 3.9 hem perspektif gösterim hem de bilek ve omuz mesafelerindeki ayrı ayrı sıcaklık dağılımları Kontur olarak gösterilmiştir. Bu dağılımlarda, tabandan soğutmada beklenildiği gibi, bilek mesafesinde daha soğuk bir sıcaklık hissiyatı olduğu görülmektedir, ayrıca bu değerler Bölüm 3’ de tablolar ve PMV & PPD yöntemleri ile de incelenecektir.



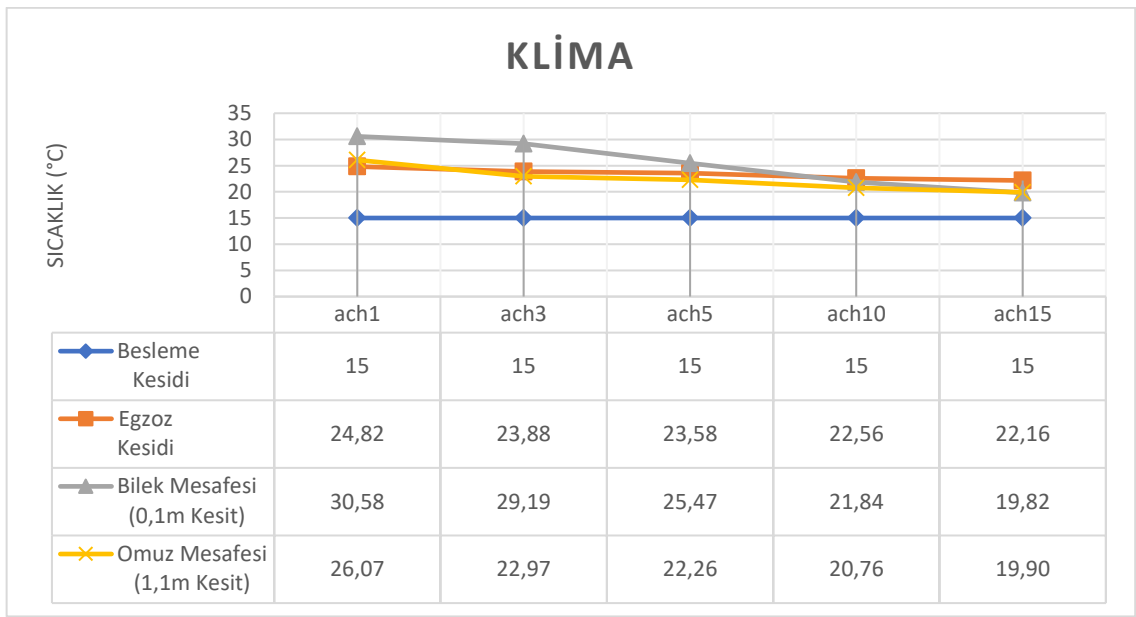
Şekil 3.9. Klima ile soğutulan, 0.1m (a) ve 1.1m (b) kesitlerdeki sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi

Şekil 3.10. klima ile soğutulan mahalın içerisinde oluşan hız dağılımlarını vektörel ve çizgisel olarak göstermektedir. Mahal içerisinde beklenildiği gibi girdaplar oluştuğu gözlemlenmiştir. Tabandan soğutma ile kıyasla türbülans yoğunluğunun ve girdap oluşumunun daha fazla olduğu gözlemlenmektedir. Girdaplar odaya beslenen taze hava sıcaklığın arttığı bölgelerde, yani bilgisayar ve insanın çevresinde genişlemiş, bu da insan ve bilgisayar çevresinde yoğun girdaplar oluşmasına sebep olmuştur. Klimanın besleme kesidinin doğrultusunda hızın yükseldiği görülmüştür. Bu kesit çevresinde yükselen hız ayrıca cereyan etkisine de sebep olacaktır, Bölüm 3’ de cereyan etkisi de inceleyecektir. Çizgisel gösterimde de görüleceği üzere odadaki hava akışı türbülanslı olarak gerçekleşmiştir.

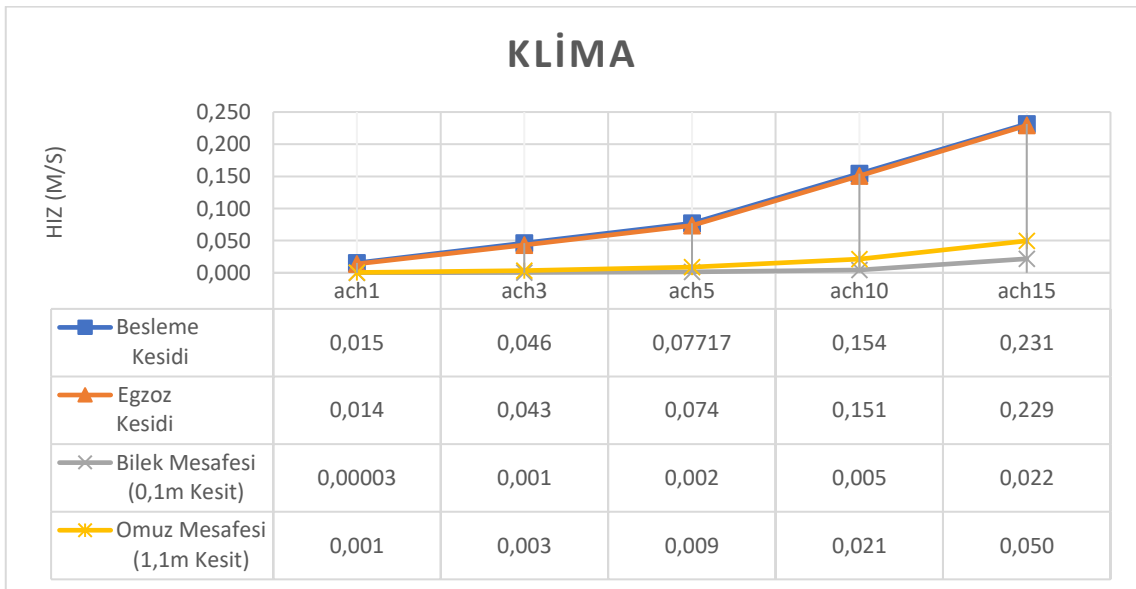


Şekil 3.10. Klima ile soğutulan, mahal, hız dağılımı, vektörel (a), (b) & çizgisel (c), (d) gösterim

Şekil 3.11 ve 3.12 mahal içerisine beslenen ach1, ach3, ach5, ach10 ve ach15 değerlerindeki havanın bilek, omuz ve egzoz kesitlerinde ölçülen hız ve sıcaklıklarını göstermektedir. Her durumda odaya 15 derecede hava beslendiği Şekil 3.11’ de görülmektedir. Mahale beslenen hava mavi çizgi ile, bilek mesafesi gri çizgi ile, omuz mesafesi sarı çizgi ile egzoz kesidi de turuncu çizgi ile gösterilmiştir. Ach1 değerinde odaya beslenen 15 derecedeki hava, odaya gerekli soğutma yükünü sağlayamamış ve odadan 30,58 derece ile çıkış yapmıştır. Şekil 3.12 ise aynı kesitlerden ölçülen hız değerlerini göstermektedir. Havanın ısındıkça genişlemesi grafikte ölçülen hız değerlerine de yansımıştır.



Şekil 3.11. Klima ile soğutulan, kesitlerdeki sıcaklık dağılımı

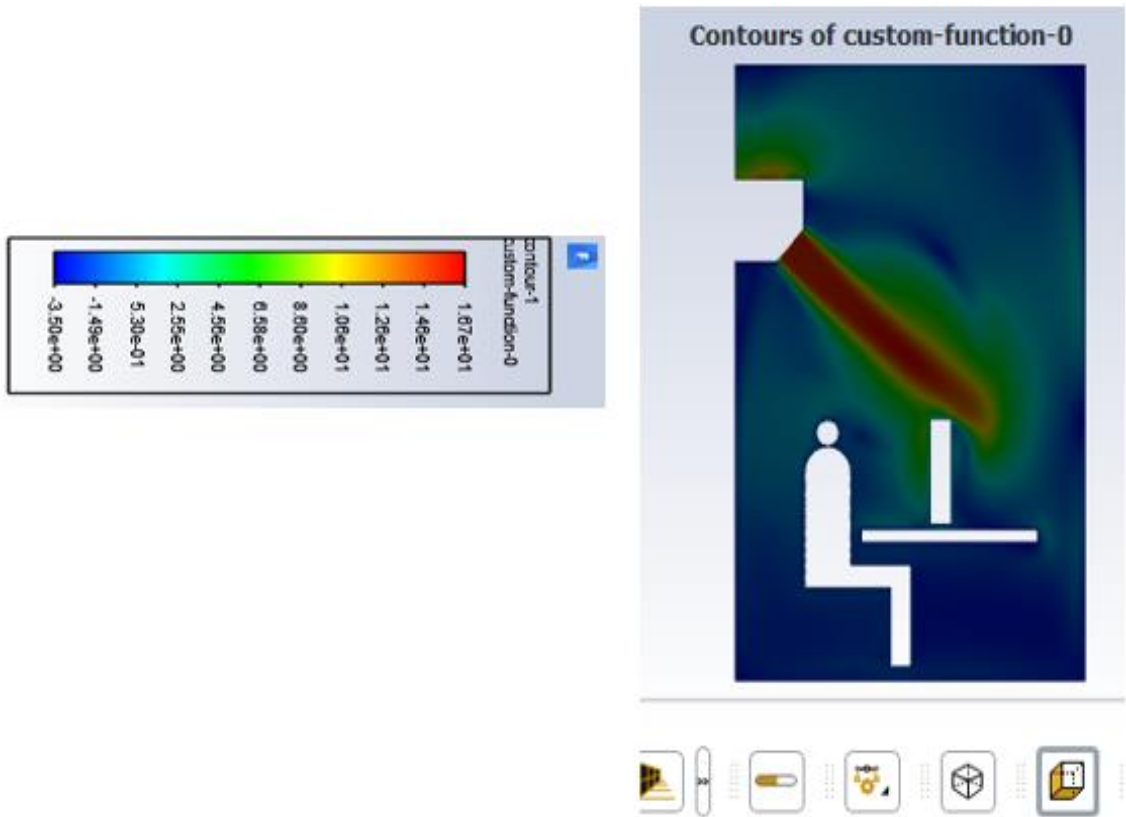


Şekil 3.12. Klima ile soğutulan, kesitlerdeki hız dağılımı

Sıcaklık dağılımı grafiği incelendiğinde, ach1 ve ach3 değerleri odayı soğutmaya yetmemiş, aksine ters etki yapıp mahalin sıcaklığını arttıracak etki göstermiştir. Odaya beslenen hava arttığında, beklendiği gibi ach5 ve ach10 değerlerinde odanın havalandırmasında bariz iyileşmeler olmuş ve ideal termal konfor aralığına yaklaştığı ölçülmüştür. ach15 debisinin de hafif soğuk termal konfor hissi oluşturduğu ölçülmüştür.

Mahal içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımı ve türbülans bağımsızlığına bağlı olarak ölçümü Bölüm 1, denklem 1.14' de verilen formül ile bahsedilmiştir. Denklem 1.14' de bulunan değişkenler HAD' da Fluent içerisine bir fonksiyon olarak tanımlanmış ve mahal içerisindeki ceryan riski Kontur gösterimi ile de Şekil 3.6' da incelenmiştir. Şekil 3.13' da görülebileceği gibi ceryan etkisinin yüksek olduğu bölgeler daha çok besleme kesidinin çevresindeki kısımlardır. Hızın yüksek olduğu bölgelerde türbülans bağımsızlığının da yüksek olması beklenir. Bunun da grafiğe yansıdığını Şekil 3.13' de görmekteyiz.

$$DR = 0,021(93,2 - t_a) (V - 9,8)^{0,62}(0,19VT_u + 3,14) \quad (1.14)$$



Şekil 3.13. Klima ile soğutulan, ceryan riski

Cereyan riski incelemesi de yapıldıktan sonra, insanın odada hissettiği konfor ASHRAE-55 ve ISO-7730' da belirtilen aralıklara göre incelenmiştir.

Mahal içerisinde konfor bölgeleri olan bilek ve omuz mesafelerinde hissedilen termal konfor değerleri Tablo 3.4' de incelenmiştir. Burada, yaz şartları ve soğutma koşulları incelendiği için kıyafet etkisi 0,67 clo, odada oturan insan oturur vaziyette olduğu için metabolik aktivitesi 1,2 met olarak alınmıştır [47]. Kesitlerdeki konfor değerleri, Bölüm 1' de bahsedilmiş olan PMV konfor aralığı tablosuna göre yerleştirilmiştir. Tabloda 0 değerinin en ideal konfor değeri, -1 ile +1 arasındaki değerlerin tolere edilebilir aralık olduğundan bahsedilmekteydi [20].

Tablo 1.3 incelendiğinde, kırmızı ile gösterilen ach1 ve ach3 ile odaya beslenen havanın ideal termal konfor sınırlarının dışında olduğu görülmektedir. Ach5 debisi bilek mesafesinde konfor aralığı dışında ancak omuz mesafesi için termal konfor aralığı içinde olduğu görülmektedir. Ach10 değeri odaya beslenen en ideal hava debisi olarak görülmektedir. Ach15 debisi ile odaya beslenen hava da hafif serin hissiyat oluşturuyor olarak görülmektedir.

Tablo-3.4. Klima ile soğutulan mahal, PMV & PPD konfor değerleri

Konfor Bölgesi			Sıcaklık (C)	Hava Hızı (m/s)	Bağıl Nem (%)	Giyim (Clo)	Met. Aktivite	PMV (+/-3)	PPD (%)
Klima	ach1	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	30,58	0,00003	50%	0,67	1,2	1,98	75,9
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	26,07	0,0005	50%	0,67	1,2	0,94	23,7
	ach3	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	29,19	0,0005	50%	0,67	1,2	1,65	59,2
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	22,97	0,0033	50%	0,67	1,2	0,25	6,3
	ach5	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	25,47	0,0016	50%	0,67	1,2	0,81	18,7
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	22,26	0,0090	50%	0,67	1,2	0,18	5,7
	ach10	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	21,84	0,0046	50%	0,67	1,2	0	5
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	20,76	0,0211	50%	0,67	1,2	-0,21	5,9
	ach15	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	19,82	0,0218	50%	0,67	1,2	-0,43	8,9
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	19,90	0,0497	50%	0,67	1,2	-0,43	8,9

Kişinin mahal içerisinde termal konforu ideal olarak hissedebilmesi için değişkenler yalnızca sıcaklık değildir. Bilek ve omuz mesafelerinde hissedilen hava hızı da

önemli faktörler arasında yer almaktadır. Hava hızının çok düşük olduğu durumlarda oda içerisinde bir boğulma hissi oluşacaktır.

Tablo 3.5 bilek ve omuz kesitlerindeki hava hızlarını ISO-7730' a göre incelemiştir. Ach1 ve ach3 debileri ideal aralık altındadır ve boğulma hissi oluşturmaktadır. Ach5 debisi omuz mesafesi için tolere edilebilir aralıkta yer almaktadır. Hava hızları açısından ideal değerlerin ach10 ve ach15 debilerinin ISO-7730' a göre uygun hava hızları sağladığı görülmektedir. ISO-7730' da belirtilen aralık dışında olan hız değerleri Tablo 3.5' de kırmızı ile gösterilmiştir.

Tablo-3.5. Klima ile soğutulan mahal, hava hızı değerleri

Hava Hızı				
Konfor Bölgesi			Hava Hızı	ISO 7730' a uygunluk
Klima	ACH1	Bilek Mesafesi	0,00003	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,00053	Uygun değil
	ACH3	Bilek Mesafesi	0,0005	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,0033	Uygun değil
	ACH5	Bilek Mesafesi	0,00163	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,0090	uygun
	ACH10	Bilek Mesafesi	0,0046	uygun
		Omuz Mesafesi	0,0211	uygun
	ACH15	Bilek Mesafesi	0,0218	uygun
		Omuz Mesafesi	0,0497	uygun

Bölüm 1.1.6' da lokal konforsuzluktan bahsedilmişti. Mahal içerisinde, kesitlerde hissedilen termal konfor değerleri ideal aralıkta olsa dahi lokal konforsuzluk oluşması durumunda, oda içerisinde bulunan kişinin hissettiği termal konforu olumsuz yönde etkileyecektir. Lokal konfor olarak bahsedilen parametreler cereyan riski, radyant asimetri, zemin sıcaklığı ile bilek & omuz arasında oluşan sıcaklık farkının yüksek olması olarak sıralanmıştı. Lokal konforun ISO 7730' a göre ideal aralıkları Tablo 3.3 içerisinde gösterilmektedir [14].

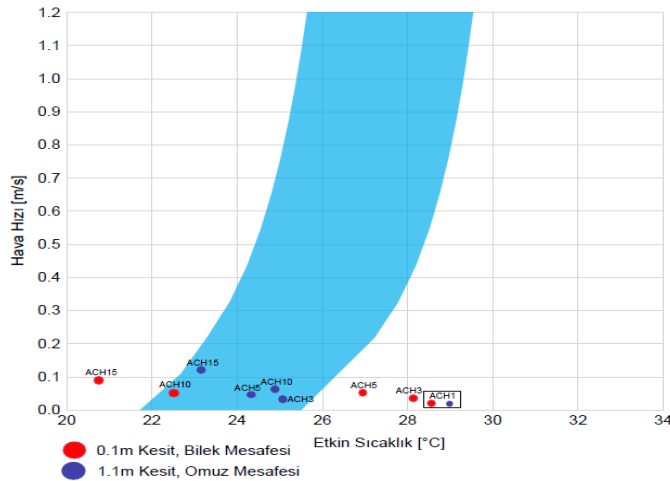
Tablo 3.6' e göre, ach1, ach3 ve ach5 debileri ile odaya beslenen havanın zemin sıcaklığı ve radyant asimetri açısından da ideal aralıkta olmadığı görülmektedir. Ayrıca farklı debi değerleri kendi içerisinde incelendiğinde cereyan riskinin en yüksek olduğu değer ach15 olarak görülmektedir. ISO-7730 termal konfor için 3 aralık belirlemiştir. Günümüz sistemlerinde verilen tüm parametreleri termal konfor açısından ideal aralık içerisinde konumlandırmak güç ve yüksek maliyetlidir, yapılan analizlerden de aynı şey görülmektedir. Termal konfor genellikle tolere

edilebilir aralık içerisinde yer almıştır. Termal konfor, klima ile soğutmada ach10 ile ach15 değerinde ve B bölgesinde yer almıştır.

Tablo-3.6. Klima ile soğutulan mahal, hava hızı değerleri

Lokal Konforsuzluk								
Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Konfor Bölgesi	PMV	PPD (%)	DR (%)	Radyant Asimetri (PPD)	Zemin Sıcaklığı (PPD)	ISO 7730 uygunluk
Klima $DR = 0,021(93,2 - t_a)(V - 9,8)^{0,62}(0,19VT_u + 3,14)$ A Bölgesi $-0,5 < PMV < +0,5$ $DR < \%10$ $Rad. Asi. < \%10 PPD$ $Zem. S. < \%5 PPD$ B Bölgesi $-0,5 < PMV < +0,5$ $DR < \%20$ $Rad. Asi. < \%5 PPD$ $Zem. S. < \%10 PPD$ C Bölgesi $-0,7 < PMV < +0,7$ $DR < \%30$ $Rad. Asi. < \%10 PPD$ $Zem. S. < \%15 PPD$	ach1	Bilek Mesafesi	1,98	75,9	12,93	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,94	23,7	13,86	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
	ach3	Bilek Mesafesi	1,65	59,2	13,21	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,25	6,3	14,48	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
	ach5	Bilek Mesafesi	0,81	18,7	13,97	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,18	5,7	14,60	B bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
	ach10	Bilek Mesafesi	0	5	14,71	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
		Omuz Mesafesi	-0,21	5,9	14,86	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
	ach15	Bilek Mesafesi	-0,43	8,9	15,05	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun
		Omuz Mesafesi	-0,43	8,9	14,90	B Bölgesi	B Bölgesi	B Bölgesi, Uygun

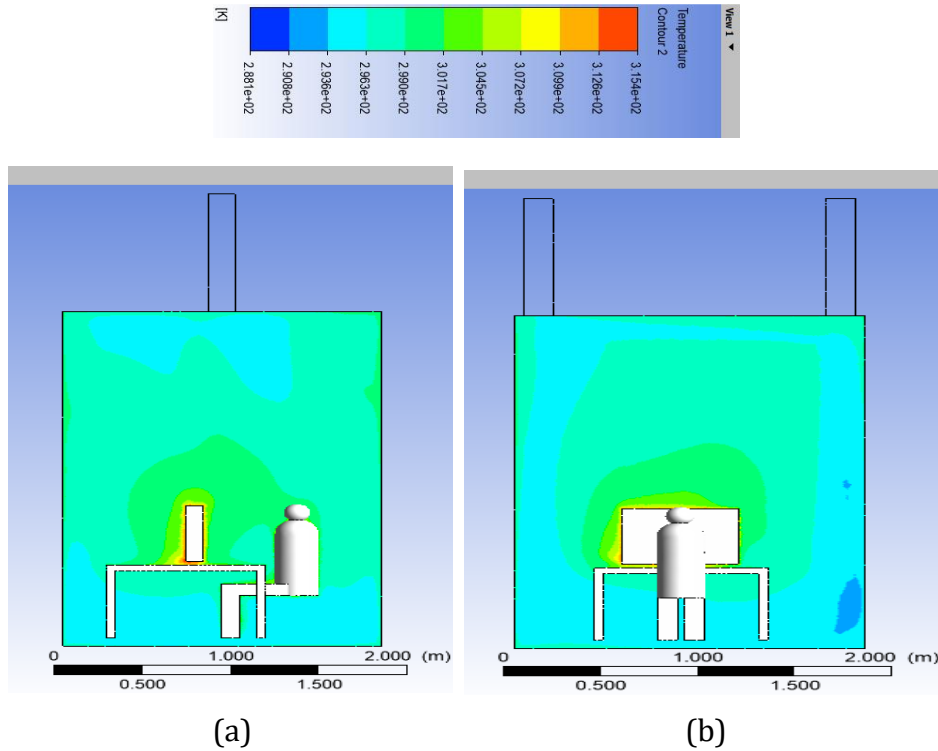
ISO-7730' a göre odaya beslenen debilerin kıyaslanmasında, ach1 ile ach3 tamamen yetersiz gelmektedir. ach5 termal konfor açısından tolere edilebilir aralıktadır olsa da kesitlerdeki hava hızı açısından aşırı düşük boğulma hissiyatı oluşturduğu hesaplanmıştır. Ach10 değeri termal konfor ve lokal konfor açısından en uygun değerler olarak öne çıkmaktadır. Ayrıca, termal konfor ASHRAE-55 açısından da incelenmiş, ideal aralık grafiğine Şekil 3.14' de yerleştirilmiştir.



Şekil 3.14. Klima ile soğutulan mahal, ASHRAE-55 Konfor aralığı grafiği [51]

3.3. Tavandan Soğutma Sistemi Sonuçlarının İncelenmesi

Tavandan soğutma sistemi ile soğutulan mahalde ach1, ach3, ach5, ach10 ve ach15 değerleri ile hava beslenmesiyle mahal içerisinde oluşan sıcaklık ve hız dağılımları, ASHRAE-55 ve ISO-7730' a göre mahal içerisinde hissedilen termal konfor aralıklarına uygunluk ve cereyan etkileri incelenmiştir. Şekil 3.15 tavandan soğutma sistemi ile soğutulan mahalin oda içerisindeki termal dağılımını göstermektedir. Beklendiği gibi, insan ve bilgisayarın bulunduğu yüzeylerde sıcaklığın daha yüksek olduğu görülmektedir. Klimanın yerleşiminden dolayı besleme kesitinin bulunduğu bölgede yoğun bir soğuk hava oluştuğu gözlemlenmiştir.

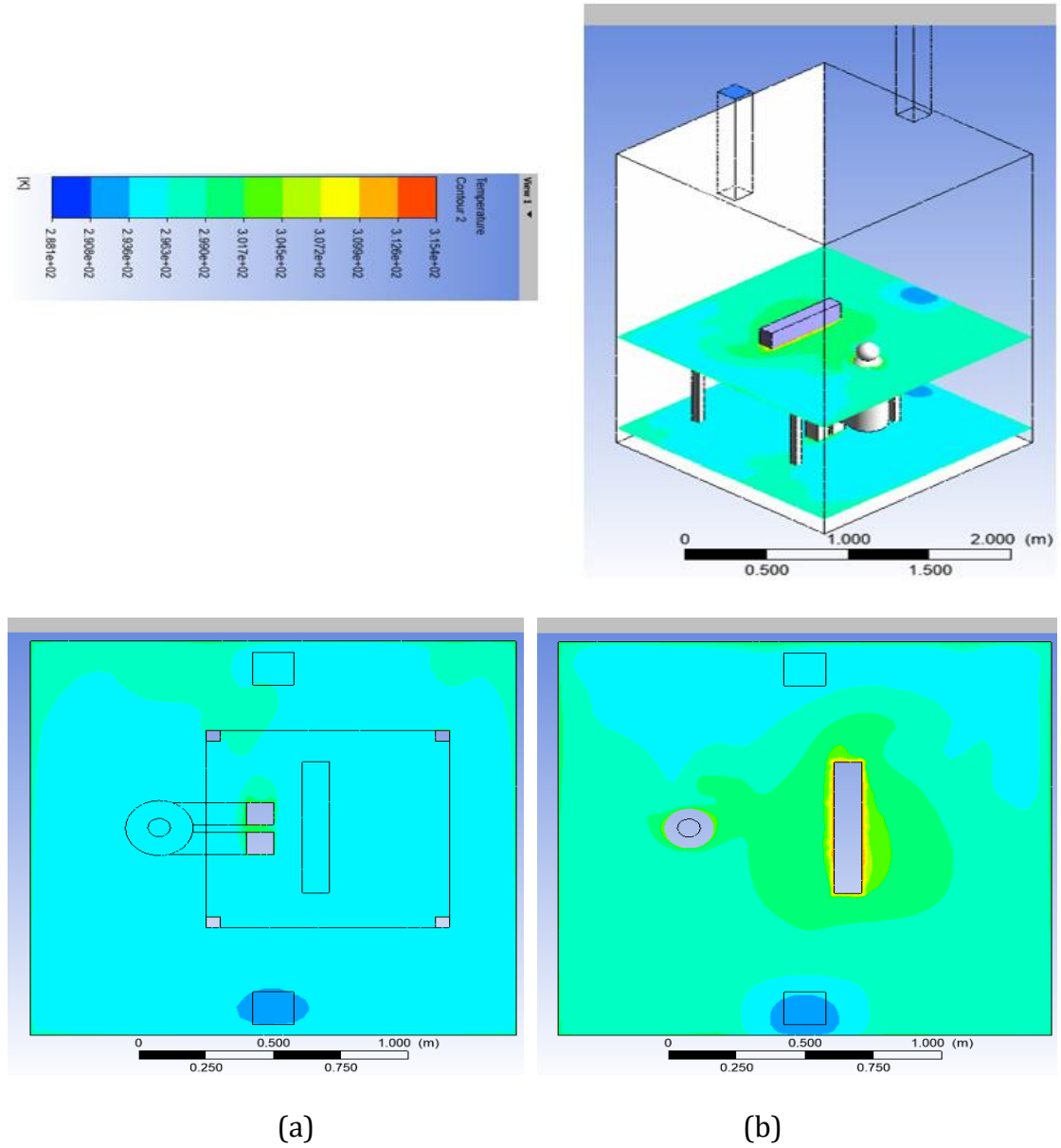


Şekil 3.15. Tavandan soğutulan mahal, sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi

Şekillerden görüldüğü gibi, tavandan soğutma difüzörlerinin yerleşimi mahal içerisindeki havalandırmayı yüksek derecede etkilemektedir. Buna göre, odanın taban ve baş mesafeleri arasında sıcaklık farkı olduğu görülmektedir. Klima ile soğutulan mahalin oda içerisinde, termal konforun ölçüm noktaları olan bilek ve omuz mesafelerindeki kesitlerden alınan sıcaklık dağılımları gösterilmiştir. Şekil 3.16 hem perspektif gösterim hem de bilek ve omuz mesafelerindeki ayrı ayrı sıcaklık dağılımları Kontur olarak gösterilmiştir.

Bu dağılımlarda, tabandan soğutmada beklenildiği gibi, bilek mesafesinde daha

soğuk bir sıcaklık hissiyatı olduğu görülmektedir, ayrıca bu değerler Bölüm 3' de tablolar ve PMV & PPD yöntemleri ile de incelenecektir.

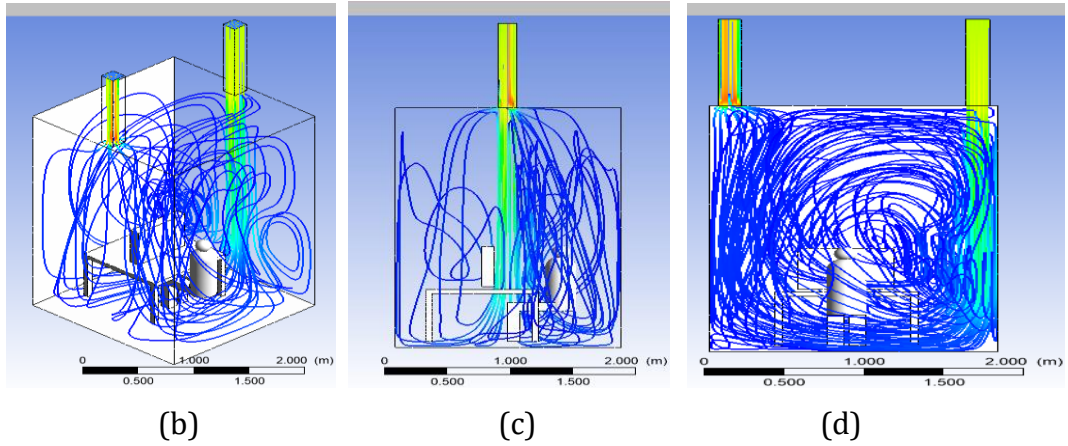
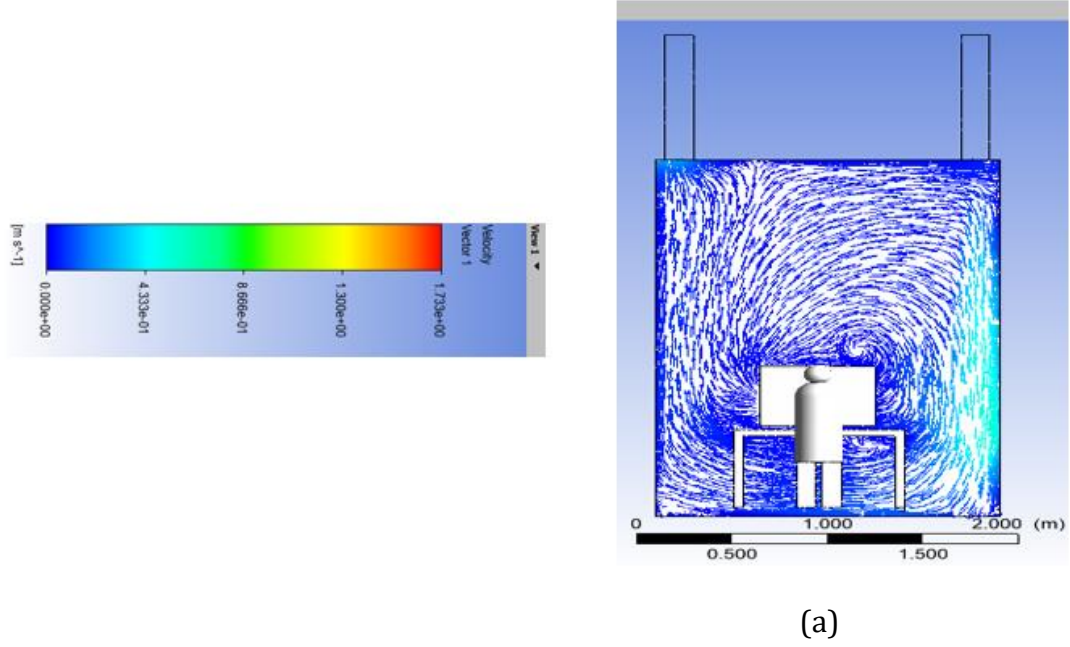


Şekil 3.16. Tavandan soğutulan mahal, 0,1m (a) ve 1,1m (b) kesitlerdeki sıcaklık dağılımı, kontur gösterimi

Şekil 3.17. tavandan soğutma sistemi ile soğutulan mahalin içerisinde oluşan hız dağılımlarını vektörel ve çizgisel olarak göstermektedir. Mahal içerisinde beklenildiği gibi girdaplar olduğu gözlemlenmiştir.

Tabandan soğutma ile kıyasla türbülans yoğunluğunun ve girdap oluşumunun daha fazla olduğu gözlemlenmektedir. Girdaplar odaya beslenen taze hava sıcaklığın arttığı bölgelerde, yani bilgisayar ve insanın çevresinde genişlemiş, bu da insan ve bilgisayar çevresinde yoğun girdaplar oluşmasına sebep olmuştur. Çizgisel

gösterimde de görüleceği üzere odadaki hava akışı türbülanslı olarak gerçekleşmiştir. Mahalde, diğer soğutma sistemlerine kıyasla yüksek derecede türbülans yoğunluğu görülmüştür.

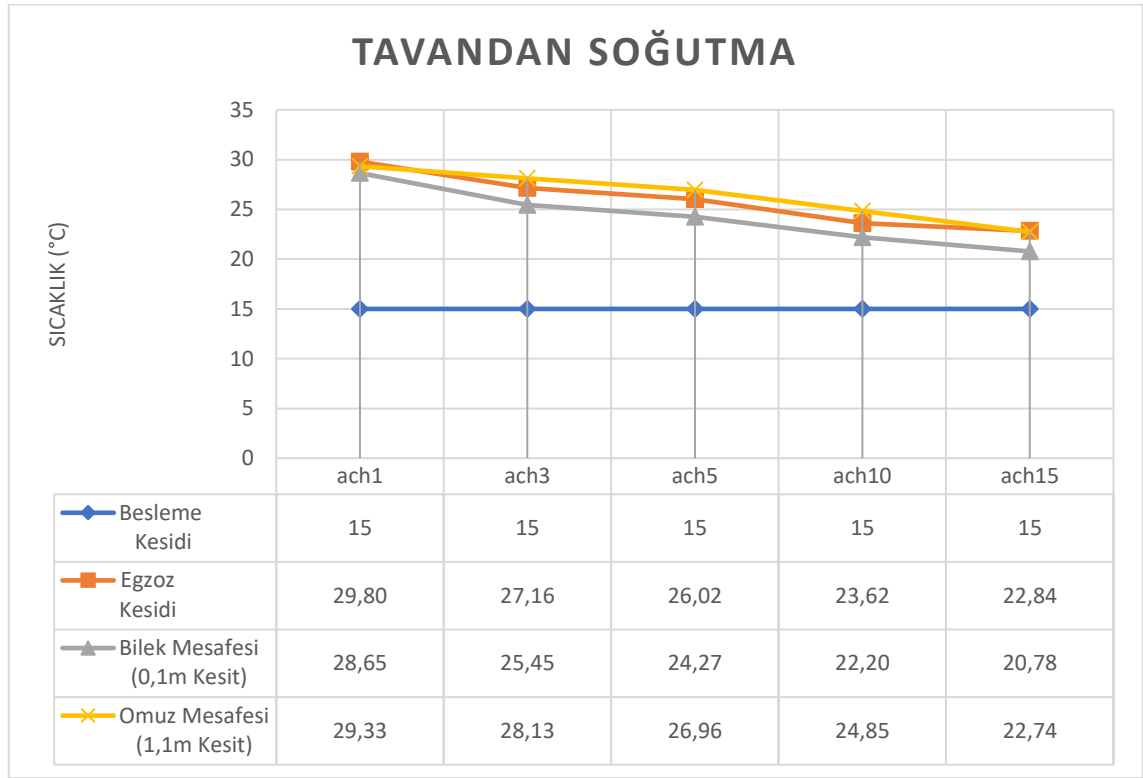


Şekil 3.17. Tavandan soğutulan mahal, mahal, hız dağılımı, vektörel (a) & çizgisel (b), (c), (d) gösterim

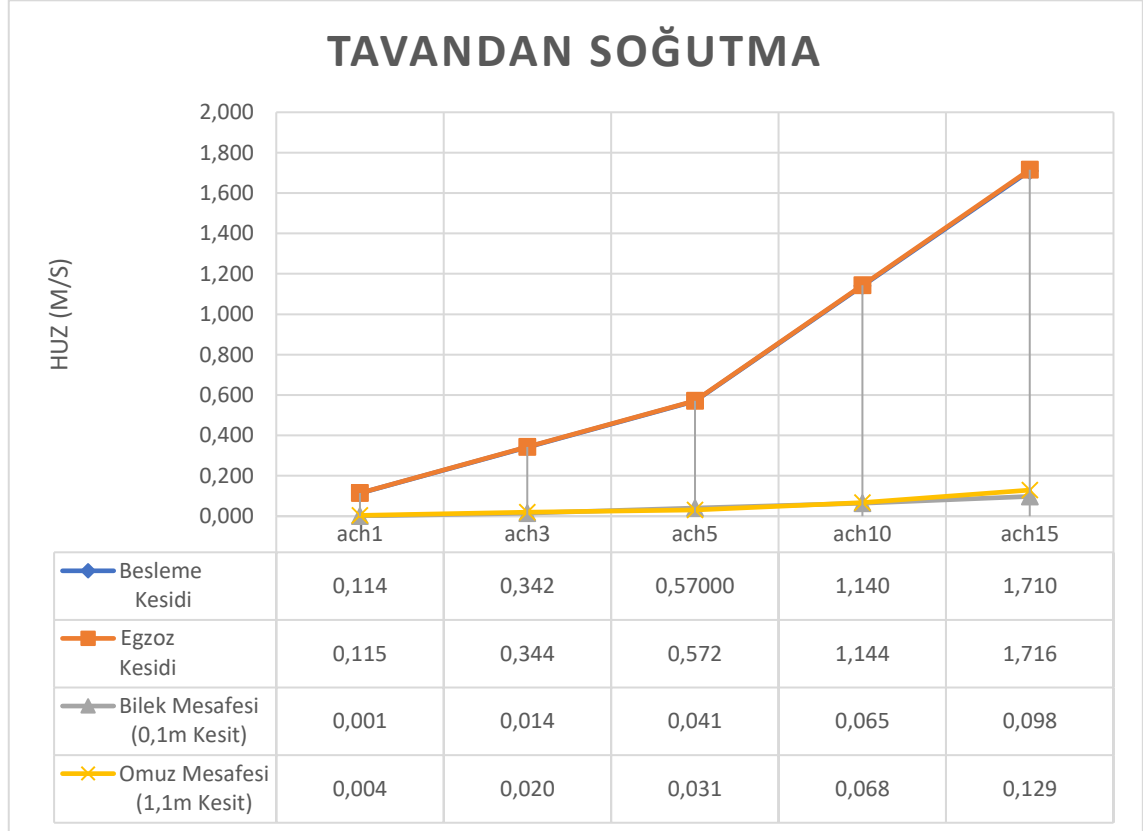
Şekil 3.17 mahal içerisine beslenen ach1, ach3, ach5, ach10 ve ach15 değerlerindeki havanın bilek, omuz ve egzoz kesitlerinde ölçülen hız ve sıcaklıklarını göstermektedir. Her durumda odaya 15 derecede hava beslendiği Şekil 3.18’ de görülmektedir. Mahale beslenen hava mavi çizgi ile, bilek mesafesi gri çizgi ile, omuz mesafesi sarı çizgi ile egzoz kesidi de turuncu çizgi ile gösterilmiştir. Ach1 değerinde odaya beslenen 15 derecedeki hava, odaya gerekli soğutma yükünü sağlayamamış ve odadan 29,33 derece ile çıkış yapmıştır.

Şekil 3.19 ise aynı kesitlerden ölçülen hız değerlerini göstermektedir. Havanın

ısındıkça genişlemesi grafikte ölçülen hız değerlerine de yansımıştır.



Şekil 3.18. Tavandan soğutulan mahal, kesitlerdeki sıcaklık dağılımı



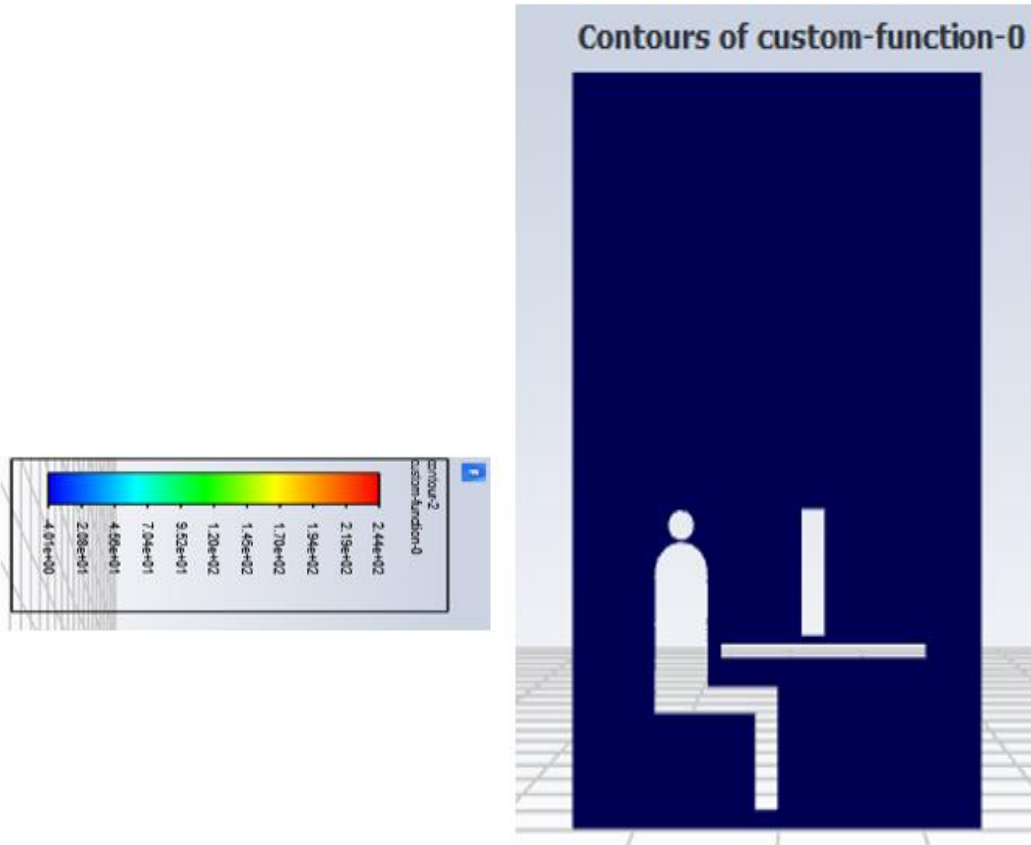
Şekil 3.19. Tavandan soğutulan mahal, kesitlerdeki hız dağılımı

Sıcaklık dağılımı grafiği incelendiğinde, ach1, ach3 ve ach5 değerleri mahali soğutmaya yetmemiş, aksine ters etki yapıp mahalin sıcaklığını arttıracak etki göstermiştir.

Odaya beslenen hava debisi arttığında, beklendiği gibi ach10 debisi termal konfor şartlarını sağlayacak aralığa gelmiş, ach15 debisi de termal konfor açısından serin hissiyat oluşturmuştur.

Mahal içerisindeki hız ve sıcaklık dağılımı ve türbülans bağımsızlığına bağlı olarak ölçümü Bölüm 1, denklem 1.14' de verilen formül ile bahsedilmiştir. Denklem 1.14' de bulunan değişkenler HAD' da Fluent içerisine bir fonksiyon olarak tanımlanmış ve mahal içerisindeki cereyan riski Kontur gösterimi ile de Şekil 3.20' de incelenmiştir. Şekil 3.20' de görülebileceği gibi cereyan etkisinin yüksek olduğu bölgeler daha çok egzoz kısmında oluşmuştur. Hızın yüksek olduğu bölgelerde türbülans bağımsızlığının da yüksek olması beklenir. Bunun da grafiğe yansıdığını Şekil 3.6' da görmekteyiz.

$$DR = 0,021(93,2 - t_a) (V - 9,8)^{0,62} (0,19VT_u + 3,14) \quad (1.14)$$



Şekil 3.20. Tavandan soğutma sistemi, cereyan etkisi, kontur gösterimi

Cereyan riski incelemesi de yapıldıktan sonra, insanın odada hissettiği konfor ASHRAE-55 ve ISO-7730’ da belirtilen aralıklara göre incelenmiştir. Mahal içerisinde konfor bölgeleri olan bilek ve omuz mesafelerinde hissedilen termal konfor değerleri Tablo 3.7’ de incelenmiştir.

Burada, yaz şartları ve soğutma koşulları incelendiği için kıyafet etkisi 0,67 clo, odada oturan insan oturur vaziyette olduğu için metabolik aktivitesi 1,2 met olarak alınmıştır [47]. Kesitlerdeki konfor değerleri, Bölüm 1’ de bahsedilmiş olan PMV konfor aralığı tablosuna göre yerleştirilmiştir.

Tabloda 0 değerinin en ideal konfor değeri, -1 ile +1 arasındaki değerlerin tolere edilebilir aralık olduğundan bahsedilmekteydi [20]. Tablo 1.3 incelendiğinde, kırmızı ile gösterilen ach1, ach3 ve ach5 debileri ile odaya beslenen havanın ideal termal konfor sınırlarının dışında olduğu görülmektedir.

Ach1, ach3 ve ach5 değeri sıcak hissiyat oluşturmaktadır. Ach10 ideal termal konfor aralığında, ach15 değeri ise hafif serin hissiyat oluşturmaktadır. Tablo 3.7’ de kırmızı ile gösterilen hücreler termal konfor aralığı dışında kalmaktadır.

Tablo-3.7. Tavandan soğutma sistemi, pmv & ppd konfor değerleri

Konfor Bölgesi			Sıcaklık (°C)	Hava Hızı (m/s)	Bağıl Nem (%)	Giyim (Clo)	Met. Aktivite	PMV (+/-3)	PPD (%)
Tavandan Soğutma Sistemi	ach1	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	28,65	0,0009	50%	0,67	1,2	1,54	52,9
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	29,33	0,0041	50%	0,67	1,2	1,7	61,7
	ach3	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	25,45	0,0144	50%	0,67	1,2	0,83	19,5
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	28,13	0,0204	50%	0,67	1,2	1,51	51,7
	ach5	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	24,27	0,0410	50%	0,67	1,2	1,17	33,7
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	26,96	0,031	50%	0,67	1,2	1,1	30,5
	ach10	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	22,20	0,065	50%	0,67	1,2	0,09	5,2
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	24,85	0,068	50%	0,67	1,2	0,67	14,5
	ach15	Bilek Mesafesi (0,1m kesit)	20,78	0,098	50%	0,67	1,2	-0,22	6
		Omuz Mesafesi (1,1m kesit)	22,74	0,129	50%	0,67	1,2	0,16	5,5

Kişinin mahal içerisinde termal konforu ideal olarak hissedebilmesi için değişkenler yalnızca sıcaklık değildir. Bilek ve omuz mesafelerinde hissedilen hava hızı da önemli faktörler arasında yer almaktadır.

Hava hızının çok düşük olduğu durumlarda oda içerisinde bir boğulma hissi oluşacaktır. Tablo 3.8 bilek ve omuz kesitlerindeki hava hızlarını ISO-7730' a göre incelemiştir.

Bu incelemeye göre ach1 ve ach3 debileri omuz mesafesinde boğulma hissi oluşturmaktadır. Ach5 değeri de bilek mesafesinde uygun olmasa da omuz mesafesinde termal konfor açısından uygun olarak görülmektedir. ISO-7730' da belirtilen aralık dışında olan hız değerleri Tablo 3.5' de kırmızı ile gösterilmiştir.

Tablo-3.8. Tavandan soğutma sistemi, hava hızı değerleri

Hava Hızı				
Konfor Bölgesi		Hava Hızı	ISO 7730' a uygunluk	
Tavandan Soğutma Sistemi	ACH1	Bilek Mesafesi	0,00003	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,00053	Uygun değil
	ACH3	Bilek Mesafesi	0,0005	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,0033	Uygun değil
	ACH5	Bilek Mesafesi	0,00163	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	0,0090	uygun
	ACH10	Bilek Mesafesi	0,0046	uygun
		Omuz Mesafesi	0,0211	uygun
	ACH15	Bilek Mesafesi	0,0218	uygun
		Omuz Mesafesi	0,0497	uygun

Bölüm 1.1.6' da ve diğer sistemlerde lokal konforsuzluktan bahsedilmiştir. Mahal içerisinde, kesitlerde hissedilen termal konfor değerleri ideal aralıkta olsa dahi lokal konforsuzluk oluşması durumunda, oda içerisinde bulunan kişinin hissettiği termal konforu olumsuz yönde etkileyecektir.

Lokal konfor olarak bahsedilen parametreler cereyan riski, radyant asimetri, zemin sıcaklığı ile bilek & omuz arasında oluşan sıcaklık farkının yüksek olması olarak sıralanmıştır. Lokal konforun ISO 7730' a göre ideal aralıkları

Tablo 3.3 içerisinde gösterilmektedir [14]. Tablo 3.9' e göre, ach1, ach3 ve ach5 debileri ile odaya beslenen havanın zemin sıcaklığı ve radyant asimetri açısından da ideal aralıkta olmadığı görülmektedir. Ayrıca farklı debi değerleri kendi içerisinde incelendiğinde cereyan riskinin en yüksek olduğu değer ach15 olarak görülmektedir.

ISO-7730 termal konfor için 3 aralık belirlemiştir. Günümüz sistemlerinde verilen tüm parametreleri termal konfor açısından ideal aralık içerisinde konumlandırmak

güç ve yüksek maliyetlidir, yapılan analizlerden de aynı şey görülmektedir. Termal konfor genellikle tolere edilebilir aralık içerisinde yer almıştır. Termal konfor tabandan soğutma sistemlerinde ach10 ve ach15 debilerinde B bölgesinde yer almıştır.

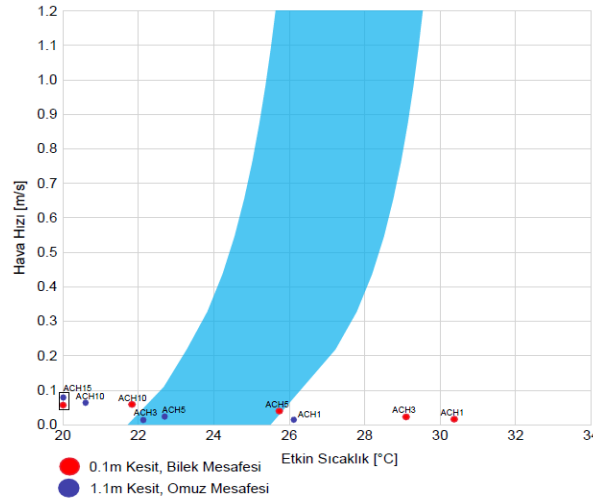
Tablo-3.9. Tavandan soğutma sistemi, lokal konfor incelenmesi

Lokal Konforsuzluk								
Soğutma Sistemi	ACH (1/h)	Konfor Bölgesi	PMV	PPD (%)	DR (%)	Radyant Asimetri (PPD)	Zemin Sıcaklığı (PPD)	ISO 7730 uygunluk
Tavandan Soğutma $DR = 0,021(93,2 - t_a)(V - 9,8)^{0,62}(0,19VT_u + 3,14)$ A Bölgesi $-0,5 < PMV < +0,5$ $DR < \%10$ $Rad. Asi. < \%10 PPD$ $Zem. S. < \%5 PPD$ B Bölgesi $-0,5 < PMV < +0,5$ $DR < \%20$ $Rad. Asi. < \%5 PPD$ $Zem. S. < \%10 PPD$ C Bölgesi $-0,7 < PMV < +0,7$ $DR < \%30$ $Rad. Asi. < \%10 PPD$ $Zem. S. < \%15 PPD$	ach1	Bilek Mesafesi	1,54	52,9	13,32	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	1,7	61,7	13,17	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
	ach3	Bilek Mesafesi	0,83	19,5	13,92	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	1,51	51,7	13,35	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
	ach5	Bilek Mesafesi	1,17	33,7	14,05	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
		Omuz Mesafesi	1,1	30,5	13,54	Uygun değil	Uygun değil	Uygun değil
	ach10	Bilek Mesafesi	0,09	5,2	14,36	B Bölgesi Uygun	B Bölgesi Uygun	B Bölgesi, Uygun
		Omuz Mesafesi	0,67	14,5	13,81	Uygun değil	Uygun değil	B Bölgesi, Uygun
	ach15	Bilek Mesafesi	-0,22	6	14,50	B Bölgesi Uygun	B Bölgesi Uygun	B Bölgesi, Uygun
		Omuz Mesafesi	0,16	5,5	13,97	B Bölgesi Uygun	B Bölgesi Uygun	B Bölgesi, Uygun

ISO-7730' a göre odaya beslenen debilerin kıyaslanmasında, ach1 ve ach 3 değerleri tamamen yetersiz gelmektedir. ach5 termal konfor aralığının sınırlarında yer alsa dahi, tolere edilebilir aralıkta olarak hesaplanmıştır ancak lokal konfor ve kesitlerdeki hava hızı açısından ach5 değeri ideal aralıkta değildir.

Dolayısıyla ach5 debisi de ideal termal konfor aralığında değildir. ASHRAE-55 hesaplamasına göre, ach10 ve ach15 debileri de termal konfor açısından soğuk hissiyat oluşturmaktadır. Ayrıca, termal konfor ASHRAE-55 açısından da incelenmiş, ideal aralık grafiğine Şekil 3.21' de yerleştirilmiştir.

Bu grafik incelendiğinde hiç bir ach değerinin beklenen ve istenen konfor aralığını sağlamadığı görülmektedir. Ach5 ve ach3 değerlerinde omuz mesafesinde termal konfor şartları sağlanmış olsa da bilek mesafesinde uygunsuz değer görülmektedir.



Şekil 3.21. Tavandan soğutma sistemi, ASHRAE-55 Konfor aralığı grafiği [51]

Termal konfor, gelişen teknoloji ve artan talepler ile günümüzde kapalı mahallerde standart haline gelmiştir. Termal konforun sağlanmasında değişken ve mahal türleri oldukça çeşitli olduğu için doğrudan bir standart yoktur.

Bu nedenle HAD modelleri üretilip, elde edilen sonuçlara göre tasarım aşamasında kararlar verilir. Termal konforun en önemli parametreleri arasında menfezin yerleşimi de yer alır. Menfezlerin konumu odadaki lokal konforu da etkilemektedir.

Bu çalışmada menfez yerleşimini baz alan özel bir çalışma yapılmamış olsa da karşılaştırılmış sistemlerin menfez yerleri farklı yerleşimlere sahiptir. Dolayısıyla menfez yerleşiminin de etkilerini bu çalışmada görmüş bulunmaktayız.

Elde edilen sonuçları irdelemeden önce, kapalı mahalde yapılan türbülanslı modelin sonuçlarını irdelememiz gerek. Çalışmada kullanılmış olan türbülanslı model k- ϵ RNG modeldir, bu modelin denklemleri Bölüm 2' de paylaşılmıştı. Bu modelin gerçeğe yakın sonuçlar vermiş olduğu da doğrulanmış literatür deney verileri ile gösterilmiş oldu.

Bu türbülans modellerinin farklı geometrilerde farklı sonuçlar verebildiği bilinse de doğrulanmış çalışmadaki geometri ile bu çalışmanın konusu olan kapalı mahaller benzer geometrilere sahiptir. Buna ek olarak, simülasyonun doğruluğunu sağlamak için ampirik yöntemler ile odadaki toplam ısı transferi de hesaplanmış ve simülasyonun doğruluğu ikinci kez kontrol edilmiştir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar, türbülans modellerinde, kapalı mahalde 0,1m ve 1,1m yüksekliklerde

yapılan ölçümlerde, en ideal havalandırma şeklini araştırmış termal konfor, lokal konfor açılarından ASHRAE-55 ve ISO-7730' a göre incelemiştir.

Bu incelemelere ek olarak, simülasyonların doğruluğunun sağlanması için HAD' dan mahal içerisindeki toplam ısı transferi değeri okunmuş, ampirik formüllerle elde edilen toplam ısı transferi ile karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.10' da bu karşılaştırma hata oranları ile birlikte gösterilmektedir. Burada, odaya beslenen debi arttıkça hata oranında yükseliş olduğu görülmüştür. Tabandan soğutmada görülen farkların 3 ayrı girişten odaya taze hava beslenmiş olmasından kaynaklandığı düşünülmüştür. Ölçülen değerlerin birbirlerine yakın olması simülasyonun doğruluğunun kontrolünü de sağlamıştır. Böylece, üretilmiş olan konfor karşılaştırmalarının doğruluğu ikinci kez kontrol edilmiştir.

Tablo-3.10. Isı kaybı, Ansys sonucu ve ampirik formül karşılaştırma (W)

Soğutma Sistemi	Bölge		ach1	ach3	ach5	ach10	ach15
Tabandan Soğutma	Ansys Hesaplaması	Mahaldeki Toplam Isı Kaybı	-73,2	-69,76	-72,86	-72,15	-83,44
		Odadaki Isı Kaynağı	77,9	77,9	77,9	77,9	77,9
	Ampirik Formül Hesaplaması	Mahaldeki Toplam Isı Kaybı	-77,9	-77,9	-77,9	-77,9	-77,9
		Odadaki Isı Kaynağı	77,9	77,9	77,9	77,9	77,9
	Hata Oranı (%)		6,29	10,45	6,47	7,38	7,11
Klima	Ansys Hesaplaması	Mahaldeki Toplam Isı Kaybı	-78,6	-77,96	-76,86	-71,75	-84,38
		Odadaki Isı Kaynağı	77,9	77,9	77,9	77,9	77,9
	Ampirik Formül Hesaplaması	Mahaldeki Toplam Isı Kaybı	-77,9	-77,9	-77,9	-77,9	-77,9
		Odadaki Isı Kaynağı	77,9	77,9	77,9	77,9	77,9
	Hata Oranı (%)		0,99	0,08	1,34	7,89	8,32
Tavandan Soğutma	Ansys Hesaplaması	Mahaldeki Toplam Isı Kaybı	-77,39	-78,66	-79,26	-82,06	-86,22
		Odadaki Isı Kaynağı	77,9	77,9	77,9	77,9	77,9
	Ampirik Formül Hesaplaması	Mahaldeki Toplam Isı Kaybı	-77,9	-77,9	-77,9	-77,9	-77,9
		Odadaki Isı Kaynağı	77,9	77,9	77,9	77,9	77,9
	Hata Oranı (%)		0,65	0,98	1,75	5,34	10,68

Tablo 3.11 bilek ve omuz mesafeleri için her soğutma sistemi ve mahale beslenen her ach debileri için ölçülen konfor değerlerini, ASHRAE-55 ve ISO-7730 standartlarında belirtilen aralıklara göre uygunluğunu belirtmiştir. Tabloda

görüldüğü gibi, termal konfor açısından en uygun değerleri ACH10 debisi sağlamaktadır.

Hipotezde belirtildiği gibi, mahal içerisindeki en ideal termal konforu ach3 ile ach 15 arasındaki hava debileri sağlamaktadır. Ancak, insanın hissedeceği ideal termal konfora, kesitlerde hissedilen hava hızı da girmektedir. Hissedilen hava hızının da aşırı düşük olması yine konforsuzluk oluşturacaktır. Buna ek olarak lokal etkilerin de termal konfora katkısı tabloda görülmektedir.

Esasen buradaki en önemli değişkenlerden birisi olan menfezin yerleşimi ile oynanarak da daha düşük debilerde ideal termal konfor değerleri elde edilebilir. Bunu, ach5 değerinin genellikle ideal aralıklarda olsa dahi, düşük hava hızlarından dolayı boğulma hissiyatı oluşturmasından da görmekteyiz.

Tablo-3.11 Soğutma sistemleri termal konfor aralığı karşılaştırması

Termal Konfor Aralığı			ISO 7730' e göre					ASHRAE-55 göre	Her iki Standarda da Uygunluk
Soğutma Sistemi	(1/h)	Konfor Bölgesi	PPD (%)	PMV	DR (%)	Lokal Konfor	Kesitteki Hava Hızı		
Tabandan Soğutma Sistemi	ACH1	Bilek	0,94	23,7	13,86	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	1,4	45,4	13,47	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH3	Bilek	0,58	12,1	14,18	Uygun	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	0,67	14,5	14,09	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH5	Bilek	0,38	8	14,34	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	0,39	8,2	14,35	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH10	Bilek	0,17	5,6	14,51	uygun	uygun	uygun	uygun
		Omuz	0,15	5,4	14,54	uygun	uygun	uygun	uygun
	ACH15	Bilek	-0,02	5	14,66	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	-0,04	5	14,67	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz
Klima	ACH1	Bilek	1,98	75,9	12,93	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	0,94	23,7	13,86	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH3	Bilek	1,65	59,2	13,21	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	0,25	6,3	14,48	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH5	Bilek	0,81	18,7	13,97	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	0,18	5,7	14,6	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH10	Bilek	0	5	14,71	uygun	uygun	uygun	uygun
		Omuz	-0,21	5,9	14,86	uygun	uygun	uygun	uygun
	ACH15	Bilek	-0,43	8,9	15,05	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	-0,43	8,9	14,9	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz
Tavandan Soğutma Sistemi	ACH1	Bilek	1,54	52,9	13,32	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	1,7	61,7	13,17	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH3	Bilek	0,83	19,5	13,92	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	1,51	51,7	13,35	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH5	Bilek	1,17	33,7	14,05	Uygunsuz	Uygunsuz	uygun	Uygunsuz
		Omuz	1,1	30,5	13,54	Uygunsuz	uygun	uygun	uygun
	ACH10	Bilek	0,09	5,2	14,36	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	0,67	14,5	13,81	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz
	ACH15	Bilek	-0,22	6	14,5	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz
		Omuz	0,16	5,5	13,97	uygun	uygun	Uygunsuz	Uygunsuz

SONUÇ VE ÖNERİLER

- İncelenmiş olan sistemlere göre, ach1 debisinin hiçbir sistemde yeterli besleme hızını sağlayamadığı görülmüş, aksine oda içerisinde mahale ısı geçişi olduğu gözlemlenmiştir.
- İncelenen her soğutma sisteminde ach1 debisi ideal hava hızı değerlerinin altında kalarak boğulma hissi sağladığı görülmüştür.
- Ach3 debisi ile havalandırılan mahal tüm soğutma sistemlerinde hem ideal termal konfor aralığını sağlayamamış hem de klima dışında ideal hava hızı aralığında olmamıştır. Klima ile soğutulan sistemde, omuz mesafesinde ideal hava hızında olduğu görülmüştür. Bunun sebebi de klimanın mahal içerisinde konumlandırılmasıdır. Menfez konumlandırılmasının öneminden Bölüm 1’ de bahsedilmişti.
- Ach5 debisi ile havalandırılan mahalde çeşitli sonuçlar görülmüştür. Tabandan soğutma sisteminde ach5 debisi termal konfor açısından ideal sonuçlar vermiş olsa da omuz mesafesindeki hız önerilen değerler arasında değildir. Klima kullanıldığı senaryoda, termal konfor açısından omuz mesafesinde ideal aralıklarda yer almasa da yine menfezin yerleşiminden dolayı omuz mesafesinde ideal hava hızında olduğu görülmüştür. Tavandan soğutma sisteminde klima ile benzeri sonuçlar verildiği görülmüştür, omuz mesafesindeki hava hızı ve termal konfor değeri ideal aralıkta olmaktadır.
- Ach10 debisi analizlere göre, tüm senaryolarda en ideal sonuçları veren besleme debisi olarak görülmüştür. Ach10 debisi tabandan soğutma ve klimada mahal içerisinde, konfor, ceryan ve hissedilen hava hızı açısından ideal aralıklar içerisinde yer almış olsa da tavandan soğutma sistemi kullanıldığı senaryoda yine ideal konfor aralıkları içerisinde olmadığı, aksine serin hissiyat oluşturduğu görülmüştür. Termal konforun en önemli parametrelerinden birisinin hava hızı olduğu Bölüm 1’ de bahsedilmişti. Odaya beslenen saatte hava değişim katsayısı oranının yani debinin sabit tutulması için menfezin kesit alanına göre hava hızı değeri değişkenlik

gösterebilir. Tavandan soğutma sisteminde menfezin kesit alanı $0,0225\text{m}^2$ 'dir. Dolayısıyla mahal küçük olduğu için beslenmiş olan yüksek hava hızı hem lokal konforsuzluk oluşturmuş hem de yüksek cereyan riski olduğu görülmüştür.

- Ach15 debisi ile yapılan analize göre, tüm soğutma sistemlerinde, odada bulunan kişinin üzerinde, termal konfor açısından serin hissiyat sağlamak oluşturduğu hesaplanmıştır.
- Bu sonuçları baz alarak, kapalı mahalleri havalandırırken kullanılacak en ideal debinin ach10 debisi olduğu hesaplanmıştır. Ancak odadaki termal konfor ach5 ile ach15 arasında kullanılacak debiler ile de sağlanabilir. Mahalde, menfezin yerleşiminin oldukça kritik olduğu bu analizler sonucunda da görülmüş oldu. Termal konforu tüm şartlar açısından en ideal aralıkta konumlandırabilmek oldukça güç ve maliyeti yüksektir. Ancak mühendisliğin görevi olan en ideal çözümleri üretmek için, bu çalışmada elde edilen bulgular ışığında yorumlar yapılabilir. Tavandan soğutma sistemi bu çalışma sonuçlarına göre her ne kadar ideal çıkmamış olsa da sebebinin kesit alanı olduğu görülmektedir. Tavandan soğutma sisteminde kesit alanının büyütülmesi ve hava hızlarının düşürülmesi ile havalandırılacak mahalde hem cereyan riskleri oldukça düşecektir hem de termal konfor açısından en ideal değerlerin elde edileceği, bu çalışmalardaki bulgulara göre ön görülmektedir.

KAYNAKÇA

-
- [1]Tekin, N, İklimlendirilen bir ofis odasındaki hava dağılımının menfez ve havalandırma yöntemlerine göre deneysel incelenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,242, Ankara, 2004
- [2]https://www.google.com/search?q=Coanda+etkisi+nedir&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=0ahUKEwjO7N6L3iAhXLbVAKHTGXAxUQ_AUIDigB&biw=1366&bih=657#imgrc=vNH7zpHIAH3XhM: Erişim Tarihi: 11.09.2019
- [3]Isısan, Havalandırma açıklıkları menfezler ve difüzörler
- [4]ASHRAE, Thermal environmental conditions for human occupancy, 2010
- [5]ASHRAE, Handbook Fundamentals, Atalanta, 1997
- [6]Menfezler, Erişim adresi: <http://www.airgrilles.gr/en/stomia.html>, Erişim Tarihi: 11,09,2019
- [7]Uralcan, İ, Y. Havalandırma tesisatı, İstanbul,TMMOB
- [8]Karaoğlu, E. Ersoy, H. 2005, Mekan İçi Hava Hareketlerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Modellenmesi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Teknik Yayın No:89,İstanbul
- [9]ASHRAE 2009, ASHRAE HANDBOOK: Fundamentals (SI), American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, 2009
- [10]P,O, Fanger, Thermal comfort, Florida, 1982
- [11]ASHRAE handbook – Fundamentals, chapter 8. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, 29p. 1993
- [12]BUTERA, F,M. “Chapter 3 – Principles of Thermal Comfort”, Renewable & Sustainable Energy Reviews, 2: 39 – 66, 1998
- [13]ANSI / ASHRAE Standard 55 – 2004, “Thermal environmental conditions for human occupancy”, 2004
- [14]ISO 7730, “Moderate thermal environments – Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort” International Organization for Standardization, 1994
- [15]GAGGE, A,P. STOLWIJK, J,A,J. NISHI, Y. “An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response”, ASHRAE Transactions, 77 (1): 247 – 257, 1971
- [16]GAGGE, A,P. FOBELETS, A,P. BERGLUND, L,G. “A standard predictive index of human response to the thermal environment”, ASHRAE Transactions, 92 (2B): 709 – 731, 1986
- [17]P, O Fanger, Thermal comfort, Mc Graw – Hill, USA, 1970
- [18]P,O, Fanger, Thermal comfort, Florida, 1982
- [19]ASHRAE, ASHRAE handbook-HVAC systems and equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2012
- [20]ATMACA, İ, “Isıl konfor parametrelerinin insan üzerine etkisinin incelenmesi”, Doktora tezi,Bursa, 2006

- [21]ATMACA, İ. YİĞİT, A. "Predicting the effect of relative humidity on skin temperature and skin wettedness", Journal of Thermal Biology, 31: 442, 2006
- [22]ATMACA, İ. KAYNAKLI, Ö. YİĞİT, A. "Effects of radiant temperature on thermal comfort", Building and Environment, 42: 3210 – 3220, 2007
- [23]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 , 2005
- [24]ASHRAE 55, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, 2004
- [25]S, Murakami, CFD analysis of wind environment around a human body, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 83(1-3), 393- 408, 1999
- [26]Kardous, M. Chaker, R. Aloui, F. Nasrallah, S. Ben, On the dependence of an empty flanged diffuser performance on flange height: Numerical simulations and PIV visualizations, Renewable Energy, 56, 123–128, 2013
- [27]B,W Olesen. International standards and ergonomics of the thermal environment, Applied Ergonomics, 26(4), 293-302, 1995
- [28]Fita Teknik, Menfezler Ürün Kataloğu
- [29]Genceli O, F, (Çeviren), 1997, İç Hacimlerde Havanın Yayılması, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:2, İstanbul
- [30]Genceli O, F, (Çeviren), 1997, Fizyolojik İlkeler ve Isıl Konfor, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:5, İstanbul
- [31]Awbi, H. B. 1991, Ventilation of Buildings, E & FN Spon, London
- [32]Nielsen P, V. Restivo, A, and Whitelaw, J, H. 1978, The Velocity Characteristics of Ventilated Rooms, J, Fluids Eng. 100, 291-298
- [33]Kuas, G. Başkaya, Ş. 2002, Havalandırılan Bir Ofis Odasında Hava Hareketinin Sayısal Analizi, J, Fac, Eng, Arch, Gazi Univ. 17, 35-32
- [34]Villafruela, J. M. Olmedo, I. Ruiz de Adana, M. Méndez, C, Nielsen, P, V, CFD analysis of the human exhalation flow using different boundary conditions and ventilation strategies, Building and Environment, 62 (April 2013), 191, 2013
- [35]Einberg, G. Hagström, K, Mustakallio, P, Koskela, H, Holmberg, S,, CFD modelling of an industrial air diffuser - Predicting velocity and temperature in the near zone, Building and Environment, 40 (5), 601–615, 2005
- [36]Öntaş, E, Kapalı hacimlerde slot difüzör kullanımının hava dağılımına etkisi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 94, İstanbul, 2008
- [37]Eser, H. Ç. Konfor ikliması uygulanan hacimde hız ve sıcaklık dağılımının incelenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 75, İstanbul, 2006
- [38]Mohamed Kamar, H. Kamsah, N. B, Ghaleb, F. A, Idrus Alhamid, M. Enhancement of thermal comfort in a large space building, Alexandria Engineering Journal, 58 (1), 49–65, 2019
- [39]Ahmed A. Q, Gao, S. Kareem, A, K, Energy saving and indoor thermal comfort evaluation using a novel local exhaust ventilation system for office rooms, Applied Thermal Engineering, 110, 821–834, 2017

- [40]Niu, Jvd, Kooi, Indoor climate in rooms with cooled ceiling systems, Building and Environment, 29, 283-290, 1994
- [41]L. Schellen, S. Timmers, M. Loomans, E. Nelissen, JLM. Henseni, W. Van Marken Lichtenbelt, Draught assessment during design: experimental and numerical evaluation of a rule of thumb, Building and Environment, 290, 2012
- [42]I. Sarbu, C. Sebarchievici, A study of the performances of low-temperature heating systems, Energy Efficiency, 8, 609-627, 2015
- [43]K. Bedir, Radyant Isıtma ve Soğutma Sistemlerinin Termal Konfor ve Enerji Verimliliğinin Sayısal Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, 2012
- [44]T. Sakoi, K. Tsuzuki, S. Kato, R. Ooka, D. Song, S. Zhu, Thermal comfort, skin temperature distribution, and sensible heat loss distribution in the sitting posture in various asymmetric radiant fields, Building and Environment, 42, 3984-999, 2016
- [45]Hacı Çağrı Eser Tarafından İstanbul Teknik Üniversitesinde, 2009 Yılında Hazırlanan, Konfor Kliması Uygulanan Hacimde Hız ve Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi, 2009
- [46]Anderson, J. D. Philosophy of computational fluid dynamics. NY: McGraw-Hill. 1995
- [47]Heat and Mass Transfer, 4th. Edition, Cengel & Boles, 2015
- [48]Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th. Edition, P. Incopera, P. Dewitt, 2011
- [49]Kapalı Ortamda Termal Konforun İncelenmesi, Kadir Aydın, Yrd. Doç. Dr. Berrin Karaçavuş, Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2016
- [50]<https://comfort.cbe.berkeley.edu/>
- [51]<https://www.alarko-carrier.com.tr/Upload/Content/Documents/6e8c9ac4-50fe-40df-acf8-9c569210af24.pdf>

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgisi: semihozsagioglu@gmail.com.tr

Konferans Bildirileri

1. 3.Uluslararası Mühendislik ve Teknoloji Yönetimi Kongresi, Numerical Analysis of Thermal Comfort in a Small Office Room Semih ÖZSAĞIROĞLU, Muhammet CAMCI, Ahmet Selim DALKILIÇ, 2020