

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KONFOR KLİMASI UYGULANAN HACİMDE HIZ
VE SICAKLIK DAĞILIMININ İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Hacı Çağrı ESER**

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ISI-AKIŞKAN

HAZİRAN 2006

**KONFOR KLİMASI UYGULANAN HACİMDE HIZ
VE SICAKLIK DAĞILIMININ İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Hacı Çağrı ESER
(503031104)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 12 Haziran 2006

Tez Danışmanı : Y. Doç. Dr. Erhan BÖKE
Diğer Jüri Üyeleri Y. Doç. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ
Y. Doç. Dr. Murat ÇAKAN

HAZİRAN 2006

ÖNSÖZ

Günümüzde insanların çoğu yaşamlarının büyük bir kısmını çalışma ortamı ve özellikle ofis odalarında geçirdiklerinden, çalışma ortamları yaşam kalitesinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu sebeple, minimum enerji kullanımı ile konforlu bir çalışma ortamının oluşturulmasının önemi gün geçtikçe artmaktadır. Konfor şartları oluşturulurken de odaya beslenen taze havanın miktarı ve dağıtım sistemi oda içersindeki dağılımı belirleyen unsurlar olarak öne çıkmaktadır.

Literatürde kapalı hacimlerdeki hava hareketlerinin belirlenmesi ile ilgili yapılmış bir çok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalar; gerçek oda boyutlarında deneysel, sayısal ve model çalışmaları olarak yapılmıştır.

Bu çalışmada, kapalı bir ofis hacmi içersinde hava dağılımı çeşitli parametreler yardımıyla incelenmiştir. Bu incelemeler hem sayısal çözüm hem de fiziksel model üzerinden elde edilen deney verileriyle yapılmıştır. Bu tip bir çalışmanın konu ile ilgilenenlere faydalı olmasını diliyorum.

Bu tez çalışmasıyla birlikte kapalı hacimlerde hava dağılım karakteristiklerinin elde edilen çözümlerden ve karşılaştırmalardan anlaşıldığı gibi, pek çok parametreye bağlı olduğunu ve bu konunun oldukça geniş ve araştırmaya açık olduğunu öğrendim. Bu konularda daha fazla araştırma yapılmasının ve farklı hacimler için uygun havalandırma sistemlerinin geliştirilmesinin kesin çözümler elde edilmesine ve bahsedilen parametrelerin etkilerini daha detaylı görebilmesine faydalı ve gerekli olduğu kanısındayım. Beni bu konuda çalışmaya sevk eden, bilgi ve tecrübeleriyle bana yol gösteren değerli hocam Sayın Y. Doç. Dr. Erhan BÖKE' ye teşekkürlerimi sunarım. Deney düzeneğinin oluşturulmasında değerli katkılarından dolayı Isı Tekniği Laboratuvarı teknisyenleri Niyazi GÜVEN ve Mehmet KUMCU' ya, desteklerinden ötürü Fazlı ŞAHİN şahsında tüm TÜMAŞ çalışanlarına ve aileme teşekkürü borç bilirim.

Mayıs 2006

Mak. Müh. Hacı Çağrı ESER

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
ÖZET	xi
SUMMARY	xii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
2.1. Odalarda Hava Akışı	4
2.2. Hava Jeti	12
3. MAHAL İÇİNDEKİ HAVA HAREKETLERİ	14
3.1. Menfezlerin Görevleri	16
3.2. Hava Dağılımında Öne Sahip Başlıca Etkenler	17
3.2.1. İç ortam havasının hızı	17
3.2.2. Basma havasının sıcaklığı ve dikey yöndeki sıcaklık farkı	19
3.2.3. Emme ve basma menfezlerinin konumu	20
4. İÇ HAVA KALİTESİ	21
4.1. Hasta Bina Sendromu	22
4.1.1. Hasta bina sendromu göstergeleri	22
4.1.2. Bina bağlantılı hastalık göstergeleri	22
4.2. İç Hava Kalitesini Bozan Hasta Bina Sendromunun Nedenleri	22
4.3. İç Hava Kalitesinin Geliştirilmesi İçin Yöntemler	23
5. HAVALANDIRMA SİSTEMİNDE KONFOR ŞARTLARI	24
5.1. Havalandırma Miktarları	24
5.2. Değerlendirme Yöntemleri	28
5.2.1. Yeterli şartlar için standartlar	28
5.2.2. Hava yayılım performansı indeksi	30
6. MODEL ÇALIŞMASININ ESASLARI	32
6.1. Model İncelemeleri İçin Parametreler	32

6.1.1. Geometrik benzerlik	33
6.1.2. Kinematik benzerlik	34
6.1.3. Isıl benzerlik	36
6.1.4. Sınır şartları	38
6.2. Küçük Ölçekli Modelleme	39
7. HAVALANDIRILAN KAPALI HACMİN TANIMI	42
8. SAYISAL ÇÖZÜM	46
8.1. CFD Yönteminin Doğrulanması	46
8.2. Ofis Hacminin Oluşturulması	46
8.3. Ofis Hacminin CFD Modellenmesi	48
8.3.1. Modeller	48
8.3.2. Çözüm yöntemi	48
8.3.3. Malzeme özellikleri ve sınır şartları	49
9. DENEY TESİSATI	50
9.1. Deney Tesisatı	50
9.2. Deney Yöntemi	52
10. SONUÇLAR ve TARTIŞMA	54
10.1. Soğuk Akış İçin Deney Sonuçlarının CFD Çözümleriyle Karşılaştırılması	54
10.2. Soğuk Akışta Üfleme Açıklığı Konumunun Hava Dağılımına Etkisi	62
10.3. Sıcak Akış İçin Deney Sonuçlarının CFD Çözümleriyle Karşılaştırılması	64
10.4. Sıcak Akışta Üfleme Açıklığı Konumunun Sıcaklık Dağılımına Etkisi	70
10.5. Sonuç	72
KAYNAKLAR	74
ÖZGEÇMİŞ	75

KISALTMALAR

ASHRAE	: American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers
CFD	: Computational Fluid Dynamics
HVAC	: Heating, Ventilating and Air Conditioning
HYPİ	: Hava Yayılım Performansı İndeksi
SIMPLE	: Semi-Implicit Method for the Pressure Linked Equations

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1. Mekan İçi Hava Hızlarının Bireyler Üzerindeki Etkileri	18
Tablo 5.1. Ticari tesisler için (ofisler, dükkanlar, depolar, oteller, spor tesisleri) tavsiye edilen dış hava miktarları	25
Tablo 5.2. Tavsiye edilen saatteki hava değişim sayıları	27
Tablo 7.1. Kapalı hacmin prototip ve fiziksel model boyutları (S=3 için)	44
Tablo 7.2. Üfleme açıklığı için ele alınan değerler (S=3 için)	44
Tablo 9.1. Deneyi yapılan fiziksel model boyutları	52
Tablo 10.1. FLUENT çözümünde sınır şartları.....	66

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Soğuk hava jetinin merkezinden geçen düşey düzlemdeki ölçülen ve tahmini hız vektörleri ve konturlarının karşılaştırılması	5
Şekil 2.2 : Tahmini ve ölçülen hız profillerinin karşılaştırılması	6
Şekil 2.3 : Kuas ve Başkaya'nın araştırdıkları odanın şematik görünümü	7
Şekil 2.4 : A grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri	9
Şekil 2.5 : B grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri	9
Şekil 2.6 : C grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri	10
Şekil 2.7 : D grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri	10
Şekil 2.8 : E grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri	10
Şekil 2.9 : Tahmini ve ölçülen hız profilleri	13
Şekil 3.1 : Bir hacim içerisinde deplasmanlı akış	14
Şekil 3.2 : Bir hacim içerisinde karışmalı akış	15
Şekil 3.3 : Ortalama hava hızının fonksiyonu olarak hoşnutsuzluk duyanların yüzdesi	17
Şekil 3.4 : Baş ile topuklar arasındaki sıcaklık farkının fonksiyonu olarak hoşnutsuzluk duyanların yüzdesi	19
Şekil 5.1 : Hava şartlandırılması yapılmış bir ortamda, hava cereyanına göre hoşnut olmayan insanların yüzdesi	30
Şekil 7.1 : Kapalı hacme ait temel boyutlar	43
Şekil 8.1 : Kapalı hacmin ağ tabakasının perspektif görünüşü	47
Şekil 8.2 : GAMBİT 2.0 programında tanımlanan sınır şartlar	47
Şekil 9.1 : Deney amaçlı kullanılan kapalı hacim	50
Şekil 9.2 : Sıcak tel anemometreleri	51
Şekil 9.3 : 0.02 - 0.5 m/s hızları için kalibrasyon eğrisi	52
Şekil 9.4 : Deney hacmi içindeki hız ölçüm noktaları	53
Şekil 10.1 : Deney hacmindeki hız ölçüm çizgileri.....	54
Şekil 10.2 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a1'deki hız profilleri.....	55
Şekil 10.3 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a2'deki hız profilleri.....	55
Şekil 10.4 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a3'deki hız profilleri.....	55
Şekil 10.5 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a4'deki hız profilleri.....	56
Şekil 10.6 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a5'deki hız profilleri.....	56
Şekil 10.7 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a6'deki hız profilleri.....	56
Şekil 10.8 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a7'deki hız profilleri.....	56
Şekil 10.9 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-b2'deki hız profilleri.....	57
Şekil 10.10 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-b3'deki hız profilleri.....	57
Şekil 10.11 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-b7'deki hız profilleri.....	57
Şekil 10.12 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-c3'deki hız profilleri.....	58
Şekil 10.13 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-c4'deki hız profilleri.....	58
Şekil 10.14 : h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-c5'deki hız profilleri.....	58
Şekil 10.15 : h=2 cm ve z=25 cm için çizgi-b1'deki hız profilleri.....	59

Şekil 10.16 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b2'deki hız profilleri.....	59
Şekil 10.17 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b3'deki hız profilleri.....	59
Şekil 10.18 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b4'deki hız profilleri.....	59
Şekil 10.19 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b5'deki hız profilleri.....	60
Şekil 10.20 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b6'deki hız profilleri.....	60
Şekil 10.21 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b7'deki hız profilleri.....	60
Şekil 10.22 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-a2'deki hız profilleri.....	61
Şekil 10.23 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-a4'deki hız profilleri.....	61
Şekil 10.24 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-a7'deki hız profilleri.....	61
Şekil 10.25 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-c2'deki hız profilleri.....	61
Şekil 10.26 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-c4'deki hız profilleri.....	62
Şekil 10.27 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-c5'deki hız profilleri.....	62
Şekil 10.28 : $h=2$ cm için modelde üfleme doğrultusunda (x) hız konturları.....	63
Şekil 10.29 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a6' daki soğuk ve sıcak akış hız profilleri.....	64
Şekil 10.30 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-c3' deki soğuk ve sıcak akış hız profilleri.....	64
Şekil 10.31 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b3' deki soğuk ve sıcak akış hız profilleri.....	65
Şekil 10.32 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-c5' deki soğuk ve sıcak akış hız profilleri.....	65
Şekil 10.33 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a1'deki sıcaklık profilleri.....	66
Şekil 10.34 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a2'deki hız profilleri.....	66
Şekil 10.35 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a3'deki hız profilleri.....	67
Şekil 10.36 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a4'deki hız profilleri.....	67
Şekil 10.37 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a5'deki hız profilleri.....	67
Şekil 10.38 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a6'deki hız profilleri.....	67
Şekil 10.39 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-c1'deki hız profilleri.....	68
Şekil 10.40 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-c2'deki hız profilleri.....	68
Şekil 10.41 : $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-c3'deki hız profilleri.....	68
Şekil 10.42 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b1'deki hız profilleri.....	69
Şekil 10.43 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b2'deki hız profilleri.....	69
Şekil 10.44 : $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-b3'deki hız profilleri.....	69
Şekil 10.45 : $h=2$ cm için modelde üfleme doğrultusunda (x) sıcaklık konturları 70,71	

SEMBOL LİSTESİ

Ar	: Archimedes sayısı
b	: Kanal ekseninin duvar eksenine mesafesi
B	: Kapalı hacmin eni
C_{ij}	: Matris katsayıları
C_p	: Sabit basınçtaki özgül ısı
C_μ	: Disipasyon katsayısı
D_h	: Odanın hidrolik çapı
g	: Yerçekimi ivmesi
Gr	: Grasshof sayısı
h	: Kanal üst kenarının oda tavanına mesafesi
H	: Kapalı hacmin yüksekliği
I_u	: Türbülans şiddeti
k	: Türbülansın kinetik enerjisi
K	: Toplam ısı geçiş katsayısı
l	: Karışım uzunluğu
L	: Kapalı hacmin boyu
p	: Basınç
Pe	: Peclet sayısı
r	: Yarıçap vektörü
Re	: Reynolds sayısı
S	: Ölçek faktörü
T	: Sıcaklık, Dönüşüm matrisi
Q	: Isı transferi
q	: Isı akısı
A	: Yüzey alanı
T_c	: Salonun ortalama kuru termometre sıcaklığı
T_x	: Havanın yerel kuru termometre sıcaklığı
u	: Akışkanın ortalama hızı
u'	: Akışkanın çalkantı hızı
U	: Akışkanın hızı
U_r	: Eşdeğer oda hızı
Ḃ	: Taze hava debisi
V_x	: Yerel hava hızı
x	: Karakteristik uzunluk
x, y, z	: Kartezyen koordinatlar
β	: Hacimsel genleşme katsayısı
ε	: Türbülansın disipasyonu
∂	: Kısmi türev operatörü
δ_{ij}	: Kronecker delta
ΔT	: Sıcaklık farkı
λ	: Isıl iletkenlik katsayısı
ν	: Kinematik viskozite
θ	: Etkin hava ceryanı sıcaklığı
ρ	: Yoğunluk
μ_τ	: Türbülans viskozitesi
Γ_t	: Türbülans difüzyon katsayısı
σ_t	: Türbülansın Prandtl (Schmidt) sayısı

İNDİSLER

i	: i bileşeni
j	: j bileşeni
m	: Fiziksel model
o	: Üfleme tarafı
p	: Prototip
r	: Referans
*	: Boyutsuz
t	: Toplam
c	: Kondüksiyon
v	: Konveksiyon
r	: Radyasyon

KONFOR KLİMASI UYGULANAN HACİMDE HIZ VE SICAKLIK DAĞILIMININ İNCELENMESİ

ÖZET

Havalandırma, kapalı bir hacimdeki havanın değiştirilmesi işlemidir. Bir havalandırma ve iklimlendirme sistemi ancak tanımlanmış varsayımlar altında talep edilen iç ortam havasını sağlamak için tasarlanır.

Kapalı hacmin havalandırma miktarı, hacmin kullanım amacına göre değişmekte ve aynı zamanda konfor şartlarını da içermektedir. Bu çalışmada; ofis hacim için cebri havalandırma durumu incelenmektedir. Sürekli şartlardaki üç boyutlu kütle, momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri, tanımlanan sınır şartlarıyla birlikte sayısal akışkanlar dinamiği (SAD) kullanılarak çözülmüştür. Sonlu hacimler yönteminin esas alındığı bir akış analiz programı kullanılmasının yanı sıra kurulan deney düzeneğiyle, kapalı ofis hacmi için oda içersinde oluşan hava hareketleri ve sıcaklık dağılımları incelenmektedir.

Gerçek boyutlarda deney yapmanın gerek zaman gerekse ölçüm zorluğu açısından yaratacağı dezavantajlar nedeniyle deney tesisatı gerçek boyutlarındaki ofis odasının ölçek faktörü olarak 3 alınan bir fiziksel modeli olarak kurulmuştur. Hava değişim sayısı 5 alınarak, sıcak tel anemometresiyle yapılan hız ölçümleri, oda içersinde genelde 0.1 m/s' nin altında olduğu için sağlıklı ölçümler çok kısıtlı alanda yapılabilmektedir. Sayısal çözüm olarak, deneyi yapılan modellerin yanı sıra daha farklı üfleme açıklığı konumları ve sıcak üfleme durumu, FLUENT 6.1 adlı CFD programıyla incelenmektedir. Sonuçlar, odaların çeşitli kesitlerinde hız profilleri ve hız konturları ile gösterilmiş ve insanların konforlu olup olmadığı irdelenmiştir.

Fiziksel benzerlik, eşsıcaklıklı ve eşsıcaklı olmayan oda içersindeki hava hareketlerinin incelenmesinde kullanılan Archimedes sayısının eşitliğiyle sağlanmıştır. Birbirinin benzeri olan fiziksel modele ait belli çizgiler boyunca elde edilen hız profilleri, odada yaşanan bölge olarak kabul edilen döşemeden 1.8 m yüksekliğe kadar olan mesafedeki hızlar düşük seviyededir. Ayrıca, aynı Ar sayısında oda içersinde benzer hava dağılımları elde edilmiştir.

INVESTIGATION ON VELOCITY AND TEMPERATURE DISTRIBUTION OF A VENTILATED ROOM

SUMMARY

Ventilation is the displacement of the air in a closed space. Ventilation or air-conditioning system is designed only to satisfy desired indoor space under defined predictions.

Ventilation quantity of the closed space is dependent on the way it is used and it contains the comfort conditions. The forced ventilation of an office space was investigated in this study. Under steady conditions the three-dimensional equations of conservation of mass, momentum, energy, turbulent kinetic energy and its dissipation rate were solved under defined boundary conditions using computational fluid dynamics (CFD). Besides using a flow analysis program, which is based on finite volume method, the air and temperature distribution in a closed office volume is investigated by experiments.

Because of measuring and time-consuming difficulties, the experimental sets up were designed as a physical model by selecting the scale factor as 3. Reliable measurements with hot wire anemometer could only be achieved in limited area for the air change rate as 5 because; the air velocities were below 0.1 m/s in the measured part of the volume. The isothermal and non-isothermal flow cases for the physical model were investigated by using the CFD program named FLUENT 6.1, by varying the location of the supply air opening. Numerical modeling for the experimental conditions of the physical model was also made. Results were presented in the form of velocity profiles and velocity contours and comfort conditions of the person were investigated.

Physical similarity was achieved by the equality of Archimedes number, which was used in determining the isothermal and non-isothermal airflow in closed spaces. It was seen that the air velocity profiles of physical model through the occupied zone, which is described as the distance of 1.8 m from the floor, the velocities, are low level. Besides these, the same air distribution patterns were obtained for both physical model and prototype for the same Archimedes (Ar) as expectedly.

1. GİRİŞ

Havalandırma, kullanılmış havanın, yeni ve temiz hava ile değiştirilmesi olarak ifade edilebilir. Dikkat edilirse insan ömrünün büyük çoğunluğunun kapalı hacimlerde geçtiği görülür. Bu hacimlerde konfor şartlarının sağlanması ve korunması için yapılacak en akıllı işlem havalandırmadır. Havalandırma tesisinin oluşturulmasında ana veri iç ortam havasını sağlayan havalandırma miktarıdır. Bu hava miktarının belirlenmesi, insanların temiz hava ihtiyacı, belirli kirleticilerin derişiklik seviyelerinin limit değerler altında tutulması, basınç kontrolü ve sıcaklık kontrolü gibi bazı temel kriterlerden biri veya birkaçı esas alınarak yapılır. Bu kriterler esas alınırken, kapalı hacimdeki insan sayısı (m^2 döşeme alanı için), insanların sigara içiyor veya içmiyor olması, kapalı hacimdeki cihazlar, insanların aktiviteleri ve elde edilebilir taze hava kalitesi gibi bilgiler de göz önünde bulundurulur [1].

İnsanların yaşamlarında çalışma ortamları ve özellikle ofis odaları, yaşam kalitesinde önemli bir yer teşkil etmektedir. Bu sebeple, minimum enerji kullanımı ile konforlu bir çevre oluşturma, hem yapı tasarımcılarının hem de yapıyı kullananların amacıdır. Geçmiş dönemlerde enerji maliyetleri sistemin tasarımında önemli bir belirleyici parametre oluştururken, günümüzde ise enerji maliyetleri yanında, iç hava kalitesinin önemi de gerek ısı konfor gerekse sağlık açısından giderek artmış, birinci prensiple çatışan ikinci bir belirleyici parametre haline gelmiştir. Minimum enerji tüketimiyle kabul edilebilir bir iç hava kalitesine ulaşabilmek için farklı standartlar değişik rakamlar verebilmektedir. Bu konuda Türk Standartları yeterli derinlikte ve detayda olmadıklarından belirleyici değildir. Esas olarak alınan ASHRAE, kişi başına düşen dış hava miktarını bir standarda bağlamıştır. ASHRAE Standart 62'ye göre, eğer dış hava kalitesi yeterli ise, belirtilen miktarlarda dış hava söz konusu hacimlere temin ediliyorsa, istenilen iç hava kalitesi elde edilir. Bu dış hava miktarları kişi başına L/s şeklinde verilmektedir. Ayrıca, Avrupa tarafından çeşitli hacimler için saatteki hava değişim sayısı şeklinde veriler mevcuttur. Ancak söz konusu havalandırma değerleri

halen tartışılmakta olan değerlerdir. Yeterli havalandırmayı, kaynaktan bağımsız olarak, her koşul için geçerli genel değerlerle temin etmek mümkün değildir [2].

Havalandırma amacıyla odaya beslenen havanın, oda içersinde de farklı uçlarda iki tipik hareketi söz konusudur. Bunları deplasmanlı (yer değiştirmeli) hareket ve karışım (difüzyon) hareketi olarak isimlendirmek mümkündür. Deplasmanlı akışta odaya beslenen hava bir piston gibi hareket eder ve ideal durumda hiçbir karışım meydana gelmeden odayı süpürerek diğer uçtan hacmi terkeder. Karışımlı havalandırma ise konfor havalandırmasında tercih edilen bir yöntem olup, bu yöntemde odaya üflenen hava, geniş hacme sahip ortam havasını etkiler ve bir karışım oluşur. Sonuç olarak odadan ilerilere giderken hava akımının hacmi artar ve aynı zamanda hızı azalmaya başlar. Kısa zamanda, hava akımının oluşturduğu hava hareketleri oda içindeki havanın tamamını karıştırır ve odadaki havayı seyreltir [2].

Havalandırma sisteminin boyutlandırılması yapılırken konfor açısından göz önünde bulundurulacak en önemli kriterlerden biri, mahal içindeki hava hızlarının bireyleri rahatsız edici değerlere çıkmamasıdır. Bu hız hava sıcaklığına bağlı olarak 0.2 ile 0.3 m/s arasında değişir [4]. Bir diğer konfor şartı ise oda içersinde dikey yöndeki hava sıcaklığı farkıdır. İnsanın başı ile ayak bilekleri arasında (oturan bir insan için döşeme seviyesinden itibaren 1.1 ve 0.1 m) dikey yöndeki hava sıcaklık farkının artması, konfordan memnun olmayan insanların yüzdesini arttırmaktadır [1].

Oda içersine taze havanın verililişi ve dağılışi, oda içi çevreyi belirlemede çok önemli bir rol oynadığından dolayı, işgal edilen alandaki hava akışının doğru olarak tahmin edilmesi, odanın birebir veya kltlmş fiziksel modelleri içinde hız ve sıcaklık ölçümleriyle yapılmaktadır. Sayısal akışkanlar dinamiği (CFD), yetmişli yıllardan beri oda hava hareketinin tahmini ve oda içi ısıl konforun değerlendirilmesi için güvenilir bir araç olarak kullanılmıştır. Dolayısıyla hava hareketlerinin sayısal zm sonuçları ısıl konfor, hava kalitesi ve sistem maliyeti açısından sistem tasarımcısına dizayn öncesi değişik seçenekler sunmaktadır. Son zamanlarda yaygın bir kullanıma sahip olsa da model çalışmalarından elde edilen deney verileri hala hava dağıtım sistemlerinin tasarımında en güvenilir kaynak olmaktadır [5].

Sunulan çalışmanın amacı; ofis amaçlı kullanılan bir odadaki karakteristik hava hareketlerinin incelenmesidir. Bunun için hava giriş/çıkış kanalı yerleşimi yani

menfezlerin konumu değişken olarak seçilmiş ve buna bağlı olarak menfez konumlarının etkileri tespit edilmiştir. Oda hava hareketi karakteristiklerinin belirlenmesi için literatür çalışmalarında kullanılan oda boyutlarına benzer boyutlarda bir ofis odası tasarlanarak, üfleme ve egzoz menfezleri karşılıklı duvarlarda, üfleme üstte egzoz altta olacak şekilde yerleştirilmiştir. CFD modellemenin daha basit olması açısından menfez yerine, tam açıklıklardan üfleme ve egzoz yapılmıştır. Prototip oda için Bölüm 5'te esasları anlatılan uygun havalandırma miktarının ve odaya hava üfleme hızının seçilmesiyle boyutlar son haline getirilmiştir. Gerçek boyutlarda deneysel çalışmak hem daha fazla zaman hem de daha fazla noktada ölçüm alınmasını gerektireceğinden, sistemin ölçek faktörünün 3 olarak alınarak belirlenen yeni boyutlarda bir fiziksel model oluşturulmuştur. Bu benzerlik kurulurken Archimedes (Ar) sayısının eşitliği göz önünde bulundurulmuştur.

Sayısal çalışmada, gerçek boyuttaki ve küçültülmüş modele ait farklı üfleme menfezi konumları için hacimler yaklaşık 600 000 adet hücreye ayrılarak ele alınmıştır. Daha sonra sürekli şartlardaki kütle korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerji yayılım oranı denklemleri kullanarak çözümler elde edilmiştir. Ayrıca, bir duvardan ısı kaybedildiğini farzederek, bu kaybı karşılayacak sıcak hava odaya üflenerek oda içersindeki sıcaklık dağılımı model için incelenmektedir.

Deney çalışmasında ise geometrik benzerlik ilkesine göre $1.5 \times 1 \times 1 \text{ m}^3$ ebatlarında oluşturulan model içersine taze hava soğuk ve sıcak akış için ayrı ayrı, bir aksiyal fan yardımıyla 1.44 m/s hızda üflenmiş, sıcak tel anemometresi ile hız ölçümleri yapılmıştır. Hava jeti civarında daha yüksek hızların bulunması, bu bölgelerde daha iyi hız ölçümleri yapmaya imkan sağlarken, odanın diğer kısımlarında oluşan düşük hız değerleri sonucu hız ölçümleri sağlıklı bir şekilde yapılamamıştır.

Elde edilen deneysel ve sayısal çözümlerde fiziksel modele ait belli çizgiler boyunca elde edilen hız profilleri, odada yaşanan bölge olarak kabul edilen döşemeden 1.8 m yüksekliğe kadar olan mesafede düşük hızlar etkin iken hava jeti mesafesinde yüksek hızlar etkin olmuştur. Ayrıca, aynı Ar sayısında oda içersinde benzer hava dağılımları elde edilmiştir.

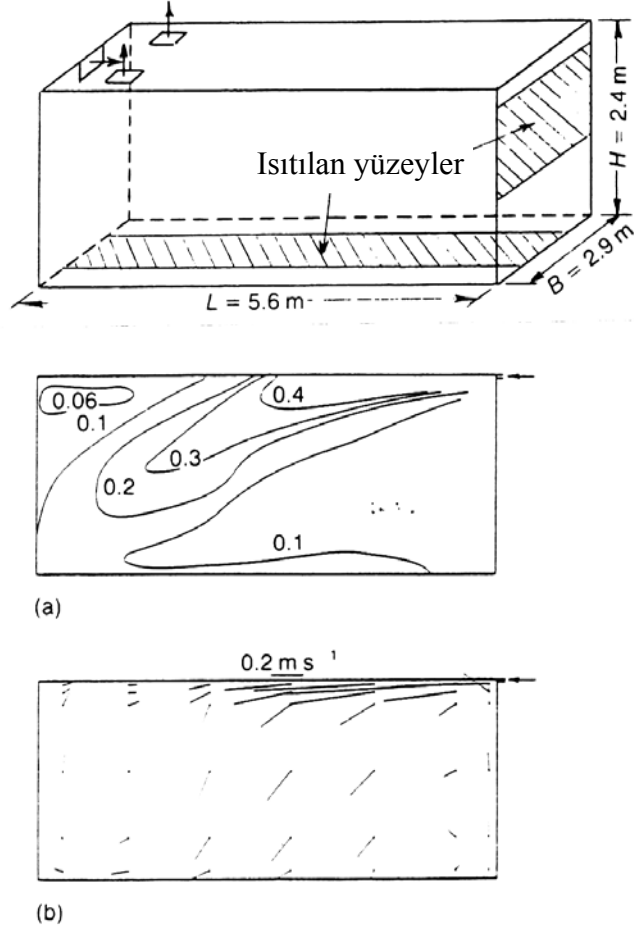
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Son birkaç yıl içerisinde, havalandırılan mahallerde hava hareketlerini belirleyebilmek amacıyla CFD programlarının geliştirilmesi için büyük bir ilgi oluşmuş ve önem kazanmıştır. Bu CFD programlarının çoğu Navier-Stokes denklemleri, kütle, enerji ve momentumun korunumu denklemleri ile aynı zamanda türbülans kinetik enerjisine ve türbülans kinetik enerjisi yayılım oranlarına ait denklemlerin çözüm esasına dayanmaktadır. 2 ve 3 boyutlu olarak çözülen bu denklemler, binalardaki jetlerin yayılmasından, yangın ve duman yayılmasına kadar birçok akış problemine uygulanmaktadır [5]. Kapalı alanlardaki hava dağılımı kontrolünün artmasıyla birlikte bu konuda yapılan çalışmalar da artmıştır. Literatürde kapalı alanlardaki hava akışının belirlenmesine dair gerek deneysel gerekse sayısal önemli bazı çalışmalar aşağıda sunulmuştur:

2.1 Odalarda Hava Akışı

Patankar ve Spalding tarafından geliştirilen SIMPLE algoritmasının oda hava hareketlerine uygulandığı kayıtlara geçmiş en eski uygulamalarından biri Hjerter ve Magnussen'in çalışmalarıdır. Hjerter ve Magnussen hız bileşenleri u, v , ve w için sonlu hacimler yöntemini kullanarak enerji, türbülans enerjisi (k) ve türbülans yayılım oranına (ϵ) ait üç boyutlu taşınım denklemlerini çözdüler. Bu çözümü, 5.6 m boyunda, 2.9 m genişliğinde ve 2.4 m yüksekliğinde olan ve hava jeti 243 mm x 35 mm ebatlarında 2.9 m x 2.4 m' lik duvarın tavan hizasındaki dikdörtgen açıklıktan yollanıp, tavana yerleştirilen yakın iki noktadan egzoz edilen bir odada hız ve sıcaklık dağılımlarının elde edilmesinde uygulamışlardır. Bu çalışmada hem eşsıcaklıklı hem de eşsıcaklıklı olmayan (soğutma) akışlar incelenmiştir. İkinci durumda döşemenin ve uzak duvarın bir kısmı ısıtılmıştır. Şekil 2.1' de üfleme açıklığının simetri düzleminden elde edilen tahmini ve deneysel veriler çizilmiştir. Burada, üflenen hava oda sıcaklığının 11 K altında, üfleme hızı 2.42 m/s olup bu değerler altında açıklığın hidrolik çapı esas alınarak Re sayısı 9 800 ve Ar (Archimedes) sayısı 0.0038 olmaktadır. Görüldüğü üzere jetin tavan ayrılma noktası

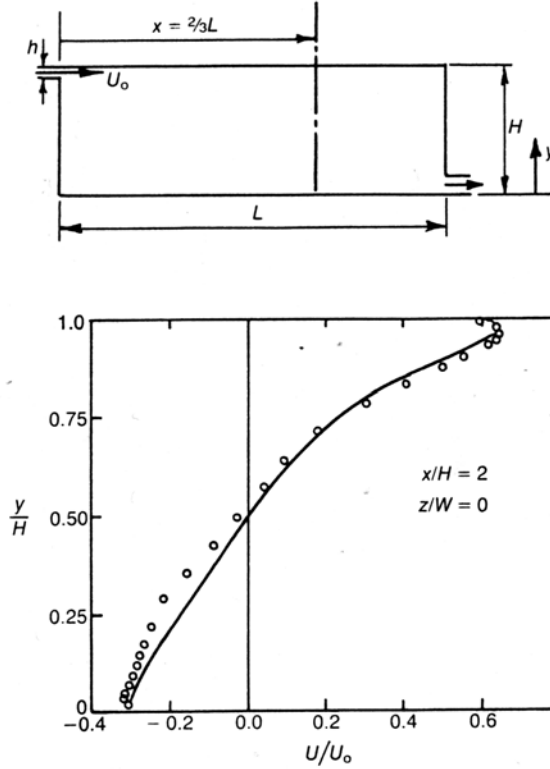
iyi tahmin edilmiştir fakat jetin alt kısımlara giriş kısmındaki hızlar ölçülen değerlerden daha yüksek çıkmıştır. Fakat, eşsıcaklıklı çözüme ait tahmini değerler deneylerle elde edilen sonuçlara daha yakın sonuçlar vermiştir [5].



Şekil 2.1 Soğuk hava jetinin merkezinden geçen düşey düzlemdeki ölçülen ve tahmini hız vektörleri ve konturlarının karşılaştırılması. (a) ölçüm ve (b) tahmini

Nielsen, SIMPLE algoritması ve hibrid sayısal yöntemini içeren TEACH bilgisayar programını kullanarak hız bileşenleri, k ve ε 'a ait taşınım denklemlerini iki boyutta çözmüştür. Bu çalışmanın amaçladığı iki şey vardı. Birincisi, havalandırılan kapalı mekanlardaki iki boyutlu eşsıcaklıklı akışın tahminini sağlayan sayısal yöntemin doğruluğunu tayin etmek, ikincisi ise üç boyutlu havalandırma problemlerini iki boyutta ifade edebilmektir. 89.3 mm kare kesitli (yüksekliği, H ve eni, B aynı değerde olup 89.3 mm) ve boyu bu değer üç katına eşit olan perspektsten yapılmış kapalı bir hacim oluşturulmuş ve elde edilen tahmini değerler, deneyler sonucu bulunan değerlerle karşılaştırılmıştır. Hava kapalı hacme 5 mm yüksekliğinde ve farklı iki

genişlikte olan tavana komşu bir yarıktan üflenmiştir. İki genişlikten biri kapalı mekan genişliğinde, diğeri ise bu genişliğin yarısıdır. Egzoz havası ise uzak duvarda döşeme hizasında bulunan duvar genişliğindeki yarıktan yapılmıştır. Hava hızları Lazer Doppler anemometresi ile ölçülmüştür. Re (Reynolds) sayısı 5 000 ila 10 000 arasında kullanılmıştır. Şekil 2.2’ de $2/3 \times L$ mesafede üfleme yarığının merkezi boyunca x-y düzlemindeki hız profillerinin ölçülen ve hesaplanan değerlerinin bir karşılaştırması yapılmıştır [6].

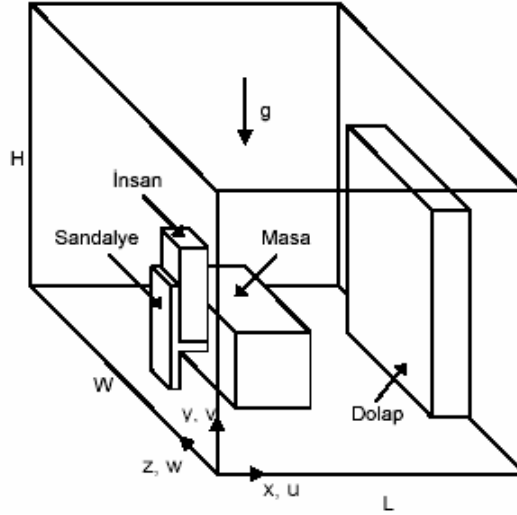


Şekil 2.2 Tahmini ve ölçülen hız profillerinin karşılaştırılması. “o”: ölçülen, “-“ tahmini

Fiziksel modelde üç boyutlu etkilerden dolayı ters akış bölgelerinde oluşan farklılıklar dışında hızlar oldukça uygun çıkmıştır. Nielsen, ayrıca jet üfleme açısının değişiminin maksimum geri dönüş hızlarına etkisi ve yarık yüksekliğinin kapalı hacmin yüksekliğine oranının (h/H) maksimum ters hızlara etkisini bulmaya çalışmıştır.

Gürkan KUAS ve Şenol BAŞKAYA’ nın yaptıkları çalışmada ise Şekil 2.3’de görülen içinde bir insan ve nesnelerin mevcut olduğu bir ofis odası içine verilen soğutma havasının, hacim içindeki dolaşımı sayısal olarak incelenmiştir. Sürekli şartlardaki üç boyutlu kütlelerin korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji,

türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayılım oranı denklemleri, tanımlanan sınır şartlarıyla birlikte sayısal akışkanlar dinamiği (CFD) kullanılarak çözülmüştür. Sonuçlar, odanın çeşitli kesitlerinde hız vektörleri ve sıcaklık konturları ile gösterilmiştir. Menfez konumları değiştirilerek hava hareketi incelenmiş ve insanın konforlu olup olmadığı ile nesnelerin hava hareketine etkileri incelenmiştir [7].



Şekil 2.3 Araştırılan odanın şematik görünümü

Müllejans, Archimedes sayısının hava hareketine etkisini göstermek için geometrik olarak benzer üç tane oda oluşturmuştur [5]. L, H ve B harfleri sırasıyla test odalarının uzunluk, yükseklik ve genişliğini göstermek üzere; birebir ölçekte oda boyutu 4.75 m x 2.95 m x 2.88 m' dir. Diğer iki test odasının ölçüleri ise ölçek faktörünün 3 ve 9 olarak alınmasıyla bulunmuştur. Üfleme havası, odaya duvarın üst kısmından dikdörtgen bir açıklıktan gönderilmiştir. Burada, oda için denklem 2.1a'da tanımlanan Archimedes sayısı kullanılmıştır.

$$Ar = \frac{gD_h \Delta T_o}{T_m U_r^2}; \quad (2.1a)$$

$$D_h = \frac{2BH}{(B+H)}; \quad U_r = \frac{\dot{V}}{(BH)}; \quad T_m = 0,5 \times (T_o + T_w); \quad \Delta T_o = T_w - T_o \quad (2.1b)$$

burada; D_h (m) ile gösterilen büyüklük odanın hidrolik çapını, U_r (m/s) eşdeğer oda hızını, T_m (°C) ortalama oda sıcaklığını, T_o (°C) üfleme havası sıcaklığını, T_w (°C) ise ısıtılan duvar sıcaklığını göstermektedir.

Oda için Reynolds sayısı ise denklem 2.2'deki gibi verilmektedir.

$$Re = \frac{D_h U_r}{\nu} \quad (2.2)$$

ν (m^2/s), havanın kinematik viskozitesini belirtmektedir.

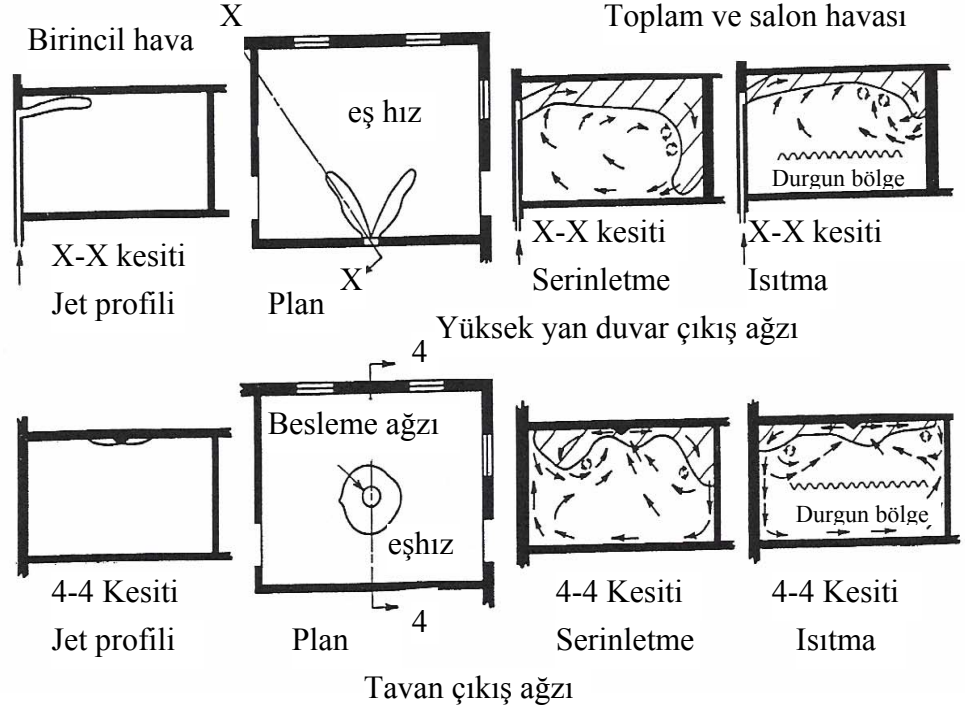
Müllejans'ın deneylerinde odanın ısı yükü, yüzeylerden birinin ısıtılması şeklinde yapılmakta ve bu yükü karşılamak üzere duvarın üst tarafında bulunan açıklıktan soğuk hava gönderilmektedir. Döşeme ve tavanın ısıtılma durumları için farklı deneyler yapılmıştır. Oluşturulan bu üç test odasından elde edilen hız ölçümleri ve duman akış tiplerinden elde edilen verilere göre, oda içersinde aynı Ar sayılarında benzer hava dağılımına rastlanmıştır [5].

Chung ve Hsu' nun çalışmalarında, iki giriş iki çıkış olmak üzere farklı konumlarda yerleştirilen yayıcılarda oluşturulmuş farklı havalandırma yöntemlerinin havalandırma verimlerini araştırmışlardır. Öncelikle, hava akışını ve havalandırma performansını görmek için sayısal simülasyon yapmışlardır. Daha sonra, oda havasının dağılımı ile hava kirleticilerinin dağılımına ait tam ölçekteki deney düzeneğinden elde edilen veriler, sayısal çözümü doğrulamak için kullanılmıştır. Deney yöntemi olarak gaz izleme yöntemi kullanılmıştır. CO₂ miktarının azalmasından, test odasındaki hava debisi ve havalandırma verimi hesaplanmıştır. Farklı hava hızlarının kullanıldığı eşsıcaklıklı olan bu çalışmada, havalandırma verimi ile karakterize edilen üfleme ve egzoz havası dağılımı belirlenmiştir. Sonuçta, havalandırma veriminin, hava değişim sayısına kıyasla yayıcının yerleşiminden çok daha fazla etkilenebileceği belirlenmiştir [8].

Fanger ve Christensen yaptıkları çalışmada, uygulamada karşılaşılan hava hızlarına karşı insanların davranışını, verilen bir ortalama hava hızında cereyan hissedenlerin yüzdesel oranlarını bulmayı amaçlamışlardır. Bir başka çalışmalarında ise, çalkantı şiddetinin cereyan hissi üzerinde üzerindeki etkisini incelemişler, çalkantı şiddetinin cereyan hissi üzerindeki etkilerini göstermişlerdir [10].

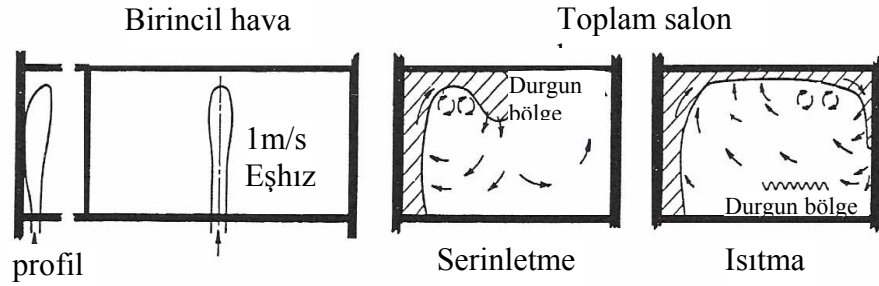
Straub ve arkadaşları, tipik hava besleme ağızları ve bunların performanslarını incelemiş ve hava besleme ağızlarını beş grupta toplamışlardır [11].

A grubu: Havayı yatay olarak veren tavana veya tavan yanına monte edilmiş ağızlar



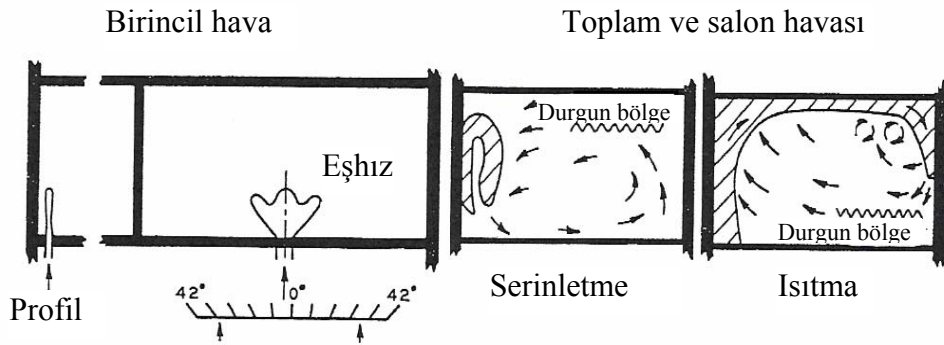
Şekil 2.4 A Grubu besleme ağızı çıkışlarının hava hareketleri

B grubu: Açılmayan bir jet ile havayı düşey olarak veren, döşemeye veya döşeme yanına monte edilmiş ağızlar



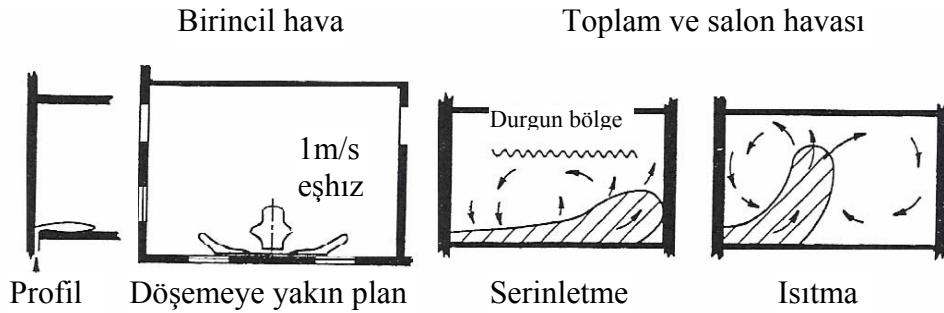
Döşemeye veya döşeme yanındaki çıkış ağızı, açılmayan düşey jet
Şekil 2.5 B Grubu besleme ağızı çıkışlarının hava hareketleri

C grubu: Açılan bir jet ile havayı düşey olarak veren, döşemeye veya döşeme yanına monte edilmiş ağızlar



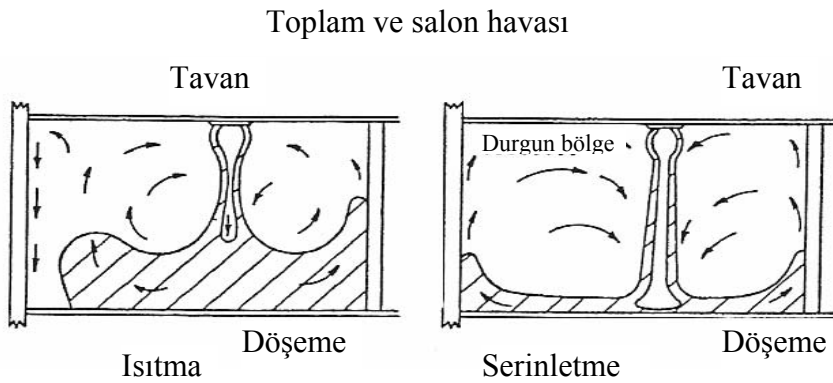
Döşemeye veya döşeme yanındaki çıkış ağız, açılan düşey jet
Şekil 2.6 C Grubu besleme ağız çıkışlarının hava hareketleri

D grubu: Havayı yatay olarak veren döşemeye veya döşeme yanına monte edilmiş ağızlar



Döşeme yakınındaki çıkış ağız, yatay boşalma
Şekil 2.7 D Grubu besleme ağız çıkışlarının hava hareketleri

E grubu: Birincil havayı düşey olarak püskürten, tavan veya tavan yanına monte edilmiş ağızlar



Şekil 2.8 E Grubu besleme ağız çıkışlarının hava hareketleri

Tanımlanan bu beş grup besleme ağızındaki hava çıkışlarının salon içindeki hava hareketlerinin karakteristikleri Şekil 2.4 ile Şekil 2.8 arasında görülmektedir. Bu şekillerde dış duvarlar kalın çizgilerle belirtilmiştir. Buradaki gözlemlerden salon içinde hava yayılması ile ilgili aşağıdaki esaslar belirlenmiştir [11].

- Bu şekillerde taranmamış zarflarla gösterilmiş olan, besleme ağızlarından çıkan birincil hava, 0.75m/s hızına kadar analitik olarak hesaplanabilir. Isıtma veya soğutma yükünün, birincil havanın karakteristikleri üzerinde önemli etkisi vardır.
- Eğik çizgilerle taranmış zarflar şeklinde gösterilen toplam hava, birincil havadan etkilenir ve 0.75m/s değerinin altında olmamak üzere nispeten yüksek hızdadır, buradaki hava sıcaklığı ise genellikle salon sıcaklığından $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ farklıdır. Toplam hava çevreden de etkilenir. Serinletme işleminde aşağı doğru düşerken, ısıtma işleminde yukarı doğru yükselir. Bunlar için kesin analitik bir çözüm elde etmek zordur.
- Doğal ısı taşınım akımları serinletme işleminde tavanın aşağısında, ısıtmada ise döşemenin yukarısında durgun bölgeler oluşturur. Bundan dolayı buralarda hava hızları genellikle azdır.
- Bir dönüş ağızı, salon hava hareketinin sadece ağızın yakın çevresini etkiler. Ortamın serinletilmesi sırasında en sıcak havanın, ortamın ısıtılması sırasında en soğuk havanın geri dönebilmesi için giriş ağızı, durgun bölge içine yerleştirilmelidir.
- Taranmamış alanlarda, salondaki genel hava hareketi, toplam hava akımına doğru hafif bir sürüklenme şeklindedir. Salon şartları, salon havasının toplam hava akımına katılması ile korunur.

Literatürde daha birçok hem deneysel hem de sayısal çalışmalar mevcuttur. Bunlardan kısaca bahsetmek gerekirse, Yamamoto, Ensor ve Sparks tavandan hava girişine ve duvarın altından hava çıkışına sahip olan kapalı bir alandaki hava hareketiyle uğraşmışlardır. Akgün hava giriş ve çıkış kanalı yerleşimini değişken olarak seçerek odadaki hava hareketlerini modellemiştir. Xue ve Shu tavandan hava verişini kullanarak bir odadaki hava hızı, sıcaklığı ve türbülans kinetik enerjisi dağılımını tahmin etmek için iki boyutlu k- ϵ türbülans modelini kullanmışlardır. Ayad, farklı giriş/çıkış konumlarının için bir odadaki iç akışları incelemiştir. Awbi

ve Hatton iç yüzeylere sabitlenmiş ısıtma plakaları ile çevreye karşı iyi izole edilmiş, bir duvardan soğutma sağlanmış küçük bir ofiste deneyler yapmışlardır. Sinha, Arora ve Roy çeşitli giriş ve çıkış yerleşimlerini kullanarak farklı yerlerden verilen sıcak hava akışı ile ısıtılmış bir odadaki hız ve sıcaklık dağılımını incelemişlerdir [7].

Görüldüğü gibi literatürde genellikle içi boş mekanlar üzerinde çalışmalar yapılmış, mekan içinde nesnelere bulunduğu durumlar fazla araştırılmamıştır.

2.2 Hava Jeti

Hjertger ve Magnussen, kapalı mekan içersindeki türbülanslı serbest ve duvar jetlerinin üç boyutlu eşsıcaklıklı (isothermal) akışlarını hesaplamak için, momentum ve iki türbülans parametresine (k, ϵ) ait taşınım denklemlerini upwind fark yöntemi ve SIMPLE algoritmasını kullanarak çözmüştür. İlk durumda, hava jeti kare bir yarıktan kare şeklindeki duvarın merkezinden, boyunun yüksekliğine oranı üç olan bir kapalı mekana üflenmiştir. Kapalı hacmin boyutları 0.1 m x 0.1 m x 0.3 m olup, üfleme açıklığında akış alanının dörtte birlik kısmı 9 x 9 x 9 ebatlarında ve 4 x 4 grid noktalarıyla modellenmiştir. Üfleme tarafındaki türbülans kinetik enerjisi (k_0), türbülans hızı ve denklem 2.3 yardımıyla hesaplanmıştır. Bu denklemde türbülans şiddeti (I_u) ile gösterilmekte olup “o” alt indisi üfleme tarafındaki değerleri göstermektedir [5].

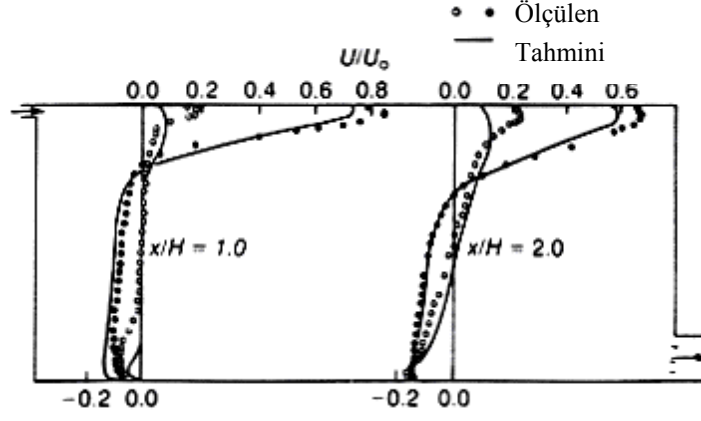
$$k_0 = 1.5I_u^2 U_o^2 ; \quad I_u = \bar{u}'/U_o \quad (2.3)$$

Yayınım oranı (ϵ_0) ise denklem 2.4’ de uzunluk ölçeğinin 0.1 x (açıklığın genişliği) alınmasıyla hesaplanmıştır. Burada l_0 üfleme tarafındaki karışım uzunluğunu ve C_μ ise sabit bir değeri (0.09) göstermektedir.

$$\epsilon_0 = C_\mu k_0^{1.5}/l_0 \quad (2.4)$$

Duvar jeti durumunda, yüksekliği $h = 0.056 \times H$ (burada H kapalı hacmin yüksekliğini belirtmekte olup 89.3 mm dir.) ve genişliği $b = 0.5 \times H$ olan yüksek seviyeli bir duvar tipi yarık, $L = 3H$ boyundaki kapalı mekanın duvarının tam merkezine yerleştirilmiştir. Serbest jet için efektif üfleme hızı olarak 18.5 m/s (burada $Re = u_0 d/v \approx 1.2 \times 10^4$), duvar jet için ise efektif üfleme hızı olarak 15m/s

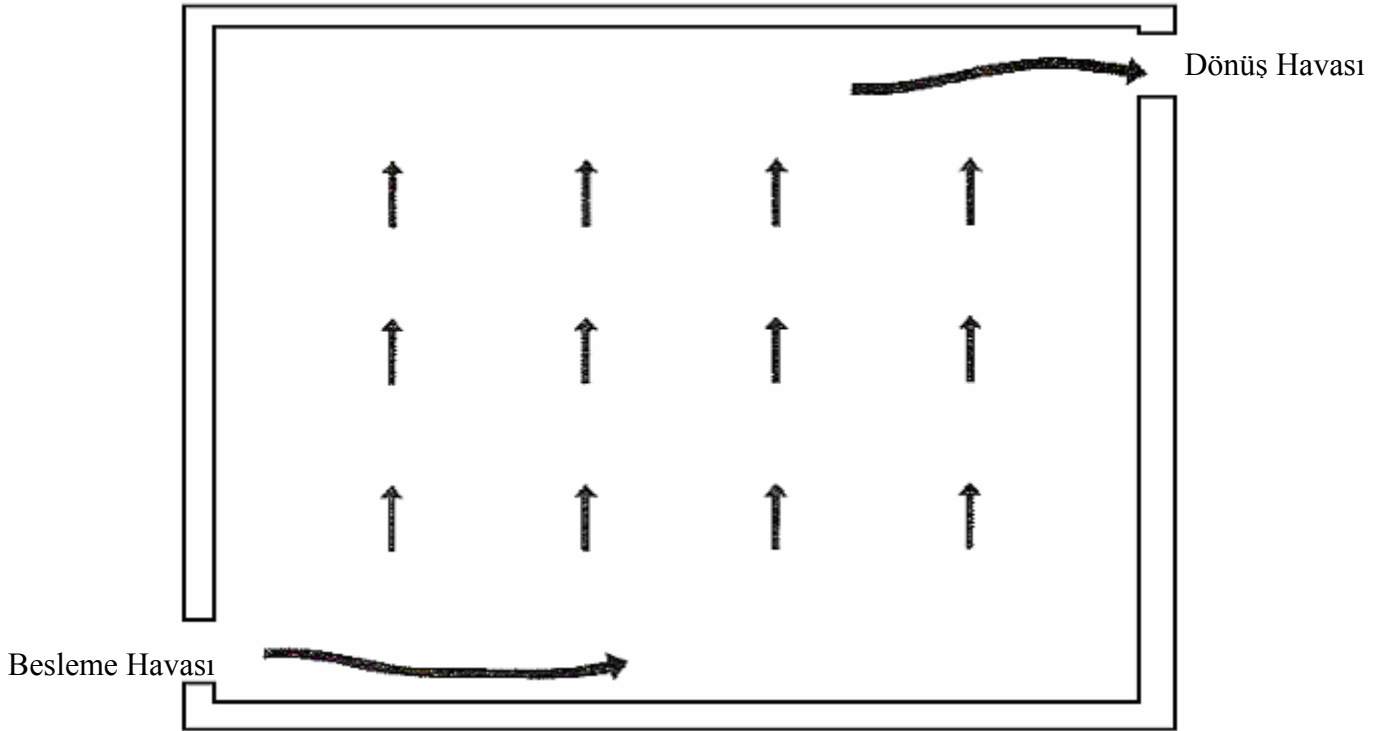
(burada $Re = U_0 h / \nu \approx 5 \times 10^3$) kullanılmıştır. Duvar jeti durumu için kapalı mekandan $x/H=1$ ve 2 durumlarına ait tahmini hız profilleri Şekil 2.9'da görülmektedir. Buradaki deneysel veriler karşılaştırma amaçlı olarak Nielsen' in çalışmalarından alınmıştır [5].



Şekil.2.9 Tahmini ve ölçülen hız profilleri

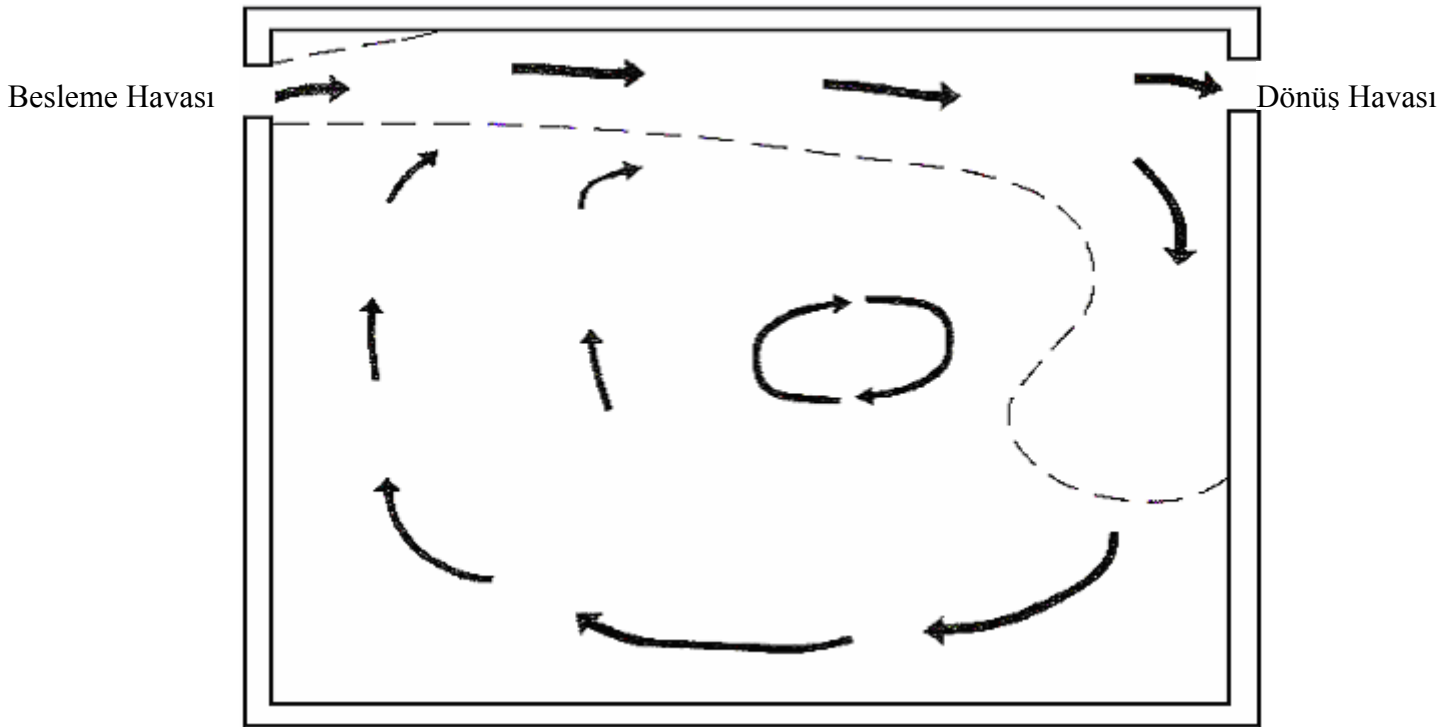
3. MAHAL İÇİNDEKİ HAVA HAREKETLERİ

Havalandırma amacıyla odaya beslenen havanın, mahal içersinde farklı uçlarda iki tipik hareketi söz konusudur. Bunları deplasmanlı (yerdeğiştirmeli) hareket ve karışım (difüzyon) hareketi olarak isimlendirmek mümkündür. Deplasmanlı akışta odaya beslenen hava Şekil 3.1’de görüldüğü gibi bir piston gibi hareket eder ve ideal durumda hiçbir karışım meydana gelmeden odayı süpürerek diğer uçtan hacmi terkeder. Kirli oda havasını böylece karışmadan dışarı atmak mümkün olmaktadır. Karışmalı havalandırma sisteminin tersine deplasmanlı havalandırma, kullanılan bölgede havanın karışmasını azaltacak şekilde tasarlanır. Bu havalandırmanın amacı, kullanılan bölgede, besleme havası özelliklerine yakın bir durum elde etmektir [2].



Şekil 3.1 Bir hacim içersinde deplasmanlı akış

Havanın oda içersindeki diğere bir hareketi olan karışmalı havalandırma ise konfor havalandırmasında tercih edilen bir yöntem olup bu yöntemde odaya üflenen hava, Şekil 3.2’de görüldüğü gibi geniş hacme sahip ortam havasını etkiler ve bir karışım oluşur. Sonuç olarak odadan ilerilere giderken hava akımının hacmi artar ve aynı zamanda hızı azalmaya başlar. Kısa zamanda, hava akımının oluşturduğu hava hareketleri oda içindeki havanın tamamını karıştırır ve odadaki havayı seyreltir. Karışan hava odada kullanılan bölgede nispeten düzgün bir hava hızı, sıcaklığı, nemi ve hava kalitesi özellikleri oluşturur [2].



Şekil3.2 Bir hacim içersinde karışmalı akış

Görüldüğü gibi mahal içine hava bir yandan beslenirken bir yandan da dönüş açıklıklarından egzoz havası çekilmektedir. Havanın mekan içinde yayılmasını sağlayan menfez adını verdiğimiz bu açıklıklar, bir havalandırma sisteminin en önemli elemanı olarak kabul edilmektedir. Menfezler mahal içersinde bulunurlar ve dolayısıyla bir havalandırma sisteminin en son unsuru olarak kabul edilirler. Son kullanıcıyla karşı karşıyadır ve bu yönüyle sistemin en önemli elemanıdır. Konu ile ilgili literatürde, havanın mahal içinde dağıtılması, bir başka deyişle menfezlerin yerlerinin ve tiplerinin belirlenmesi tüm havalandırma tekniğinin en zor görevlerinden birisi olarak kabul adlandırılmaktadır. Dolayısıyla bu görevin başarılı bir şekilde yerine getirilmesi büyük deneyime sahip olmayı gerektirmektedir [12].

Bazı araştırmalara göre havalandırma ile ilgili sorunların % 70'i menfezlerden kaynaklanmaktadır. Menfez seçimi için her duruma uygun kesin kurallar koymak mümkün değildir. Özellikle yüksek ısıtma ve soğutma yükü olan karmaşık geometrik lęlere sahip mahallerde güçlüklerle karşılaşılmaktadır. Çok alçak ve çok yüksek tavanlı mahaller, içinde balkon bulunan salonlar sarkan kirişli veya tavan ykseklęi değişken mahaller, konser salonları, vb. havalandırmaacılıkta zor mahallerdir. Böyle durumlarda, bir model oluşturarak deney yapmak en iyi çözüm olarak görülmektedir.

3.1 Menfezlerin Görevleri

- gerekli hava debisini vermesi
- havanın mahal içinde yayılmasını sağlamak
- rahatsız edici hava akımları oluşturmaması
- havayı doğrudan toplayıcı menfezlere göndermemesi
- gürültü oluşturmaması
- mimari tasarıma uygun olması

Bir mekana dağıtıcı menfezlerle verilen hava, normal olarak toplayıcı menfezlerle geri alınır. Bazı durumlarda, verilen havanın bir bölümü atmosfere veya komşu mahallere kaar. Bu durumda mahal içinde pozitif basınç oluşur. Eğer mahal içinde eksi basınç oluşmuş ise örneğin tuvalet ve banyo gibi mekandan emilen havanın bir bölümü veya tümü atmosferden veya komşu mahallerden gelir. Görüldüğü mahal içinde bir hava hareketi söz konusudur. Bu hava hareketinin iğeride bulunan insanları rahatsız etmeyecek şekilde olması gerekir. Menfez seğiminde ve yerleştirilmesinde dikkat edilecek en önemli konunun bu olduğu söylenebilir [12].

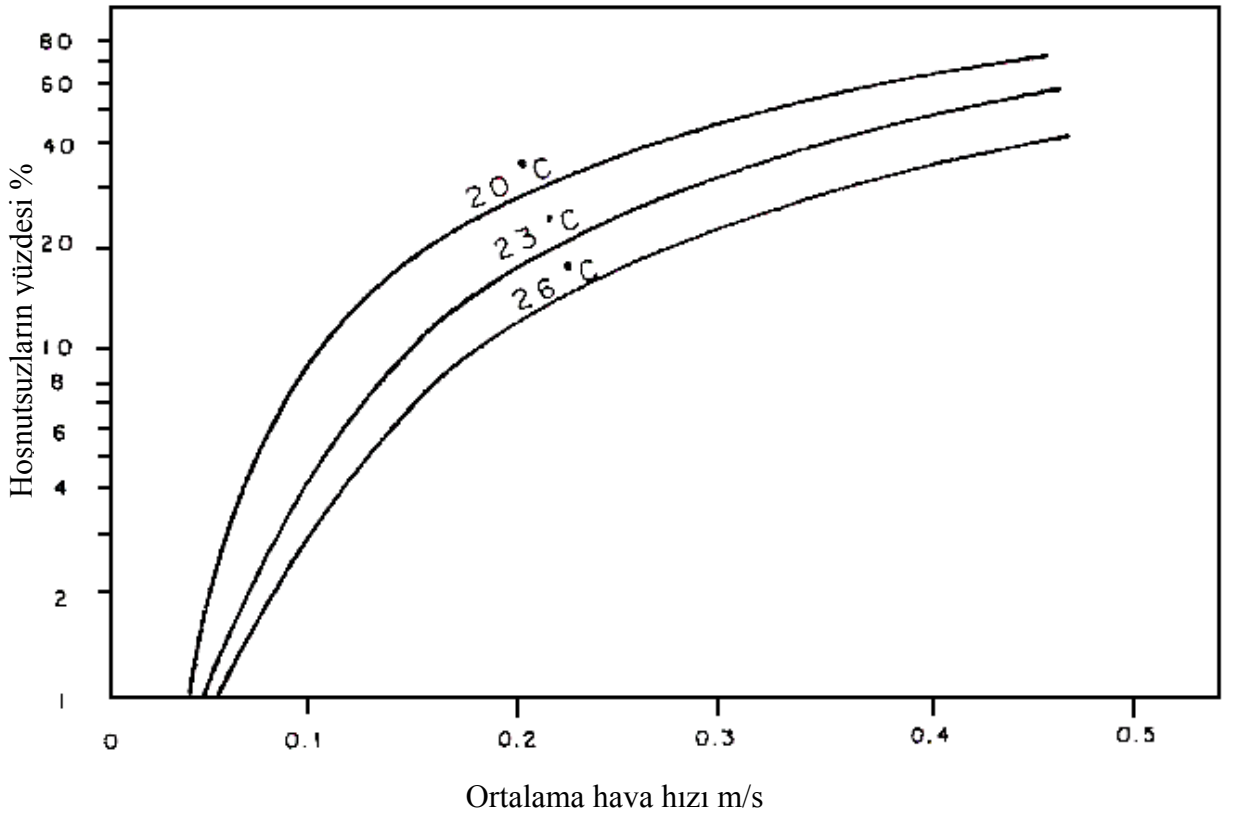
Hava, dağıtım menfezleri aracılığıyla mahal içine gönderilir. Bu menfezlere, basma veya üfleme menfezleri adı da verilmektedir. Mekan içine gönderilen hava mahal havası ile karşarak kapsamında bulunan bir kısım entalpi ve nem miktarı bırakır. Böylece ya daha fazla ısınır veya serinler ve ayrıca nem oranı değişir. Bu hava daha sonra toplama veya emme menfezleri tarafından tutularak yeniden tesisata gönderilir.

3.2 Hava Dağılımında Öne Sahip Başlıca Etkenler

Mahal içinde oluşan hava dağılımında öneme sahip başlıca etkenler şunlardır. İç ortam havasının hızı, mahal içine gönderilen basma havasının sıcaklık derecesi, hava dağıtım ile toplama menfezlerinin yeridir.

3.2.1 İç Ortam Havasının Hızı

Mahal içinde bulunan bireylerin hissettiği rahatsızlık veya sıkıntı duygusunun başlıca nedeni iç ortam havasının hızıdır. İç ortam hava hızlarına karşı insanların davranışını bilimsel esaslara oturtabilmek amacıyla Fanger ve Christensen (1985) verilen bir ortalama hava hızında cereyan hissedenlerin yüzdesel oranlarını bulmayı hedeflemişlerdir. Boyun arkasındaki ortalama hava hızına göre kafa bölgesinde cereyan hissedenlerin yüzdesi Şekil 3.3’de gösterilmiştir [10].



Şekil 3.3 Ortalama hava hızının fonksiyonu olarak hoşnutsuzluk duyanların yüzdesi

Mahal ortamı havasının hızına bağı olarak bireylerin ne gibi tepkiler gösterdikleri Tablo 3.1’de gösterilmiştir [12].

Tablo 3.1 Mekan İçi Hava Hızlarının Bireyler Üzerindeki Etkileri

Mekan Havasını Hızı (m/s)	Bireyler Tarafından Gösterilen Tepki	Uygulama Alanı
0 ile 0.1	Tepki genellikle olumsuzdur. Havanın durgun ve boğulma hissini duyulduğu söylenir.	Bu aralıktaki hız değerleri ender hallerde kullanılır.
0.1 ile 0.2	Tepki olumlu niteliktedir.	Bu hız sınırları konfor kliması amaçlı iklimlendirme tesislerinde kullanılır.
0.2 ile 0.3	Tepki oturan insanlar için olumsuz, ayakta duran veya yavaş hareket eden insanlar için uygundur.	Söz konusu hız değerleri mağazalar, bankalar ve kamu yapısı gibi tesislerde konfor kliması alanında kullanılır.
>0.3	Tepki uygunsuz niteliktedir. Hava akımlarından dolayı rahatsızlık hissi duyulur.	Bu sınırdan büyük olan hız değerleri endüstriyel iklimlendirme tesislerinde uygulanır.

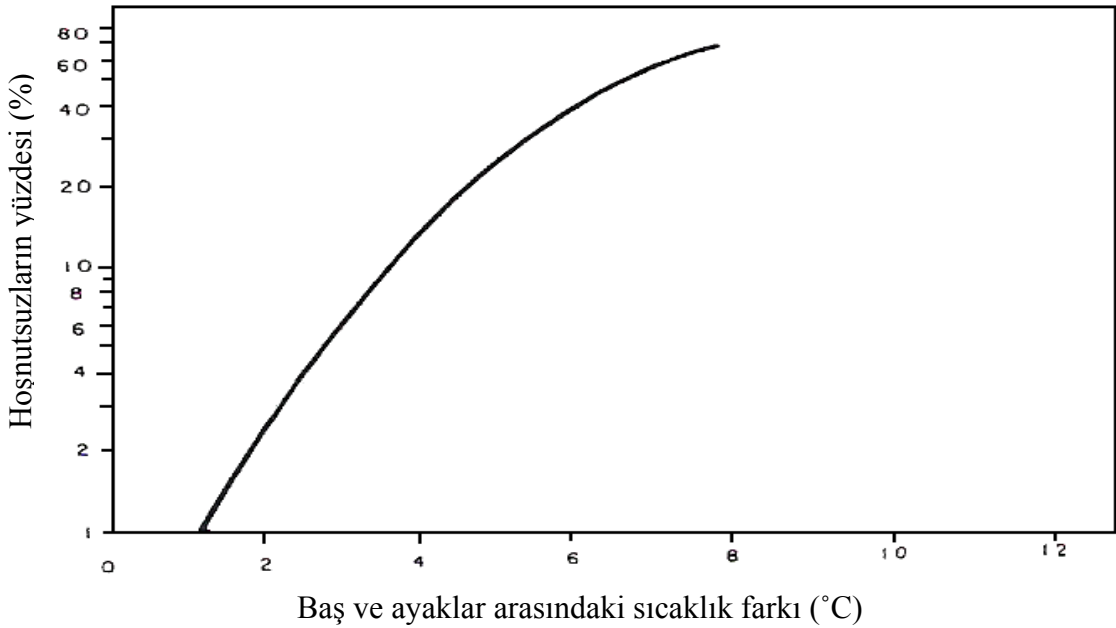
Buradaki tepkiler bazı faktörlere bağı olarak farklılık ve ayrıcalık gösterebilir.

- Bireyin cinsi ve yaşı
- Oturma, ayakta durma veya gezinme gibi bireylerin yaptığı uğraşın niteliği
- Mahallin hangi amaçla kullanıldığı

Konfor veya rahatlık duygusunun sağlanmasını amaçlayan iklimlendirme tesislerinde, mahalın kullanım amacına ve bireylerin uğraş durumuna bağlı olarak mekan hava hızı 0.1 ile 0.3 m/s aralığında değişen hız değerleri kabul edilebilir.

3.2.2 Basma Havaasının Sıcaklığı Ve Dikey Yöndeki Sıcaklık Farkı

Bir mahal içinde bulunan bireyler tarafından hissedilen hava akımı duygusunun bir başka nedeni de basma havaasının sıcaklığı yada bir başka deyişle basma havaası ile mahal havaası arasındaki sıcaklık farkıdır. Mahal ortamı havaasının hızına ve mahal havaasının sıcaklığı ile bu mahal için esas alınan normal konfor sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak, durumlarından hoşnut olmayanların oranları literatürdeki grafiklerde verilmektedir [12]. Yapıların iç ortamlarında, hava sıcaklığı normal olarak döşemeden tavana doğru artar. Gradyan yeterince büyükse, vücut ısıl dengede olsa bile, başta yerel bir ılık konforsuzluk veya ayaklarda soğuk konforsuzluk gerçekleşebilir. Dikey yönde hava sıcaklığı farklılığını ve bunun konfor üzerindeki etkilerinin araştırmak için birçok çalışmalar yapılmış ve bu çalışmalar sonucunda Şekil 3.4’de dikey sıcaklık farklılığından dolayı hoşnutsuz olanların yüzdesi baş (döşemeden 1.1 m yukarıda) ve topuklar (döşemeden 0.1m yukarıda) arasındaki sıcaklık farkının fonksiyonu olarak gösterilmiştir [10].



Şekil 3.4 Baş ile topuklar arasındaki sıcaklık farkının fonksiyonu olarak hoşnutsuzluk duyanların yüzdesi

Her ne şekilde olursa olsun her şeyden önce önemli olan sorun şudur: Basma havası ile mahal havasının birbirine karıştırılması sonucunda, mahallin çeşitli bölgelerinde hissedilen ısı duyguları yeterli bir benzerlik ve homojenlik özelliğine sahip bulunmalıdır. Bu benzerlik ve homojenlik özelliğine erişilmesi, ancak emme ve basma menfezlerinin uygun bölgelerde seçilmesi sayesinde mümkün olabilir [12].

3.2.3 Emme Ve Basma Menfezlerinin Konumu

Emme ve basma menfezlerinin mahal içindeki konumu, konfor veya rahatlık duygusu üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Menfez konumlarının seçimi işleminde genellikle sınırsız bir serbestlik söz konusu değildir ve bu işlem esas olarak iklimlendirme tesisatının tipine bağlıdır [12].

Basma menfezleri, bir duvarın alt yada üst kısmında, bir pencerenin alt kısmındaki duvar yüzeyi üzerinde veya tavana yerleştirilebilir. Duvarların üst kısımlarında öngörülen basma menfezleri, yaz mevsiminde gerçekleştirilen iklimlendirme işlemleri için son derece uygun sonuçlar verir. Bunun nedeni, serin havanın aşağılara doğru inmeye ve bu koşullar altında mahal havası ile karışmaya eğilim göstermesidir. Kış mevsiminde ise, sıcak hava, tavana yakın bölgelerde tabakalar halinde yayılmış durumda toplanır. Bundan dolayı, basma havası ile mahal havasının uygun bir karışım oluşturması için, emme menfezlerinin duvarların alt bölgelerinde öngörülmesi gerekir [12].

4. İÇ HAVA KALİTESİ

İç hava kalitesi yaşanan hacimlerde solunan havanın temizliği ile ilgilidir. Temiz hava yetkili otoriteler tarafından belirlenen zararlı derişiklik seviyelerinin üstünde bilinen hiçbir kirletici madde içermeyen ve bu havayı soluyan insanların %80 veya daha üzerindeki oranının havanın kalitesi ile ilgili herhangi bir tatminsizlik hissetmediği hava olarak tarif edilebilir. İç hava kalitesinin önemi gerek ısı konfor gerekse sağlık açısından giderek artmaktadır. Konutlar, işyerleri, okullar v.s. gibi endüstriyel olmayan ortamlardaki iç hacimlerde de son yıllarda giderek artan ölçüde iç havanın temizliği ile ilgili endişeler gelişmektedir. İnsanların zamanlarının %90 gibi bir kısmını iç hacimlerde geçirdikleri ve iç hacimlerdeki insan yoğunluğunun daha fazla olacağı ve bundan kaynaklanan problemler olacağı ve bundan kaynaklanan problemler olacağı rahatça tahmin edilebilir. Örneğin kapalı hacimlerdeki hava kullanıldıkça doğal karışım oranlarını kaybedecek ve canlılar için taşıdığı konfor şartlarından uzaklaşacaktır. Böyle durumlarda; sıcaklığın artmasıyla terleme, düşmesi ile üşüme, nemin artmasıyla cilt solunumunun yavaşlaması, nemin azalmasıyla cilt kuruluğu, oksijen oranının azalmasıyla nefes alma zorluğu ve benzer sorunlar yaşanmaya başlar. İhtiyaç duyulan oksijen normal solunum hızı ile sağlanamadığı için solunum ve kan dolaşımı hızlanır, kan basıncı yükselir, baş ağrısı ve yorgunluk şikayetleri başlar. Görüldüğü gibi karşımıza birçok problem çıkmaktadır. Bu olgular Hasta Bina Sendromu denilen bir kavram ortaya çıkarmıştır. Konu ile ilgili çalışmalar buna paralel olarak artmış, bilimsel makaleler yayımlanmış, bilimsel toplantılar yapılmış ve yaptırım gücü olan yeni standartlar ortaya çıkmıştır. Bu standartlardan ASHRAE 6289 numaralı olanı en geniş biçimde konuyu ele almaktadır. Bu standartın kuralları ve örneğin enerji tasarrufu ilkeleri ile çatışması en çok tartışılan konulardan biri olmuştur [2].

4.1 Hasta Bina Sendromu

“Hasta Bina Sendromu” (HBS) görünür hiçbir hastalık nedeni olmayan bir binada, sakinlerin sadece binada geçirdikleri zamanla bağlantılı olarak sağlık ve konfor şikayetleri olmasına verilen isimdir. Şikayetçiler bina içinde belli bir oda veya zon içinde bulunabilecekleri gibi, bina içine de dağılmış olabilirler. Konu ile ilişkili bir başka kavram ise, “Bina Bağlantılı Hastalık” (BBH) kavramıdır. Bu durumda, bina içersinde teşhis edilen hastalıkların nedenleri bellidir ve binanın havalandırma sisteminden kaynaklanmaktadır [2].

4.1.1 Hasta Bina Sendromu Göstergeleri

- Bina sakinleri birdenbire rahatsızlıklardan şikayet etmeye başlarlar. Bu şikayetler baş ağrısı, göz, burun veya boğaz hastalıkları, öksürük, kuru veya kaşıntılı bir cilt, baş dönmesi ve kokuya karşı aşırı duyarlılık şeklinde olabilir.
- Bu hastalık belirtilerinin kaynağı tanımlanamamıştır.
- Şikayetçilerin çoğu binayı terk edişlerinden hemen sonra rahatladıklarını belirtmişlerdir.

4.1.2 Bina Bağlantılı Hastalık Göstergeleri

- Bina sakinlerinin çoğunluğunun öksürük, göğüs sıkışması, ateş ve titreme gibi şikayetleri görülmektedir.
- Bu bulguların nedenleri klinik olarak tamamen açıklanabilir.
- Şikayetçiler binayı terk etseler de iyileşmeleri belli bir süre alır.

4.2 İç Hava Kalitesini Bozan Hasta Bina Sendromunun Nedenleri

İç hava kalitesini bozan ve kirlilik oluşturan zararlı maddeleri ancak çeşitli gruplar altında toplayarak tanımlamak mümkündür. İç hava kalitesini bozan kirletici grupları aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür:

- Solunan havadaki karbondioksit oranı (insanların ve canlıların solunumları ve yanma kaynaklıdır)
- Koku (insan kaynaklıdır)
- Mikroorganizmalar (çevre ve insan kaynaklıdır)
- Nem (çevre ve pişirme gibi insan faaliyetleri kaynaklıdır)
- Radon gazı (toprak kaynaklıdır)
- Organik buharlar (kullanılan eşya ve bina elemanları kaynaklıdır)
- Toz (çevre ve kullanılan eşya kaynaklıdır)
- Sigara dumanı (insan kaynaklıdır)

4.3 İç Hava Kalitesinin Geliştirilmesi İçin Yöntemler

İç hava kalitesinin geliştirilmesi için yöntemler aşağıdaki gibidir:

- Öncelikle kirlilik kaynaklarının kontrolü ve azalması gerekir. Örneğin sigara içiminin yasaklanması, zararlı gazlar çıkaran halı v.s. malzemelerin iç hacimlerde kullanılmaması bu önlemler arasında sayılabilir.
- Zararlı maddelerin kaynağında yakalanması, ortama karışmadan dışarı atılması gerekir.
- İç ortamdaki havanın filtre edilmesi ve temizlenmesi
- İç hava kalitesinin sağlanmasında günümüzde hala en yaygın kullanılan ve en etkin yöntem havalandırma yöntemidir. Yeterli miktarda taze havanın iç mekanlara verilmesiyle içerdeki hava kalitesi istenilen düzeye getirebilir [2].

5. HAVALANDIRMA SİSTEMİNDE KONFOR ŞARTLARI

Bu bölümde çeşitli hacimler için gerekli havalandırma miktarlarının belirlenmesi ve bu hacimlerin havalandırılması sırasında göz önünde bulundurulmuş konfor şartları ele alınmıştır.

5.1 Havalandırma Miktarları

Bin dokuz yüzlü yılların başından ortalarına kadar binalardaki havalandırma miktarı standardı her bir bina sakini için 7 L/s iken, 1973'deki petrol ambargosunun sonucu enerji tasarrufu kaygısıyla havalandırma miktarının kişi başına 2.36 L/s' ye kadar düştüğü görülmektedir. Çoğu durumda 2.36 L/s' ye düşen bu dış hava miktarının, hem konfor hem de sağlık şartlarını karşılamakta yetersiz kaldığı görülmüştür. Yetersiz havalandırma; ısıtma, soğutma ve havalandırma sistemlerinin verimsiz çalışmasının da bir sonucu olarak karşımıza çıkabilir. Eğer bir binanın HVAC sistemi havayı insanlara efektif bir şekilde dağıtamıyorsa bu hasta bina sendromunda önemli bir etken olarak karşımıza çıkabilir. Minimum enerji tüketimiyle kabul edilebilir bir iç hava kalitesine ulaşabilmek için ASHRAE kişi başına düşen dış hava miktarını bir standarda bağlamıştır [2].

ASHRAE Standart 62' ye göre, eğer dış hava kalitesi yeterli ise, Tablo 5.1' de gösterilen miktarlarda dış hava söz konusu hacimlere temin ediliyorsa, istenilen iç hava kalitesi elde edilir. Tablo 5.1' de dış hava miktarları kişi başına L/s veya alan başına L/s.m² verilmiştir. Ancak söz konusu havalandırma değerleri hala tartışılmakta olan değerlerdir. Yeterli havalandırmayı, kaynaktan bağımsız olarak, her koşul için geçerli genel değerlerle temin etmek mümkün değildir. Belki de havalandırma miktarları, aynı ısı kaybı ve kazancı hesaplarında yapıldığı gibi, her bina için kaynak tanımına bağlı olarak hesaplanmalıdır. Böyle bir hesap yöntemi, kaynak tanımları yapılamadığı ve zararlı düzeyleri belirlenemediği için günümüzde verilememektedir [2, 9].

Tablo 5.1 Ticari tesisler için (ofisler, dükkanlar, depolar, oteller, spor tesisleri)
tavsiye edilen dış hava miktarları [2]

Hesaplanan Minimum Dış Hava İhtiyacı				
Uygulama	İnsan sayısı (Kişi/100m ²)	L/s kişi	L/s m ²	Açıklamalar
Kuru temizleme, çamaşırhane				Kuru temizleme işlemleri daha fazla hava gerektirebilir.
Ticari çamaşırhane	10	13		
Ticari kuru temizleyici	30	15		
Depo	30	18		
Jetonlu çamaşırhane	20	8		
Jetonlu kuru temizleme	20	8		
Yiyecek ve içecek hizmeti				İlave duman uzaklaştırıcı cihaz gerekebilir.
Lokanta	70	10		
Kafeterya, fast food	100	10		
Bar, kokteyl salonu	100	15		
Mutfaklar (pişirme)	20	8		Davlumbaz egzozu, besleme havası için daha fazla havalandırma havası gerekebilir. Dış havanın ve komşu alanlardan alınan kabul edilebilir kalitedeki havanın toplam 7.5 L/sm ² değerinden az olmayacak bir egzoz miktarına yeterli olmalıdır.
Garajlar, tamirhaneler				İnsanlar arasındaki dağıtım çalışma yerleri ve çalışan makinaların yoğunluğu dikkate alınmalıdır.
Servis istasyonları			7.5	Motorların çalıştığı standlar, motor egzozunu dışarı zorlamış olarak atan sistemleri içermelidir.
Kapalı garajlar			7.5	Kirletici sensörleri havalandırmanın kontrolü amacı ile kullanılabilir.
Otomobil tamirhaneleri				
Alışveriş merkezleri satış katları ve showroom katları				
Bodrum ve zemin	30		1.50	
Üst katlar	20		1.0	
Depo odaları	15		0.75	
Soyunma odaları			1.0	
Yürüme alanları (moller)	20		1.0	
Yükleme ve kabul alanları	10		0.75	
Depolar	5		0.25	
Sigara odaları	70	30		Normal olarak transfer havası ile beslenir ve yerel egzoz yapılır. Resirkülasyon tavsiye edilmez.
Özel dükkanlar				
Berber	25	8		
Güzellik salonları	25	13		
Zayıflama salonu	20	8		
Çiçekçi	8	8		Bitki büyümesini en iyi sağlayan hava miktarı, havalandırma ihtiyacını belirler.
Mobilya giyim			1.5	
Hırdavat, ilaç	8	8		
Süpermarket	8	8		
Hayvanat			5.0	
Spor ve eğlence				
Seyir salonları	150	8		
Oyun salonları	70	13		Oyun alanlarının bakımı için içten yanmalı motorlu araçlar kullanılıyorsa havalandırma miktarı artırılmalıdır.
Buz pisti (oyun alanları)			2.5	
Yüzme havuzları			2.5	Nem kontrolü için daha yüksek değerler gerekebilir.
Oyun katları	30	10		
Disko ve balo salonları	100	13		
Bowling salonları	70	13		

Tablo 5.1 (Devam) Ticari tesisler için (ofisler, dükkanlar, depolar, oteller, spor tesisleri) tavsiye edilen dış hava miktarları [2]

Hesaplanan Minimum Dış Hava İhtiyacı				
Uygulama	İnsan sayısı (Kişi/100m ²)	L/s kişi	L/s m ²	Açıklamalar
Oteller, moteller, dinlenme yerleri, yurtlar			L/s oda	Odaların boyutlarından bağımsız olarak.
Yatak odaları			15	
Oturma odaları			15	
Banyolar			18	Kesikli kullanım için tesis edilen kapasite
Lobiler	30	8		
Konferans salonları	50	10		
Toplantı salonları	120	8		
Yurt uyuma alanları	20	8		Yiyecek ve içecek hizmetler, alışveriş, berber ve güzellik salonları kısımlarına da bakılır.
Kumar salonları	120	15		İlave duman uzaklaştırıcı cihaz gerekebilir.
Ofisler				Bazı ofis cihazları yerel egzoz gerektirebilir.
Ofis alanları	7	10		İlave duman uzaklaştırıcı cihaz gerekebilir
Kabul alanları	60	8		
Haberleşme merkezleri	60	10		
Konferans salonları	50	10		
Halka açık alanlar				
Koridorlar			0.25	
Genel tuvaletler		25		Hiç geri dönüşsüz mekanik egzoz tavsiye edilir.
Soyunma odaları			2.5	
Sigara odaları	70	30		Normal olarak transfer havası ile beslenir. Geri dönüş (resirkülasyon) tavsiye edilmez.
Asansörler			5.0	Normal olarak transfer havası ile (komşu hacimlerden gelen) beslenir.
Tiyatrolar				Özel sahne efektlerini karşılamak üzere özel havalandırma gerekecektir.
Bilet gişeleri	60	10		
Lobiler	150	10		
Salon	150	8		
Sahne ve stüdyolar	70	8		
Taşımacılık				Taşıtlardaki havalandırma özel olarak ele alınmalıdır.
Bekleme salonları	100	8		
Platformlar	100	8		
Taşıtlar	150	8		
İşyerleri				-23 °C ile +10 °C arasında tutulan hacimler eğer sürekli insan bulunmuyorsa bu şartların kapsamına girmez. Komşu hacimlerden havalandırmaya müsaade edilir. Soğuk odalara giriş çıkış yapıyorsa meydana gelen enfiltrasyon yeterli havalandırmayı sağlar.
El işleme	10	8		
Fotoğraf stüdyosu	10	8		
Karanlık oda	10	8	2.5	
Eczane	20	8		
Banka	5	8		
Fotokopi ve baskı			2.5	Buraya tesis edilecek cihaz zorlanmış egzoz ve arzu edilmeyen kirleticilerin kontrolü özelliklerini sağlamalı.

Buradan hareketle son yıllarda gelişen tekniklerden biri talep kontrollü havalandırmadır. Bu sistemde hava kalite sensöründen veya CO₂ sensöründen kumanda alan bir havalandırma sistemi ihtiyaç olduğunda ve talep edildiğinde

devreye girmektedir. Özellikle kafe, bar gibi yoğun havalandırma gereken ve büyük havalandırma enerjisi tüketimi olan yerlerde bu sistem giderek yaygınlaşmaktadır [2].

Bir hacme gönderilecek veya çekilecek hava miktarı kirleticilerin veya kokunun yoğunluğuna bağlıdır. Endüstriyel ve ticari uygulamalarda üretilen ısı ve prosese bağlı olarak ilave artırım faktörleri gereksinebilir. Saatteki hava değişim sayısı, bir odaya beslenecek taze hava miktarının hesaplanmasında önemli bir faktördür. Tablo 5.2'de Avrupa tarafından tavsiye edilen hava değişim sayıları verilmiştir. Bu değerler DIN 1976 T.2 üzerinde çalışan yerel otoriteler tarafından teklif edilmiştir. Bu hesaplarda kişi başına hava ihtiyacı 20 - 50 m³/h arasında bir değer olarak göz önüne alınmıştır [2].

Tablo 5.2 Tavsiye edilen saatteki hava değişim sayıları [2]

Odanın özellikleri	Saatteki hava değişim sayısı	Tavsiye edilen havalandırma yöntemi	Odanın özellikleri	Saatteki hava değişim sayısı	Tavsiye edilen havalandırma yöntemi
Toplantı salonları	4-8	Egzoz	Mutfaklar, domestik	15-25	Egzoz
Oditoryumlar	6-8	Egzoz ve besleme	Mutfaklar, ticari	15-30	Egzoz, ekipmanı kontrol et
Pasta, fırın	20-30	Egzoz	Laboratuvarlar	8-15	Egzoz, asit dirençli filtre tipi
Banyolar domestik	5-7	Egzoz	Çamaşırhaneler	10-20	Egzoz
Banyolar genel	7-10	Ön ısıtılmış hava besleme	Kütüphaneler	4-5	Egzoz ve besleme
Güzellik salonları	8-12	Egzoz ve besleme	Asansörler	5-7	Egzoz
Kafeler	10-12	Egzoz	Asansör makine odası	10-30	Egzoz, ısıyı hesapla
Kumarhaneler	8-12	Egzoz ve besleme	Makine daireleri	10-40	Egzoz, ısıyı hesapla
Sinemalar	5-8	Egzoz ve besleme	Ofisler	4-8	Egzoz ve besleme
Vestiyer	4-5	Egzoz	Lokantalar	8-12	Egzoz ve besleme
Konferans salonları	5-8	Egzoz ve besleme	Tuvaletler, domestik	4-5	Egzoz
Soyunma odaları	6-8	Egzoz	Tuvaletler, genel	8-15	Egzoz
Boyahaneler	5-15	Alev geçirmez, asite dayanıklı	Dershaneler	5-7	Egzoz
Motor odaları	15-30	Egzoz, ısıyı hesapla	Dükkanlar	4-8	Egzoz
Dökümhaneler	5-15	Egzoz, ısıyı hesapla	Duşlar	15-25	Egzoz
Garajlar	5-7	Egzoz	Süpermarketler	10-15	Egzoz ve besleme
Jimnastik salonları	4-6	Egzoz	Yüzme havuzları	10-15	Zonlamayı kontrol et
Kuaförler	10-15	Egzoz			Egzoz ve ısıtılmış besleme, nemi kontrol et
Hastaneler, hasta odaları	6-8	Egzoz	Tiyatrolar	5-8	Egzoz ve besleme
Hastaneler, Ameliyathaneler	10-15	Egzoz, besleme filtre tipini kontrol et	Kaynak atölyeleri	20-30	Zorlanmış egzoz ekipmanı kontrol et

5.2 Değerlendirme Yöntemleri

5.2.1 Yeterli Şartlar İçin Standartlar

Hava ile ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemindeki hava yayılımının amacı, şartlandırılmış salonda döşeme seviyesinin yaklaşık 1.8 m üzerindeki kısımda, salonda kullanılan bölge içindeki sıcaklık, nem ve hava hareketinin uygun bir bileşimini oluşturmaktır. Bu bölge içinde konfor şartlarının elde edilebilmesi için, kabul edilebilir hava cereyanı sıcaklığı için standart sınırlar verilmiştir [11]. Hava cereyanı sıcaklığı, hava sıcaklığının, hareketinin ve bağıl neminin insan vücuduna fizyolojik etkilerinin bir bileşiminin yardımı ile tanımlanır. Kabul edilen standartlardan farklılıklar, bu hacimlerde bulunan insanların konforlarının bozulmasına neden olur. Hacimde üniform şartların eksikliği veya hacmin belirli bölümünde bu şartların aşırı değişimi, konforun bozulmasına neden olan diğer durumlardır. (1) salonun hava sıcaklığının aşırı değişimleri (yatay, düşey veya her ikisi de), (2) aşırı hava cereyanları, (3) değişik yerlerdeki yük ihtiyaçlarına göre havanın taşınma ve dağıtılması sorunları, (4) veya oda sıcaklığının çok hızlı değişimleri, konfordaki bu tür bozulmaları ortaya çıkarır.

Koestel ve Tuve (1955) ile Reinmann ve arkadaşları (1959), hava hareketinin konfora etkisini incelemiş ve nem ile ısı ışınlamının etkilerini sabit kabul ederek, hava cereyanını hem hava hareketi hem de hava sıcaklığından dolayı vücudun herhangi bir yerinde bölgesel olarak hissedilen serinlik veya ılıklik olarak tanımlamışlardır. Hava cereyanı ılıklığı veya serinliği, salon ortasında 24 °C değerindeki kuru termometre sıcaklığının, döşemeden 750 mm yukarıda ve havanın 0.15 m/s hızla hareket ettiği durumların sağlandığı, kontrollü oda şartlarının yukarısında veya aşağısında ölçülerek belirlenmiştir [11].

θ etkin hava cereyanı sıcaklığı ile oturulan bölgenin herhangi bir noktasındaki ve kontrol şartındaki farkı belirtmek için, Rydberg ve Norback tarafından önerilen ve Koestel ve Tune' un çalışmasından (1955) Straub tarafından değiştirilen

$$\theta = T_x - T_c - 8(V_x - 0.15) \quad (5.1)$$

denklem kullanılır. Bu denklemde,

T_x = havanın yerel kuru termometre sıcaklığı, °C

T_c = salonun ortalama kuru termometre sıcaklığı, °C

V_x = yerel hava hızı, m/s

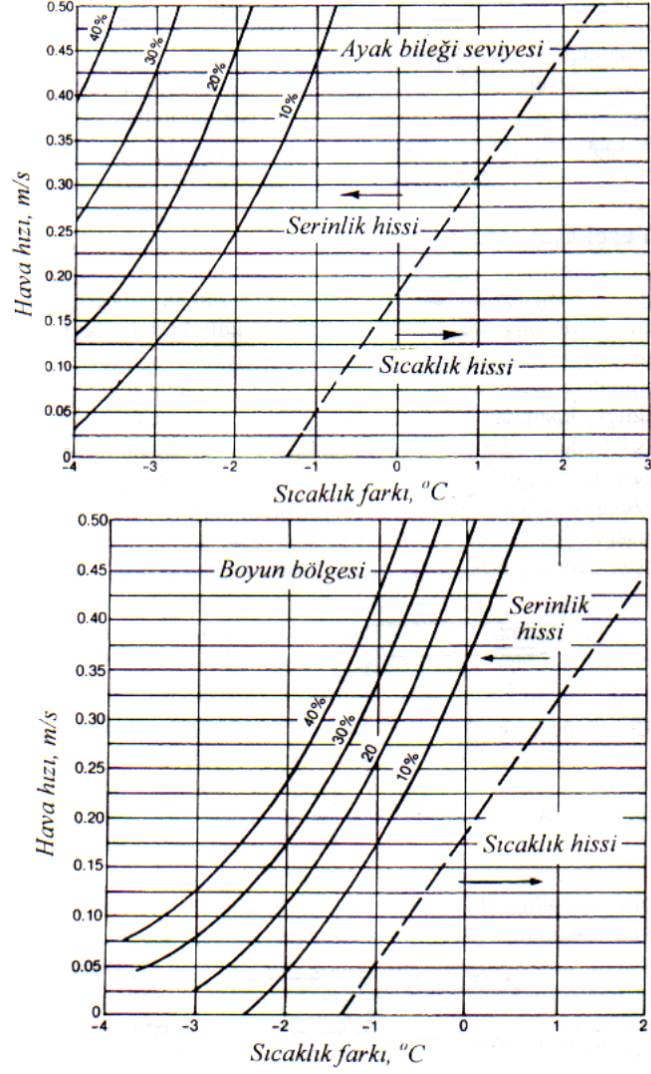
anlamlandırılır.

Denklemler 5.1, hava hareketinden dolayı oluşan serinlik hissini göz önüne alır ve Şekil 5.1’deki nötr çizgiyi oluşturur. Yaz mevsiminde, havanın yerel kuru termometre sıcaklığı T_x , kontrol sıcaklığının altındadır. Bundan dolayı, hem sıcaklık hem de hız, V_x hızının 0.15 m/s değerinden büyük olması halinde eksi işaretlidir ve serinlik hissini artırır. Şayet kış mevsiminde, T_x sıcaklığı kontrol sıcaklığının üzerinde olursa, 0.15 m/s değerinin üzerindeki her hava hızı, T_x tarafından oluşturulan sıcaklık hissini azaltır. Bu nedenle x noktasındaki etkin hava cıvayı sıcaklığı ile kontrol noktası arasındaki fark, kış mevsiminde çoğunlukla sıfır olabilirken, yaz mevsiminde sıfır değildir [11].

Hougen ve arkadaşları (1938), bir ortamda belirli bir hava cıvayı şartına karşı gelen, bu ortamda bulunan insanların hoşnut olmamaları yüzdelere ait verileri sunmuşlardır. Bu veriler, Şekil 5.1’de Koestel ve Tuve (1955) tarafından kullanılan şekliyle verilmiştir. Verilerde görüldüğü gibi, bir kişi ayak bileği seviyesinde boyun seviyesine göre daha yüksek hızlara ve daha düşük sıcaklıklara dayanabilmektedir. Bundan dolayı, bölgede döşeme seviyesinden 0.75 ila 1.5 m yüksekliğe kadar olan şartlar, döşeme seviyesine daha yakın olan şartlardan daha kritiktir [11].

Genellikle 0.25 m/s değerinin altındaki salon hava hızları tercih edilir; ancak Şekil 5.1’de gösterildiği gibi salondaki bazı insanlar tarafından daha yüksek hızlar da kabul edilebilir. ASHRAE Standart 55-1992, yüksek hava sıcaklıklarında, yüksek hava hızlarını önermektedir. 0.1 m/s değerinin altındaki hava hızları çoğunlukla seçilmemesine rağmen, konfor için en düşük bir hava hızı önerilmez [11].

Şekil 5.1’de görüldüğü gibi salonda bulunan insanların %20’ye yakın kısmı ayak bileği-oturma seviyesinde, 2 °C bir sıcaklık gradyanını kabul etmezler. Isıtma halinde kötü bir şekilde tasarlanmış veya çalıştırılan sistemler bu durumu yaratırlar, bu da sistemlerin doğru seçiminin ve çalışmasının önemini vurgular.



Şekil 5.1 Hava şartlandırılması yapılmış bir ortamda, hava cereyanına göre hoşnut olmayan insanların yüzdesi [10]

5.2.2 Hava Yayılım Performansı İndeksi

Denklem 5.1'de belirtildiği gibi, insanların büyük bir yüzdesi, θ etkin hava cereyan sıcaklığının, -1.5 ve 1 °C arasında, hava hızının 0.35 m/s değerinden az olduğu ofis hacimlerinde kendilerini konforlu hissederler. Ofis içersinde insanların bulunduğu bölgelerde hava hızı ve sıcaklığı birçok kere ölçülmüş ise bu durumda, HYPİ değeri etkin hava cereyan sıcaklığı ve hızının daha önce belirlenmiş değerlere uyum gösteren ölçmelerin olduğu yerlerin yüzdesi olarak tanımlanır. HYPİ en büyük değerde (%100 değerinde) ise, arzu edilen şarta ulaşılmıştır [11].

HYPİ, sadece hava hızı ile ortalama salon sıcaklığından yerel sıcaklık farkının bileşimi olan etkin θ cereyan sıcaklığına bağlı olup; kuru termometre sıcaklığına ve bağıl neme doğrudan bağlı değildir. Bu ve örnek olarak ortalama ışıma sıcaklığı gibi benzer etkiler, ASHRAE önerilerine göre ayrı ayrı göz önüne alınmalıdır.

HYPİ serinletme şekli koşullarının bir ölçüsüdür. Isıtma koşulları ise ASHRAE Standart 55-1992 kılavuzu veya ISO Standart 7730-84 kullanılarak değerlendirilir.

Havayı yayan çeşitli cihazlar için serinletme bölgesi tasarım kriterleri, HYPİ ve konforu maksimum yaparlar. Bu kriterlerde aynı zamanda hava debisi, çıkış ağız büyüklüğü, üretici tasarım kalitesi ve tasarlanan salonun boyutları da göz önüne alınır [11].

6. MODEL ÇALIŞMASININ ESASLARI

Fiziksel benzerlik, geniş uygulama alanı olan bir kavramdır. Bu kavram yardımı ile amaçlanan, herhangi bir durumdaki fiziksel büyüklükleri başka bir durumdaki fiziksel büyüklüklerle karşılaştırabilmektir [13].

Kapalı mekanlardaki hava hareketlerinin tahmini genelde ön tasarım değerlendirmesi için laboratuvar ortamında binaya ait fiziksel modelin veya tasarım sonrası değerlendirmeyi amaçlayan gerçek boyutlardaki fiziksel modelin hava hızı ve sıcaklık ölçümlerine dayanmaktadır. Sayısal yöntemler gün geçtikçe daha geniş bir kullanım alanına sahip olmasına karşın binaların model çalışmalarından elde edilen deneysel veriler halen bina içersindeki hava dağılım sisteminin tasarımında en güvenilir kaynak olmaktadır [5]. Bir model çalışması eğer düzgün bir şekilde yürütülmüşse aşağıdaki bilgileri sağlaması gerekir:

- gerekli üfleme havası miktarı,
- üfleme ve egzoz menfezinin oda içersindeki en uygun konumu,
- oda için en iyi menfez tipi,
- oda içersindeki hava akış düzeni,
- hava hızları, türbülans şiddetleri ve hava sıcaklıklarının bulunulan bölgedeki dağılımı.

6.1 Model İncelemeleri İçin Parametreler

Fiziksel bir model içeren deneysel incelemeyi yürütmeye başlamadan önce, incelenecek durumla ilgili temel benzerlik kurallarının saptanması ve uygulanması esastır. Problemin fiziğiyle ilgili olan benzerliğin ana kanunlarından en ufak bir sapma modelden elde edilen sonuçların önemini azaltabilir [5]. Szücs, sistemlerin

davranışındaki benzerliği şöyle tanımlamaktadır: “eğer herhangi iki sistemin karşılıklı karakteristikleri birebir temsil edilebiliyorsa bu iki sistem benzerdir.”

Kapalı mekanlarda hava jetinin eşsıcaklıklı olmayan türbülanslı yayınına dair çalışmalarda geometrik, kinematik ve ısı benzerlik olmak üzere üç temel benzerlik kriteri mevcuttur.

6.1.1 Geometrik benzerlik

Bir şeklin herhangi bir parçası, başka bir şekilde bu noktaya karşılık gelen noktayla birebir eşlenebiliyorsa bu iki şekil geometrik olarak benzerdir denir. Bir şekil üzerindeki P noktasının konumunu belirleyen yarıçap vektörü, r olsun. Dönüştürülmüş şekildeki P' noktasına ait yarıçap vektörü (r'), Denklem 6.1'deki şekilde verilebilir [5].

$$r' = Tr \quad (6.1)$$

burada T, dönüşüm matrisi olup genel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$T = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

burada C_{ij} matris katsayılarını göstermektedir. ($i = 1, 2, 3$ ve $j = 1, 2, 3$)

Gerçek geometrik benzerlik ancak dönüşüm matrisinin köşegen matris olmasıyla sağlanabilir.

$$T = \begin{bmatrix} C & 0 & 0 \\ 0 & C & 0 \\ 0 & 0 & C \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

burada C matris katsayısı ölçeklendirme faktörü olup x, y ve z yönleri için aynı değerdedir. Oda içersindeki hava hareketlerinin modellenmesinde prototipe ait uzunluk boyutları normalde 1 veya 1'den daha küçük bir ölçeklendirme katsayısı ile

küçültülür. Özellikle, üfleme ve egzoz kısımlarındaki cihazlar aynı katsayı ile küçültülmelidir.

Belirli bir prototip sistem ve buna tekabül eden model sistem arasında geometrik benzerlik olması gerektiği aşikardır. Ancak, mükemmel bir geometrik benzerlik sağlanması kolay değildir. Modelin, prototipe şekil olarak benzemesinin yanında yüzey pürüzlülüğünün de geometrik benzerlik içinde olması gerekir. Şayet, model yüzeyi prototipinkinden daha pürüzsüz yapılamıyorsa, modele, ölçek faktörüne uygun olarak bir pürüzlülük verilmesi zaten söz konusu olmaktan çıkmaktadır [13].

6.1.2 Kinematik benzerlik

Kinematik benzerlik, geometrik olarak benzer olan model ve prototipin birbirine karşılık gelen akışkan hızları ve ivmelerinin oranları birbirine eşit olduğunda başarılmış olur. Akışkan hareketi kinematik olarak benzer olduğunda, akım çizgilerinin oluşturduğu şekiller (benzer zamanlarda) benzer olacaktır. Cisim cidarı da bir akım çizgisi olduğundan kinematik olarak benzer akışlar ancak geometrik olarak benzer şekiller etrafında yer alabilir. Yani kinematik benzerlik aynı zamanda geometrik benzerlik olduğu anlamına gelir. Ancak, geometrik benzerlik olması, kinematik olarak benzer akışın olmasını garantilemez [13]. Kinematik benzerlik akışkana hareketini kazandıran tüm üzerine etkiyen toplam atalet, sürtünme, basınç ve kaldırma kuvvetleri ile kuvvetlerin oranlarının eşit olmasını gerektirir. Herhangi bir kapalı mekandaki akış, akışkan ifade edilen Navier-Stokes denklemi ile tarif edildiği için, dinamik ve kinematik benzerlik şartlarının belirlenmesinde bu denklemin boyutsuz hale getirilmesi gerekmektedir [5]. Sürekli, sıkıştırılamaz ve türbülanslı akış için Navier-Stokes denklemi, Denklem 6.4' deki şekilde verilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} (-\rho \overline{u_i u_j}) + g_i (\rho - \rho_r) \quad (6.4)$$

Burada U_i ve u_i değerleri sırasıyla x_i yönündeki ortalama ve çalkantı hız bileşenlerini, p basıncı, ρ akışkanın yoğunluğunu, ρ_r referans bir yoğunluk değerini ve g_i ise yerçekimi ivmesini göstermektedir. Boussinesq Eddy viskozite genel kavramı

uygulandığında, Denklem 6.4'ün sağ tarafındaki Reynolds gerilim terimi Denklem 6.5' deki halini alır.

$$\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (6.5)$$

burada, μ_t türbülans viskozitesini, k ise aşağıdaki şekilde verilen türbülans kinetik enerjii göstermektedir.

$$k = 0.5 \overline{u_i u_j} \quad (6.6)$$

$$\text{Kronecker delta ise } \delta_{ij} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ şeklindedir.}$$

Denklem 6.5'i denklem 6.4'te yerine koyup, $g_i(\rho - \rho_r)$ yerine $g\beta\rho_r\Delta T$ yazılarak Denklem 6.7 elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} \times \left[\mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \right] - g\beta\rho_r\Delta T \quad (6.7)$$

burada $\beta \approx \frac{1}{T_r}$ olup hacimsel genleşme katsayısını, $\Delta T (= T - T_r)$ ise referans sıcaklık T_r ile herhangi bir noktadaki sıcaklık arasındaki farkı göstermektedir. Denklem 6.7'deki değişkenler birbirlerine karşılık gelen x_o , U_o , ρ_o , ΔT_o ve p_o referans değerlerine bölünerek boyutsuz hale getirilebilir. (*) işareti boyutsuz değişkenleri göstermek üzere, Denklem 6.8 aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\left(\frac{\rho_o U_o^2}{x_o} \right) \frac{\partial}{\partial x_j^*} (\rho^* U_i^* U_j^*) = - \left(\frac{\rho_o U_o^2}{x_o} \right) \frac{\partial p^*}{\partial x_j^*} + \left(\frac{\rho_o U_o^2}{x_o} \right) \times \left[\frac{\mu_o}{\rho_o x_o U_o} \mu_t^* \times \left(\frac{\partial U_i^*}{\partial x_j^*} + \frac{\partial U_j^*}{\partial x_i^*} \right) - \frac{2}{3} \rho^* k^* \delta_{ij} \right] - g_i \beta \rho_o \Delta T_o \Delta T^* \quad (6.8)$$

burada, $T^* = \frac{\Delta T}{T_0}$ ve $\Delta T_0 = T - T_0$ şeklindedir.

Denklem 6.8' in her iki tarafı $\rho \frac{U_0^2}{x_0}$ terimine bölünürse denklem 6.9 elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j^*} (\rho^* U_i^* U_j^*) = -\frac{\partial p^*}{\partial x_j^*} + \left(\frac{\mu_0}{\rho_0 x_0 U_0} \right) \mu_t^* \times \left(\frac{\partial U_i^*}{\partial x_j^*} + \frac{\partial U_j^*}{\partial x_i^*} \right) - \frac{2}{3} \rho^* k^* \delta_{ij} - \left(g_i \beta x_0 \frac{\Delta T_0}{U_0^2} \right) \Delta T^* \quad (6.9)$$

Denklem 6.9, boyutsuz değişkenlere ek olarak denklemin sağ tarafında iki tane boyutsuz parametreyi içermektedir. İlk parametre, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olan Reynolds sayısına karşılık gelmektedir.

$$Re = \frac{\rho_0 x_0 U_0}{\mu_0} \quad (6.10)$$

Denklem 6.9'daki ikinci parametre ise kaldırma kuvvetlerinin atalet kuvvetlere oranı ile belirtilen Archimedes sayısı olup aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$Ar = g \beta x_0 \frac{\Delta T_0}{U_0^2} \quad (6.11)$$

Boyutsuz Navier-Stokes denkleminin çözümü açık bir şekilde görüldüğü gibi Re ve Ar değerlerine bağlıdır ve kinematik benzerliğin sağlanması için bu iki değer model ve prototip için aynı olması lazımdır.

6.1.3 Isıl benzerlik

Isıl benzerliğin sağlanması için modelde herhangi iki nokta arasındaki sıcaklık farkının, buna karşılık gelen prototip noktalarındaki sıcaklık farkına oranı sabit bir değer olmalıdır [5]. Geometrik ve kinematik benzerliğin yanında, ısıl benzerlik şartının sağlanması için ısı geçişinin üç çeşidi olan iletim, taşınım ve ışınım ile ısı

geçişleri model ve prototip için benzer değerler olmalıdır. Havaya ışımla olan ısı geçişi ihmal edilirse, zaman ortalama enerji denklemi şu hale gelir:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_i} (-\rho \overline{u_i T'}) \quad (6.12)$$

türbülans ısı akısı terimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$-\rho \overline{u_i T'} = \Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (6.13)$$

burada $\Gamma_t = \frac{\mu_t}{\sigma_t}$ türbülans difüzyon katsayısını ve σ_t türbülansın Prandtl (Schmidt)

sayısını göstermekte olup, Denklem 6.12 şu hale dönüşür:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (6.14)$$

bu denklemi boyutsuz halde yazacak olursak;

$$\left(\frac{\rho_o U_o T_o}{x_o} \right) \frac{\partial}{\partial x_j^*} (\rho^* U_j^* T^*) = \left(\frac{\mu_o T_o}{\sigma_o x_o^2} \right) \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left(\Gamma_t^* \frac{\partial T^*}{\partial x_i^*} \right) \quad (6.15)$$

C_{p_o} ve λ_o sırasıyla sabit basınçtaki özgül ısı ve ısı iletkenlik katsayısını vermek

üzere, σ_o yerine $\mu_o \frac{C_{p_o}}{\lambda_o}$ konulup denklem tekrar düzenlenirse Denklem 6.16 elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j^*} (\rho^* U_j^* T^*) = \left(\frac{\lambda_o}{C_{p_o} \rho_o x_o U_o} \right) \frac{\partial}{\partial x_i^*} \left(\Gamma_t^* \frac{\partial T^*}{\partial x_i^*} \right) \quad (6.16)$$

denklemin sağ tarafındaki boyutsuz parametre Peclet sayısına (Pe) karşılık gelmektedir.

$Pe = C_{p_o} \rho_o x_o U_o / \lambda_o$ şeklinde yazılmaktadır.

Sonuç olarak model ile prototip arasında ısı benzerlik kurulabilmesi için Pe sayıları eşit olmalıdır.

6.1.4 Sınır Şartları

Model ve prototip arasında hız ve sıcaklık alanlarında benzerlik elde etmek için, sınır şartları benzerliğinin ortaya konulması gerekir. Buna ek olarak kinematik ve ısı benzerlik için boyutsuz Re, Pr ve Ar sayılarının eşitliği de gereklidir. Model ve prototipe ait sınırlarda geometrik, kinematik ve ısı benzerlik şartları olduğu zaman benzer sınır şartları elde edilir. Sınır şartları için geometrik ve kinematik benzerlik kolay bir şekilde sağlanırken ısı benzerlik hiç de kolay olmamaktadır [5].

Model ve prototip içinde sıcaklık dağılımında benzerlik elde etmek için sınırdaki boyutsuz ısı akısı eşitliği gereklidir. Genellikle, ısı transferi iç sınırlardan kondüksiyon, konveksiyon ve radyasyon ile gerçekleşir. Toplam ısı transferi Denklem 6.17' de gösterilmiştir.

$$Q_t = Q_c + Q_v + Q_r \quad (6.17)$$

burada Q_t toplam ısı geçişi, Q_c kondüksiyonla olan ısı geçişi, Q_v konveksiyonla olan ısı geçişi ve Q_r radyasyonla olan ısı geçişini temsil etmektedir. Fakat, çok yakın katı sınırlar hariç, çevre odası içindeki havaya olan kondüksiyonla olan ısı geçişi ihmal edilebilir. Model ve prototip arasındaki ısı benzerliğe iç sınırlardan olan konveksiyon ve radyasyonla ısı geçişinin etkilediği düşünülebilir.

Konveksiyon, cismin yüzeyi ile hava arasında ısı sınır tabaka boyunca meydana gelir. Laminer alt tabaka denilen çok ince akışkan tabakası sınıra çok yakın bölge boyunca oluşur. Laminer alt tabakaya ile buna birleşik olan türbülanslı akış tabakası arasında iletimle ısı geçişi olur. Laminer alt tabaka boyunca olan ısı akısı, akışkan içinden kondüksiyonla yaklaşık olarak Denklem 6.18' deki gibi ifade edilebilir.

$$q_c = \left(\frac{Q_c}{A} \right) = \lambda \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right)_{x_j=0} \quad (6.18)$$

burada A yüzey alanı, $\left(\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)$ yüzeydeki sıcaklık gradyenidir. Denklem 6.18' deki değişkenler birbirine karşılık gelen T_0 , x_0 , λ_0 ve q_0 referans değerleri ile boyutsuzlaştırma yapıldığında

$$q_0 = \rho_0 C_{p_0} U_0 T_0 \quad \text{şeklinde yazılmaktadır.}$$

buradan

$$\left(\rho_0 C_{p_0} U_0 T_0\right) q_c^* = \left(\lambda_0 T_0 / x_0\right) \lambda^* \left(\partial T^* / \partial x_j^*\right)_{x_j^*=0} \quad (6.19)$$

Denklem 6.19 düzenlenirse şu hale dönüşür:

$$q_c^* = \left(\lambda_0 / \rho_0 C_{p_0} U_0 x_0\right) \lambda^* \left(\partial T^* / \partial x_j^*\right)_{x_j^*=0} \quad (6.20)$$

Denklem 6.20' in sağ tarafındaki parantez içinde kalan kısmına Pr ve Re sayıları karşılık gelmektedir. Buradan denklem tekrar yazılırsa:

$$q_c^* = \left(\lambda^* / Pe\right) \left(\partial T^* / \partial x_j^*\right)_{x_j^*=0} \quad (6.21)$$

burada $Pe=PrRe$ karşılık gelmektedir. Denklem 6.21 model ve prototipin iç sınırlarından konveksiyonla olan ısı geçişi benzerliği için ima edilir. Pe sayıları iki durum içinde eşit olmalıdır [5].

6.2 Küçük Ölçekli Modelleme

Model ve prototip için hava akışı ile ısı transferinin tam bir benzerliğini oluşturmak için aşağıdaki şartlar gereklidir .

Model ve prototip için Re sayısının eşitliği ilkesini uygulayacak olursak, Denklem 6.23 yazılabilir. Burada, “o” alt indisi üfleme tarafındaki değerleri, “m” modeli ve “p” prototipi belirtmektedir.

$$\left(\frac{\rho_o U_o x_o}{\mu_o} \right)_m = \left(\frac{\rho_o U_o x_o}{\mu_o} \right)_p \quad (6.23)$$

model ve prototip için aynı akışkan kullanılması halinde Denklem 6.23, Denklem 6.24 haline dönüşür. Burada, S ölçek faktörünü, U_o ise hava üfleme hızını belirtmektedir.

$$\frac{U_{om}}{U_{op}} = \frac{x_{op}}{x_{om}} = S \quad (6.24)$$

Kinematik benzerlik için diğer bir şart olan Ar (Archimedes) sayısının eşitliğini yazacak olursak, Denklem 6.25 elde edilir.

$$\left(\frac{g\beta x_o \Delta T_o}{U_o^2} \right)_m = \left(\frac{g\beta x_o \Delta T_o}{U_o^2} \right)_p \quad (6.25)$$

Model ve prototip için aynı ısı şartlarının oluşması halinde ($\beta_m \approx \beta_p$ ve $\Delta T_{om} = \Delta T_{op}$), Denklem 6.25 aşağıdaki şekle dönüşür.

$$\frac{U_{om}}{U_{op}} = \frac{1}{\sqrt{S}} \quad (6.26)$$

Denklem 6.24 ve Denklem 6.26' den görüldüğü üzere Re ve Ar eşitliklerinin gereksinimleri birbirinden çok farklı olmakla birlikte bu iki eşitliğin model ve prototip için bir arada sağlanabilmesi imkansızdır [5].

Müllejans'ın üç boyutlu bir odanın 1, 3, 6 ölçeklerinde, eşsıcaklıklı ve eşsıcaklıkları olmayan şartlarda yaptığı deneyler sonucu, akış özelliklerinin Ar sayısına bağlı olduğunu belirlemiştir. Müllejans, bu üç tip deney odasında çok farklı Re sayılarıyla yaptığı deneylerde Re sayısının bir etkisini görememiştir. Sonuç olarak, mekanik olarak havalandırılan çoğu odalarda model ve prototip arasındaki kinematik ve ısı benzerliğinin sağlanması Ar sayısının eşitliğinden yola çıkılarak yapılabilmektedir [5].

Denklem 6.26' ye bakılacak olunursa, küçültme faktörünün birden büyük seçilmesi halinde model hızları her zaman için prototipten düşük olacaktır. Oda içerisinde yaşanan bölge içerisinde hava hızları genelde 0.2 m/s ile 0.3 m/s arasındadır. Sıcak tel ve sıcak film anemometreleriyle güvenilir bir hız ölçümü yapılabilmesi için bu hız değerlerinin 0.1 m/s değerinin altına düşmemesi gerekmektedir. Bu nedenle prototip üfleme hızının, modeldeki üfleme hızına oranı iki ile sınırlandırılmalıdır [5].

Uygun ölçeklendirme faktörü belirlenip boyutlandırma ve hızlar son haline getirildikten sonra, toplam hissedilen ısı kazancı veya kaybı havalandırılan odalar için bir bağıntı Denklem 6.27' deki gibi yazılırsa:

$$Q = \rho_0 C_{p_0} x_0^2 U_0 \Delta T_0 \quad (6.27)$$

Burada x_0^2 hava çıkış kesit alanı, U_0 odaya temin edilen hız ve ΔT_0 ise giren ve çıkan hava sıcaklıkları farkıdır. Buradan model ve prototip arasındaki toplam ısı transferi oranı Denklem 6.28' de gösterilmiştir.

$$Q_m/Q_p = (\rho_0 C_{p_0} x_0^2 U_0 \Delta T_0)_m / (\rho_0 C_{p_0} x_0^2 U_0 \Delta T_0)_p \quad (6.28)$$

buradan Denklem 6.28 düzenlenirse:

$$Q_m/Q_p = (1/S)^2 (U_{0m}/U_{0p}) (T_{0m}/T_{0p}) (\Delta T_{0m}/\Delta T_{0p}) \quad (6.28)$$

$\rho_{0m}/\rho_{0p} = T_{0m}/T_{0p}$ ise, aynı zamanda ölçeklendirme faktörü, hızlar oranı, sıcaklıklar oranı ve prototipin ısı geçişi biliniyorsa biz model için ısı geçişi bu denklem yardımıyla hesaplayabiliriz. $(\Delta T_{0m}/\Delta T_{0p}) = 1$ ve $(T_{0m}/T_{0p}) = 1$ $(U_{0m}/U_{0p}) = 1/\sqrt{S}$ olacağından Denklem 6.28 şu hale gelir:

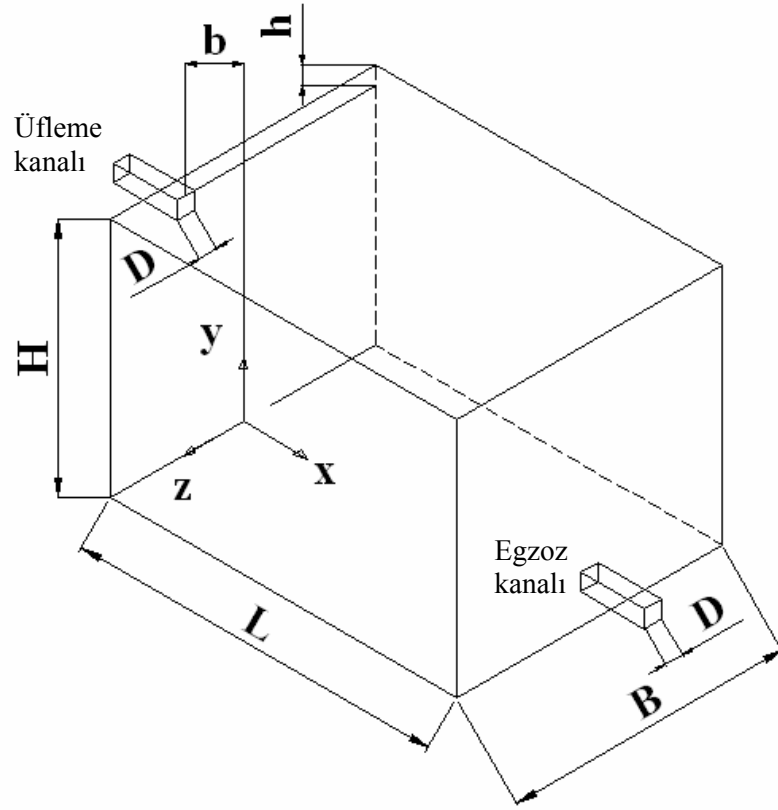
$$Q_m/Q_p = (1/S)^2 (1/\sqrt{S}) \quad (6.29)$$

7. HAVALANDIRILAN KAPALI HACMİN TANIMI

Havalandırılan kapalı hacim, ofis kullanım amaçlı olarak tasarlanmıştır. Ofis odası 4.5 m uzunluğunda, 3 m genişliğinde ve 3 m yüksekliğinde kapalı bir hacim olarak seçilmiştir. Bu ölçüler, literatür araştırmaları tarafından kullanılan oda değerlerine yakın değerlerdir. Ofis hacmi içerisindeki hava dağılımı ile sıcaklık dağılımı hem deneysel hem de CFD yöntemlerinin uygulanmasıyla belirlenmeye çalışılmıştır.

Ofis hacmi için gerekli havalandırma debisi hesaplanırken Tablo 5.1' de kişi başına belirlenen dış hava miktarının yerine, Tablo 5.2' de ofis hacimleri için tavsiye edilen saatteki hava değişim sayısı kullanılmıştır. Tavsiye edilen hava değişim sayılarının 4 ile 8 arasında olduğu görülmektedir. Saatteki hava değişim sayısı olarak 5 seçilmiş ve buradan hareketle oda için gerekli hava debisi $(5 / h) * (4.5 \times 3 \times 3) \text{ m}^3$ den hesapla $200 \text{ m}^3 / h$ bulunmuştur. Menfez üreticileri tarafından ofis hacmi için tavsiye edilen üfleme hızları 2 ila 4 m/s arasındadır [14]. Bu çalışmada, kapalı hacim için üfleme açıklığı çıkışındaki hava hızı 2.5 m/s alınmıştır.

Taze hava, odaya tek açıklıktan beslenip tek bir açıklıktan egzoz edilmiştir. Açıklıklar, karşılıklı iki duvarda olmak üzere, üfleme açıklığı üst seviyeye egzoz açıklığı ise alt seviyeye konulmuştur. Kapalı hacme ait temel boyutlar Şekil 7.1'de görülmektedir. Burada, L, B, H sırasıyla kapalı hacmin uzunluğunu, genişliğini ve yüksekliğini göstermektedir. Üfleme ve egzoz kanalları aynı kare kesite sahip olduğu için kanalın bir ölçüsü D verilmiştir. D ölçüsü aynı zamanda kare kanallar için hidrolik çapı da temsil etmektedir. h, üfleme açıklığı üst kenarının kapalı hacmin tavanından olan mesafesini, b ise üfleme açıklığı merkezinin açıklığın bulunduğu duvar merkezinden geçen eksene olan mesafesidir. Egzoz açıklığı alt kenarı, döşemeden 10 cm yukarıda olacak şekilde sabit tutulmuştur.



Şekil 7.1 Kapalı hacme ait temel boyutlar

Kapalı hacme ait temel boyutlar belirlendikten sonra deneysel çalışma aşamasında, daha çok noktada ve daha kısa sürede ölçüm alabilmek amacıyla çalışmanın bu kapalı hacim içersindeki hava dağılım karakteristiklerinin belirlenmesinin fiziksel model üzerinde yapılması uygun görülmüştür. Bu amaçla gerçek boyutlardaki prototip hacmin 1/3 ölçek faktörüyle elde edilen fiziksel modeli oluşturulmuştur. Geometrik ölçüler, geometrik benzerlik kriteriyle 1/3 oranında küçültülmüştür. Geometrik benzerlik, prototip ve fiziksel modeldeki odanın boyu, eni, yüksekliği ile üfleme ve egzoz açıklıklarının belirlenmesinde kullanılmıştır. Kinematik benzerlik için ise oda içersinde eşsıcaklıklı ve eşsıcaklıklı olmayan hava hareketlerinin belirlenmesinde kullanılan Denklem 6.26' daki Archimedes sayısının eşitliği göz

önüne alınmıştır. Model için üfleme açıklığı çıkış hızı, $U_{om} = \frac{U_{op}}{\sqrt{S}}$ şeklinde

bulunmuştur. Burada, U_{op} prototip boyutlardaki hacim için üfleme açıklığı çıkış hızını, S küçültme faktörünü göstermektedir ve bu durum için $S=3$ alınmıştır. Isıl benzerlik için ise Denklem 6.29' daki Pe sayılarının eşitliği göz önüne alınmıştır.

Model için gerekli olan ısı transferi miktarı, $Q_m = Q_p (1/S^2) (1/\sqrt{S})$ şeklinde

bulunmuştur. Benzerlik kriterlerinin uygulanmasıyla elde edilen kapalı hacme ait, prototip ve fiziksel model boyutları Tablo 7.1’de görülmektedir.

Tablo 7.1 Kapalı hacmin prototip ve fiziksel model boyutları (s=3)

	BxHxL (m ³)	Üfleme açıklığı (cm ²)	Egzoz açıklığı (cm ²)	Hava üfleme hızı (m/s)
Prototip	4.5 x 3 x 3	15 x 15	15 x 15	2.5
Fiziksel Model	1.5 x 1 x 1	5 x 5	5 x 5	1.44

Kapalı ofis hacminin içersinde hava hareketlerinin belirlenmesinde parametre olarak üfleme açıklığının düşey ve yataydaki farklı konumları incelenmiştir. Fiziksel model ve prototip için ele alınan hava hızlarındaki üfleme açıklığı yerleşimleri Tablo 7.2’de verilmektedir.

Tablo 7.2 Üfleme açıklığı için ele alınan değerler (S=3 için)

	h (cm)	b (cm)	Hava üfleme hızı (m/s)
Prototip	5	0~75	2.5
Fiziksel Model	2	0~25	1.44

Fiziksel model ve prototip için Ar sayısının değerini, $Ar = \frac{Gr}{(Re)^2}$ ifadesiyle bulabiliriz. Böylece, Denklem 2.1a’daki Ar sayısı ifadesindeki ΔT teriminden kurtularak, eşsıcaklıklı çözüm için daha doğru bir ifade elde edilmiş olur. Burada, Gr ve oda için Re sayılarını tekrar yazacak olursak,

$$Gr = \frac{g\beta(A_o)^{1.5}}{v} \quad ; \quad Re = \frac{D_h U_r}{v} \quad (7.1)$$

Denklem 7.1’deki Gr sayısı ve Re sayısı ifadelerini Ar sayısı ifadesinde yerine koyarsak, Denklem 7.2 elde edilir.

$$Ar = \frac{g\beta(A_o)^{1.5}}{D_h^2 U_r^2} \times v \quad (7.2)$$

Denklem 7.2' de D_h odanın hidrolik çapını, U_r eşdeğer oda hızını. A_o üfleme açıklığının efektif alanını, v ise havanın kinematik viskozitesini göstermekte olup, eşsıcaklıklı olarak ele alınan bu problemde hava sıcaklığı 288 K alınmıştır. β hacimsel genleşme katsayısı yerine $\beta = \frac{1}{T_o(K)}$ ifadesi kullanılmıştır.

Denklem 7.2 yardımıyla, fiziksel model ve prototip için Ar sayısı, 0.5×10^{-5} olarak bulunmuştur.

8. SAYISAL ÇÖZÜM

Bu çalışmada model boyutlarındaki oda içersindeki hava hareketi farklı parametreler kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir.

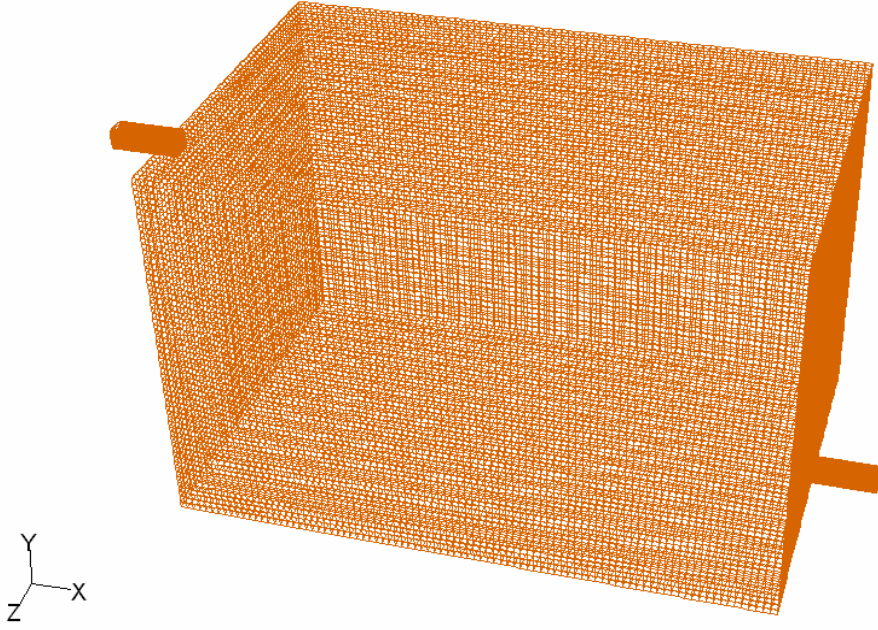
8.1 CFD Yönteminin Doğrulanması

FLUENT 6.1 programı ile hazırlanan problem tanımlamasının, doğruluğunun ve geçerliliğinin test edilmesi amacıyla; Nielsen ve arkadaşlarının makalesi[6] ile Şener YILMAZ' ın yapmış olduğu çalışma incelenmiştir [15]. Her iki yapılan çalışmada da elde edilen deneysel ve sayısal veriler karşılaştırıldığında sonuçların çoğunlukla çok iyi bir uyum içinde olduğu görülmektedir. Bu sonuçlardan sonra, izlenen yöntemin uygun olduğu kararına varılmıştır ve bu çalışmanın konusu olan üç boyutlu bir ofis odasının cebri havalandırılmasının sayısal çözümlerine başlanmıştır.

8.2 Ofis Hacminin Oluşturulması

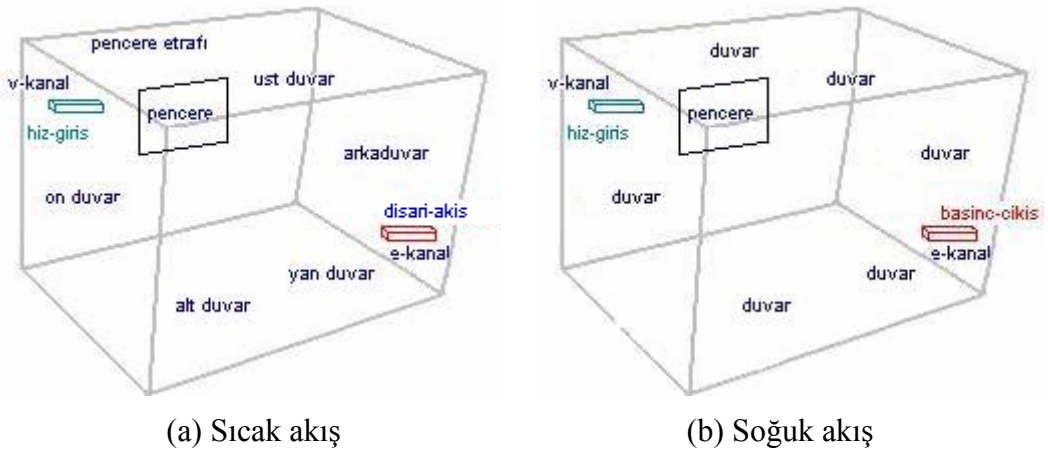
7. Bölümde ana hatları belirlenen kapalı ofis hacminin soğuk ve sıcak akış çözümlenmeleri için gerekli çizimler GAMBIT 2.0 programında oluşturulmuştur.

Sonlu hacimler yönteminin dayandığı nokta, kontrol hacminin, hücre adı verilen yeterince küçük alt birimlerinde, türev terimlerinin lineerleştirilmesi olmaktadır. Burada yeterince küçük ifadesi bir optimizasyon problemini belirtmek için kullanılmıştır. Zira hücreler ne kadar küçük seçilirse, çözüm o kadar güvenilir olmakta, buna karşılık çözüm zamanı uzamakta ve gerekli bilgisayar kapasitesi artmaktadır. Sonuç olarak en fazla 600 000 mertebelerinde hücre sayısı kullanılmaktadır. Şekil 8.1' de kontrol hacminin yüzeylerindeki ağ dağılımı görülmektedir. Bu çalışmada map tipi hücreler kullanılmıştır.



Şekil 8.1 Kapalı hacmin ağ yapısının perspektif görünüşü

Geometrik model oluşturulmasında daha sonraki aşama sınır şartlarının tanımlanmasıdır. Soğuk akışta kapalı ofis hacmine taze hava girişi "velocity inlet (hız girişi)", hava çıkışı ise "pressure outlet (basınç çıkışı)" sınır şartı olarak tanımlanırken, sıcak akışta geri akış olayını önlemek amacıyla hava çıkışı outflow (dışarı akış) sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Örnek bir durum için Şekil 8.2a' da sıcak akış, Şekil 8.2b' de soğuk akış için sınır şartları gösterilmiştir. Soğuk çözüm için kapalı hacmin tamamında sınır şartı "wall (duvar)" olarak tanımlanmıştır. Sıcak akış modellemesi için ise ısı kaybı verilen her bir duvar için ayrı olarak tanımlanmıştır.



Şekil 8.2 GAMBIT 2.0 programında tanımlanan sınır şartlar

8.3 Ofis Hacminin CFD Modellenmesi

GAMBIT 2.0 programında geometrik model düzenlenmiş, ağ oluşturulmuş ve sınır şartları tanımlanmıştır. Oluşturulan model CFD programı FLUENT 6.1 'e okutulmuştur. Kullanılan sayısal yöntemin prensibi, olaya hakim olan diferansiyel denklemlerin ayrıklaştırılarak iterasyonla çözülmesi esasına dayanmaktadır. Bunun için sonlu hacimler ayrıklaştırma yöntemine göre çözüm yapan FLUENT 6.1 yazılımı kullanılmıştır. FLUENT 6.1, genel termo-akışkan problemlerinin çözümünde kullanılan bir CFD (Computational Fluid Dynamics) analiz programıdır.

Çözüme esas "case" dosyasının yapılanması için modeller, çözüm yöntemi, malzeme ve sınır şartları tanımlanmıştır.

8.3.1 Modeller

Problemi çözmek için seçilen modeller aşağıda verilmiştir:

1. Denklem çözücü (solver): FLUENT 'te iki çözücü mevcuttur; segregated ve coupled. Bu çalışmada segregated çözücü, implicit formülasyon kullanılmıştır. Şener YILMAZ' ın yapmış olduğu çalışmada zamana bağlı ve zamandan bağımsız haller için çözümler yapılmış ve aynı sonuçlar zamandan bağımsız halde daha çabuk çözümler vermiştir [15]. Bu nedenle prototip ve fiziksel modele ait çözümler zamandan bağımsız halde yapılmaya devam edilmiştir.
2. Enerji Denklemi: Sıcak akış çözümlerinde enerji denklemini çözebilmek için aktif hale getirilmiştir.
3. Viskoz model: Modelde türbülanslı akışı tanımlayabilmek için standart k-epsilon modeli kullanılmıştır. Bu model için kullanılan diğer sabit katsayılar FLUENT'in içinde yer alan katsayılar alınmıştır.

8.3.2 Çözüm Yöntemi

Soğuk akış çözümünde, toplam dört adet süreklilik, momentum denklemlerinin yanı sıra, k-ε türbülans modeli için iki ilave transport denklemi olmak üzere, toplam altı adet diferansiyel denklem çözülmektedir. Sıcak akış için ise 6 denkleme ek olarak bir de enerji denklemi çözülmektedir. 600 000 civarındaki hücrenin her birinde

ayrıklaştırılarak lineerleştirilen bu denklemler büyük bir denklem seti oluşturmaktadır. Şener YILMAZ' ın yapmış olduğu çalışmada aynı hız profillerinin yakınsamış sonuçları, ikinci derece hassasiyetle çözümde daha kısa sürede elde edilebilmiştir [15]. Bu nedenle ikinci derece hassasiyetle (second order upwind scheme) ayrıklaştırma işlemi gerçekleştirilmektedir. Basınç ve hız arasındaki ilişki, SIMPLE algoritması ile ele alınmaktadır. Denklem setinin çözümünde, ardışık iki iterasyon arasındaki bağıl hatanın azalmasıyla birlikte çözümler yakınsamaktadır. Her bir denklem için ideal halde sıfır olması gereken bu hata değerlerinin, yakınsama kriterleri adı verilen değerlerin altına düşmesiyle birlikte çözümün yakınsamış olduğu kabul edilmektedir. Bu çalışmada yakınsama kriterleri olarak, bütün denklemler için 10^{-3} değeri alınmaktadır. “Under-relaxation” parametreleri adıyla bilinen azaltma katsayıları başlangıçta en fazla 1 alınmakta ve çözümün yakınsaması için, ileriki aşamalarda azaltılmaktadır.

8.3.3 Malzeme Özellikleri ve Sınır Şartları

Soğuk akış çözümünde, çalışma şartları için 1 atmosfer basınç, 288 K sıcaklık, 1.225 kg/m^3 lük hava yoğunluğu ve 9.81 m/s^2 'lik yerçekimi ivmesi alınmıştır. Oda içersinde soğuk akış çözümünde malzeme bilgisi kullanılmamıştır. Sıcak akış çözümünde ise duvarlardan bir tanesinin dış havaya açık olduğu ve bu duvar üzerinde $0.28 \text{ m} \times 0.46 \text{ m}$ boyutlarında (prototipte $0.84 \text{ m} \times 1.38 \text{ m}$) bir pencere ve dış ortam sıcaklığının da $8 \text{ }^\circ\text{C}$ olduğu kabul edilmiştir. Geri kalan duvarlar ise iç duvar olarak alınmış ve bu duvarlardan -1 W/m^2 lik bir ısı kaybı olduğu varsayılmıştır.

9. DENEY TESİSATI

Deney tesisat düzeneği, daha fazla noktadan daha kısa sürede ölçümler alabilmek için, , 4.5 x 3 x 3 m³ boyutlarındaki kapalı ofis hacmi yerine ölçek faktörünün (S) 3 alınmasıyla elde edilen 1.5 x 1 x 1 m³ boyutlarındaki fiziksel model olarak kurulmuştur. Bu çalışmada, deney düzeneği içinden çeşitli düzlemler boyunca sıcak tel anemometresi ile hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir.

9.1 Deney Tesisatı

İçersinde hız ölçümleri yapılan kapalı bir ofis hacmini temsil eden deney düzeneği Şekil 9.1’ de gösterilmektedir. Gözleme imkanı vermesi açısından, ön duvarın orta kısmına bir cam konulmuştur. Bunun dışında kalan bütün duvarların yüzeyleri ile üfleme ve egzoz kanalları ahşap malzemeden yapılmıştır. Sıcak akışta, odadan ısı kaybını karşılamak amacıyla oda etrafına strafor döşenmiş, geri akışı önleyebilmek için de egzoz kısmına bir fan ilave edilerek oda içindeki hava dışarı atılmıştır.

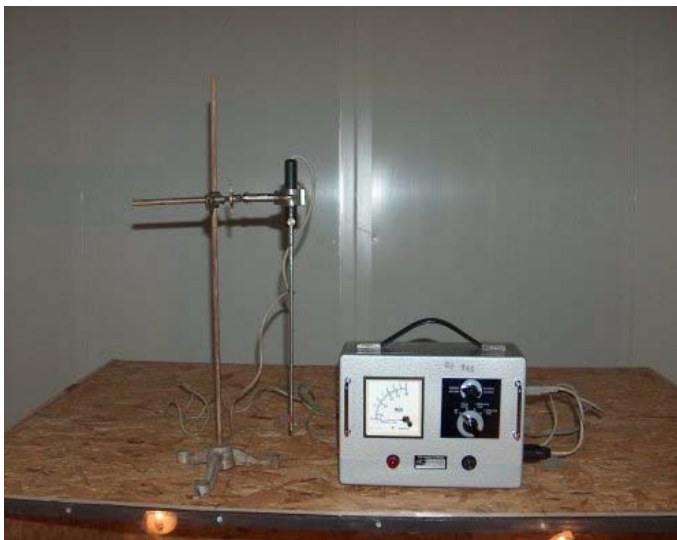


Şekil 9.1 Deney amaçlı kullanılan kapalı hacim

Ortama üflenecek gerekli hava debisini sağlayan aksel fan oda içersinde oluşan basınç kayıplarını karşılayabilmektedir. Fiziksel modelde, deney sırasında kanal içersinde hava çıkış hızı 1.44 ± 0.01 m/s olarak ayarlanmıştır. Fanın, voltaj dalgalanmalarından etkilenmemesi için voltaj regülatörü kullanılmış ve sabit 220 V gerilim beslenmiştir.

Sıcak akış deneyinde odanın bir yüzeyi levha üzerine yerleştirilmiş bir serpantin vasıtasıyla soğutulmuş ve bu sıcaklık kaybını karşılamak amacıyla üfleme kanalı içine elektrikli rezistans konulup, hava ısıtılarak oda içersine 26.2 °C 'de gönderilmiştir.

Oda içersindeki hız dağılımının ölçülmesi Şekil 9.2' de görülen sıcak tel anemometresi ve konfor seviyesi ölçüm probu ile yapılmıştır. Sıcak tel anemometresi uzun yıllar kullanılan bir hız ölçüm yöntemidir. Hızdaki tüm değişimler analog olarak sıcak tel anemometresinden rahatlıkla okunabilmektedir. Sıcak tel anemometresinin ölçüm ucu, elektrikle ısıtılan bir telden ibarettir. Akışkan akımı telin soğumasına, dolayısı ile direncinin azalmasına neden olur. Telin sıcaklığını sabit tutabilmek için gerekli akım ölçülerek hava hızı tayin edilir [18]. Kullanılan sıcak tel anemometresi ile yapılan hız ölçümleri DANTEC marka kalibrasyon ünitesi ile kalibre edilmiştir. Şekil 9.3 de iki farklı hız aralığı için elde edilen kalibrasyon eğrileri görülmektedir. Hız ölçümleri bu eğrilerden elde edilen denklemlere göre düzeltilmiştir.

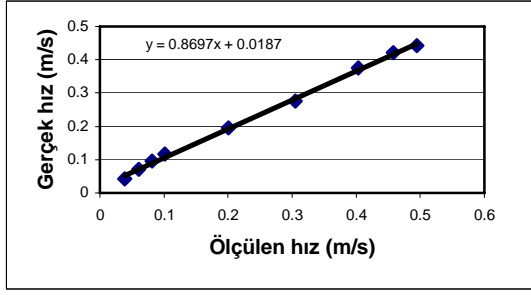


(a)

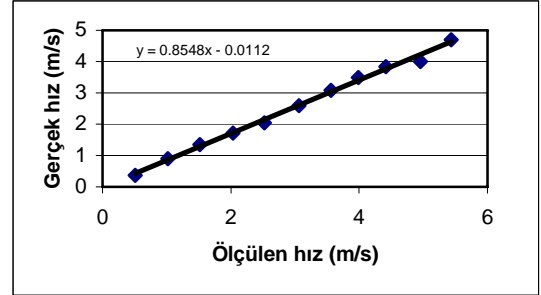


(b)

Şekil 9.2 Sıcak tel anemometreleri



(a)



(b)

Şekil 9.3 a. 0.02 – 0.5 m/s, b. 0.5 – 5 m/s hızları için kalibrasyon eğrisi

Konfor seviyesi ölçüm probunun hız ölçme aralığı 0 – 5 m/s, sıcaklık ölçme aralığı 0 – 50°C dir. 0 – 2 m/s için kalibrasyon doğruluğu ± 0.03 m/s dir. Sıcaklık ölçme aralığı için cihazın doğruluğu ± 0.3 °C dir.

9.2 Deney Yöntemi

Bu deney çalışmasında dört farklı durumda oda içersinde hız ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Bu durumlar Tablo 9.1’ de özetlenmektedir.

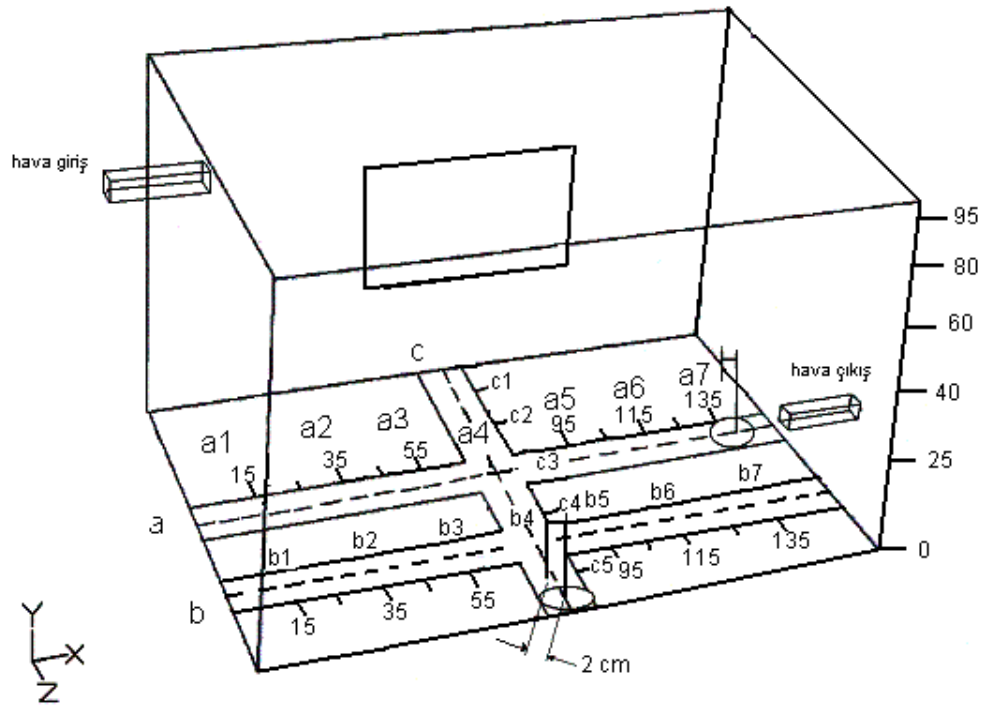
Tablo 9.1 Deneyi yapılan fiziksel model boyutları

Deney No	Deney Türü	Üfleme Hızı (m/s)	Üf. Menfezi Konumu
1	Soğuk Akış	1.44 ± 0.01	b=0 cm, h=2 cm
2	Soğuk Akış	1.44 ± 0.01	b=25 cm, h=2 cm
3	Sıcak Akış	1.44 ± 0.01	b=0 cm, h=2 cm
4	Sıcak Akış	1.44 ± 0.01	b=25 cm, h=2 cm

Dört model için de egzoz menfezi çıkışı döşemeden 3 cm yukarıdan, 20 cm boyundaki kanal vasıtasıyla yapılmaktadır.

Ar sayısının eşitliğinden, prototip hacimde 2.5 m/s olan üfleme kanalındaki hava hızı, model hacmi için 1.44 m/s olması gerekmektedir. Fanın, kanal içersindeki bu istenilen hızı sağlaması amacıyla, aksenal fanın öncesine konulan damper vasıtasıyla hız istenilen değere ayarlanmıştır. Hava odaya girmeden hemen önce, üfleme kanalına açılan yardımcı delikler sayesinde, 12 farklı noktadan sıcak tel anemometresiyle yapılan ölçümler sonucu ortalama hava hızı değeri 1.44 ± 0.01 m/s olarak ayarlanmıştır.

Şekil 9.4’ de görülen a, b ve c düzlemleri boyunca a1, a2, a3, a4, a5, a6, a7, b1, b2, b3, b4, b5, b6, b7, c1, c2, c3, c4 ve c5 noktalarında döşemeden 25 cm, 40 cm, 60 cm, 80 cm ve 95 cm yüksekliklerde hız değerleri okunmuştur. Burada probun ucuyla merkezdeki çubuk arasındaki mesafe 2 cm dir. Bu nedenle X doğrultusunda hız ölçümleri yapılırken tam merkezde, Z doğrultusunda hız ölçümleri yapılırken ise merkezden 2 cm kaçık olarak yapılmıştır. c düzleminde c1 10 cm den başlayarak 20 cm aralıklarla devam etmektedir. a ve b düzlemleri ise 15 cm den başlayarak 20 cm aralıklarla devam etmektedir.



Şekil 9.4 Deney hacmi içindeki hız ölçüm noktaları

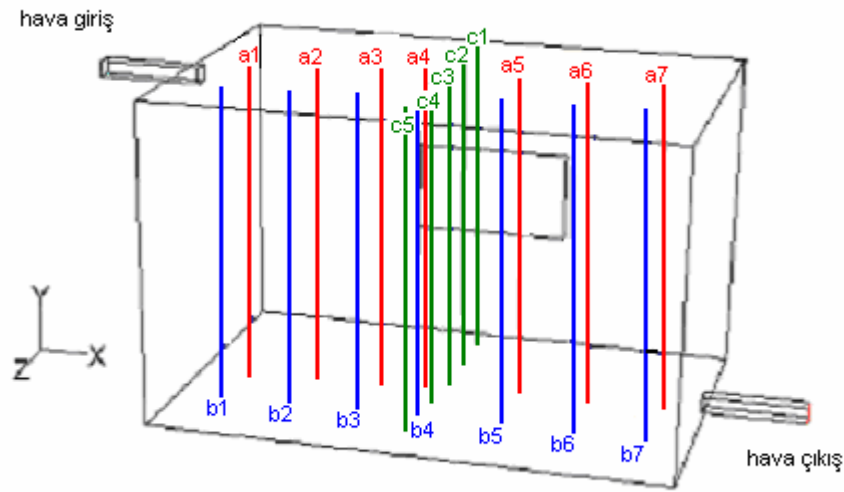
10. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Kapalı hacimler içersindeki hava hareketlerinin ve sıcaklık dağılımlarının belirlenmesinde fiziksel model ile yapılan deneylerin yanı sıra fiziksel model için CFD yöntemi kullanılarak hem soğuk hem de sıcak akış için sonuçlar bulunmuş karşılaştırılmıştır.

Hız ölçümlerindeki hata oranı \pm % 1.5, sıcaklık ölçümündeki hata oranı ise \pm % 0.6 dır.

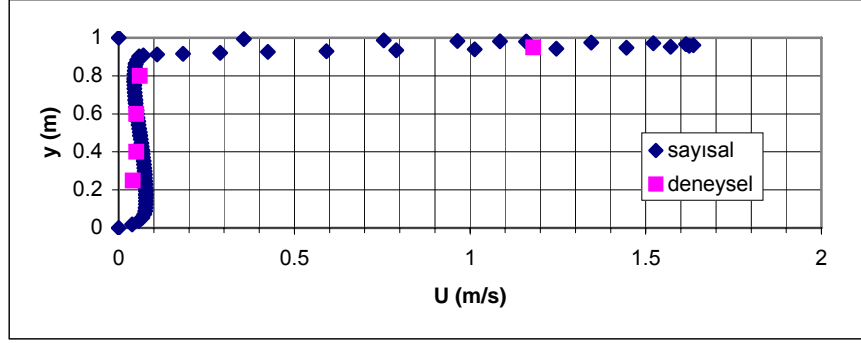
10.1 Soğuk Akış İçin Deney Sonuçlarının CFD Çözümleriyle Karşılaştırılması

Burada, saatteki hava değişim sayısının 5 ve hava üfleme hızının 2.5 m/s alınmasıyla bulunan prototipe eşdeğer fiziksel model için 1.44 ± 0.01 m/s hava hızında elde edilen deney sonuçlarının CFD çözümleriyle karşılaştırmaları verilmiştir. Hız ölçümleri, Şekil 10.1’ de görüldüğü gibi üç düzlem üzerinde alınan a1, a2, a3, a4, a5, a6, a7, b1, b2, b3, b4, b5, b6, b7, c1, c2, c3 ,c4 ve c5 doğruları boyunca döşemeden 25 cm, 40 cm, 60 cm, 80 cm ve 95 cm yüksekliklerde yapılmıştır.

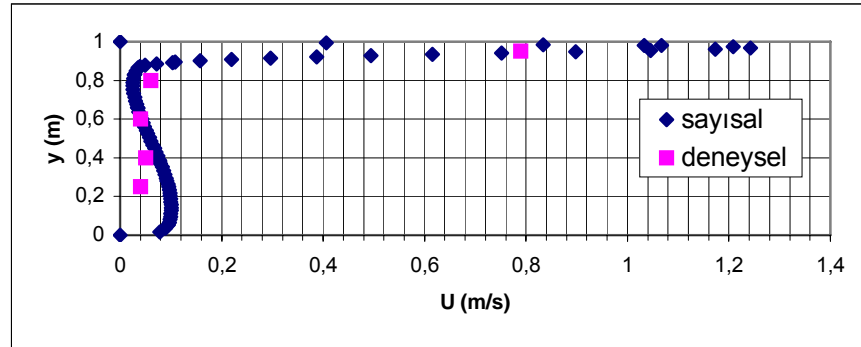


Şekil 10.1 Deney hacmindeki hız ölçüm çizgileri

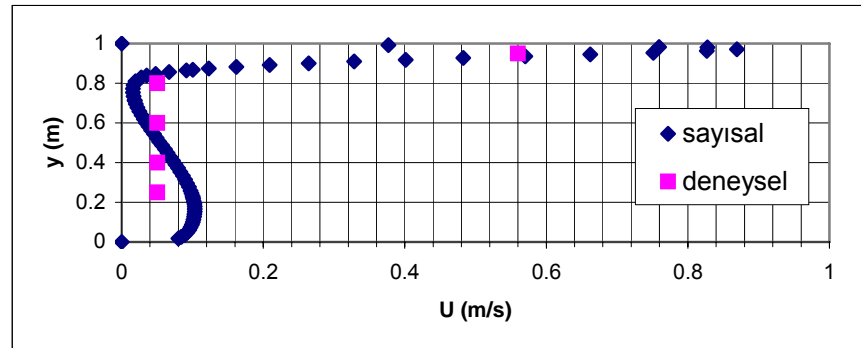
Üfleme hızı 1.44 ± 0.01 m/s olarak ayarlanmış fiziksel modelde, üfleme açıklığının üst kenarının tavandan uzaklığı (h) 2 cm olup, z yönünde iki farklı konumda deney çalışmaları yapılmıştır. Birinci durumda, üfleme açıklığı eksenine duvarın orta eksenine ile çakışık durumdadır. İkinci durumda ise üfleme açıklığı +z yönünde 25 cm ötelenmiş haldedir. Egzoz açıklığı her iki durum için de aynı olup, egzoz açıklığının alt kenarı döşemeden 3 cm yukarıdadır.



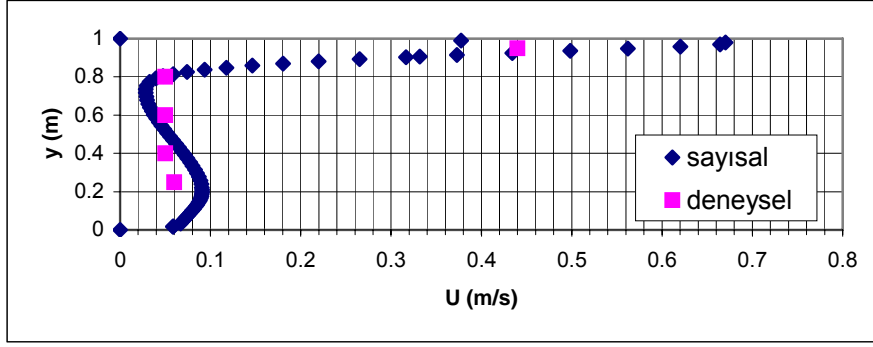
Şekil 10.2 h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a1'deki hız profilleri



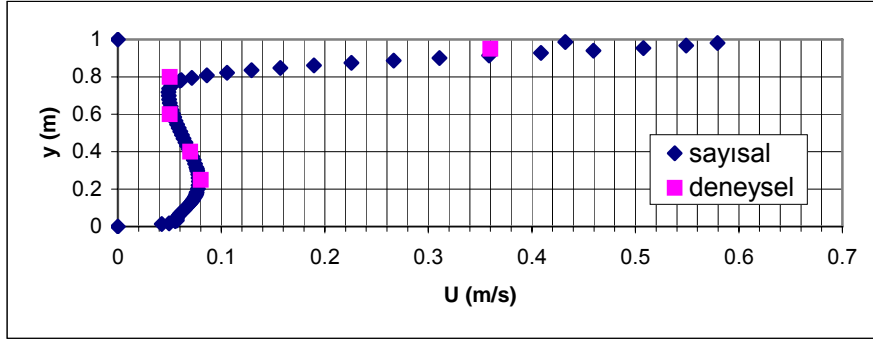
Şekil 10.3 h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a2'deki hız profilleri



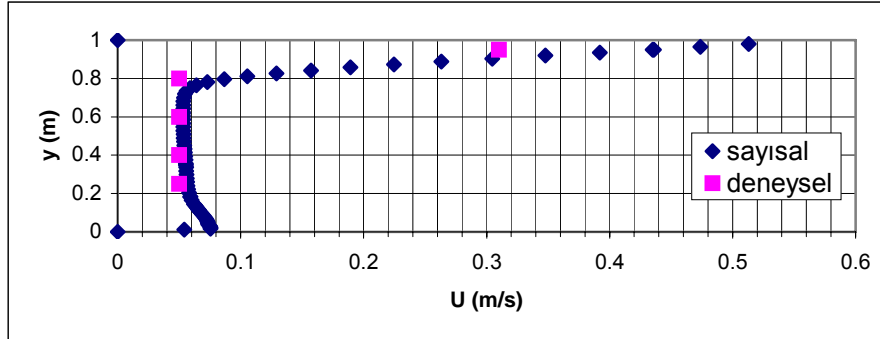
Şekil 10.4 h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a3'deki hız profilleri



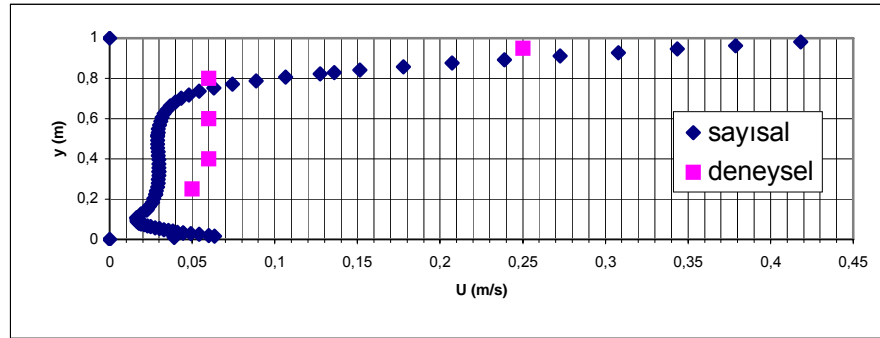
Şekil 10.5 $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a4'deki hız profilleri



Şekil 10.6 $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a5'deki hız profilleri

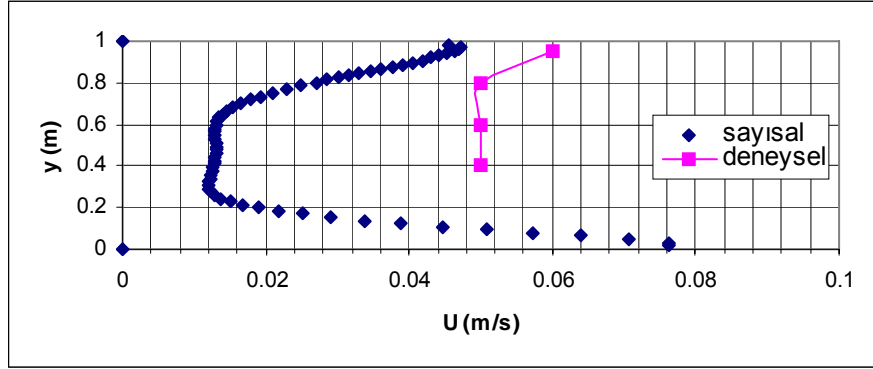


Şekil 10.7 $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a6'deki hız profilleri

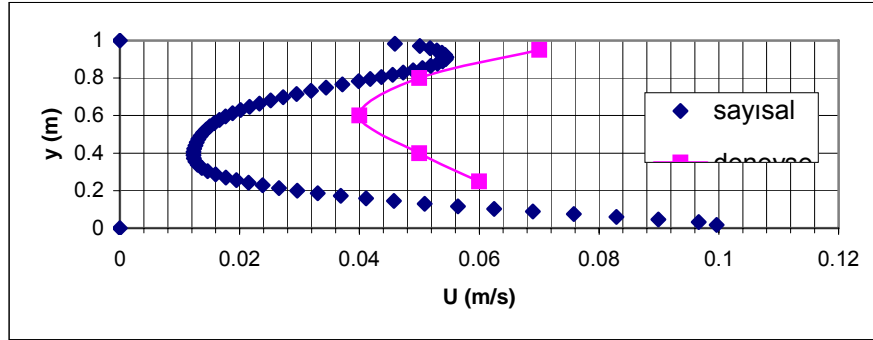


Şekil 10.8 $h=2$ cm ve $z=0$ cm için çizgi-a7'deki hız profilleri

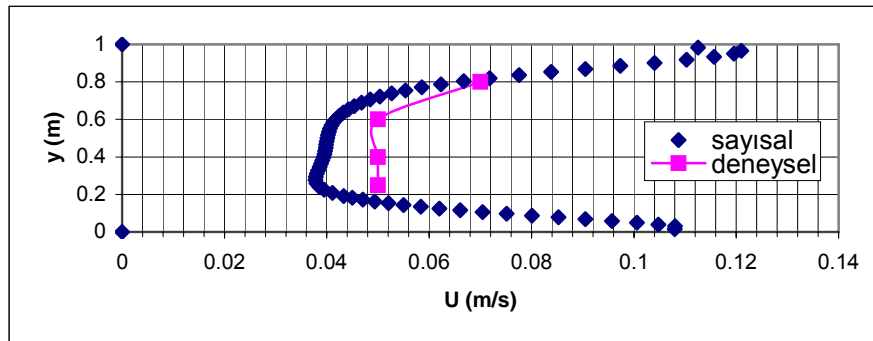
Yapılan deneylerde a düzleminde, CFD çözümlerinden de görüldüğü üzere oda içersinde hava hızları 0.1 m/s değerinin oldukça altında oluşmaktadır. Fakat hava hızlarının daha yüksek olduğu hava jeti etrafındaki hızların ölçümü Şekil 10.2 ile 10.8 arasında görüldüğü üzere CFD çözüm ile oldukça tutarlı sonuçlar vermiştir. Fiziksel modelin CFD çözümü ile elde edilen hız profillerinin, deneye ait sonuçlarla hava jetinin etkin olduğu durumlar dışında birebir örtüştüğü görülmektedir.



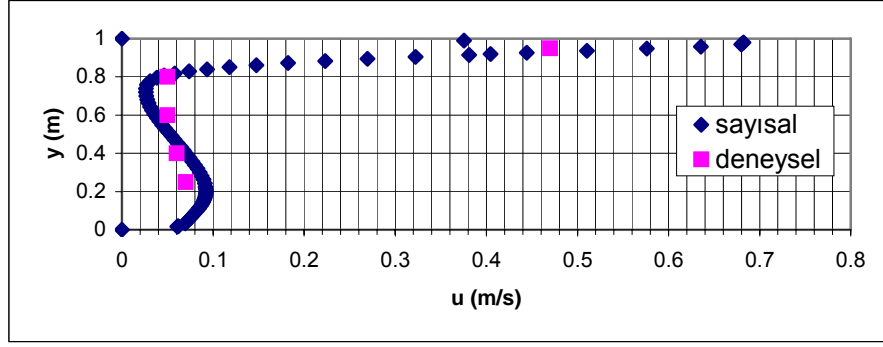
Şekil 10.9 h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-b2'deki hız profilleri



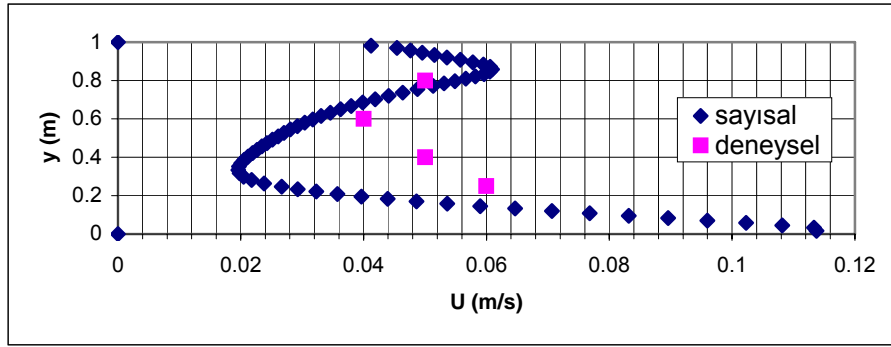
Şekil 10.10 h= 2cm ve z=0 cm için çizgi-b3'deki hız profilleri



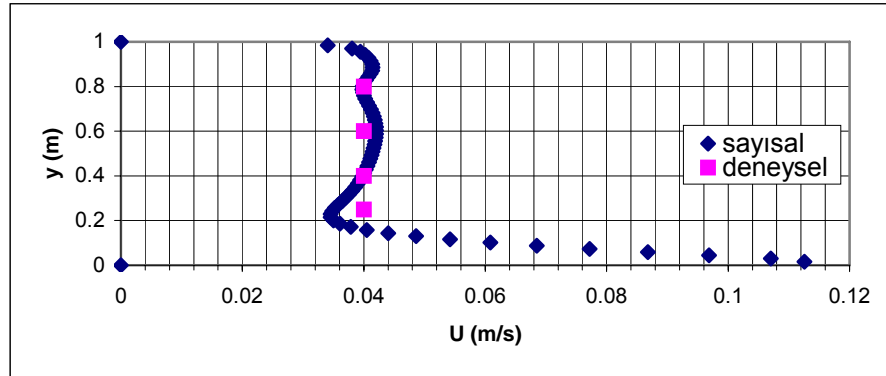
Şekil 10.11 h= 2cm ve z=0 cm için çizgi-b7'deki hız profilleri



Şekil 10.12 $h=2\text{cm}$ ve $z=0\text{ cm}$ için çizgi-c3'deki hız profilleri

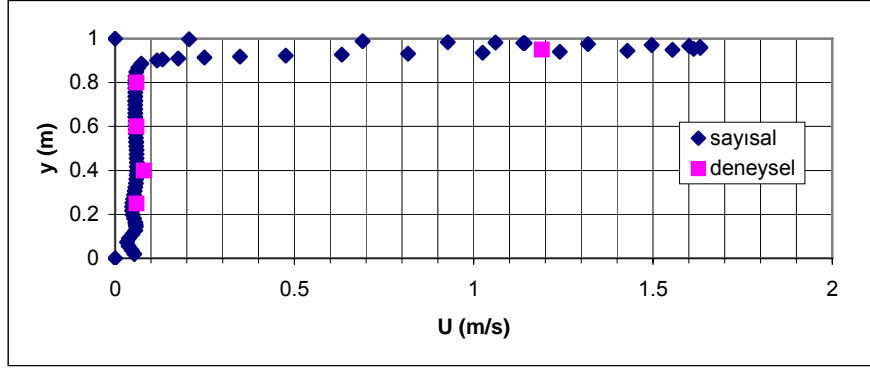


Şekil 10.13 $h=2\text{cm}$ ve $z=0\text{ cm}$ için çizgi-c4'deki hız profilleri

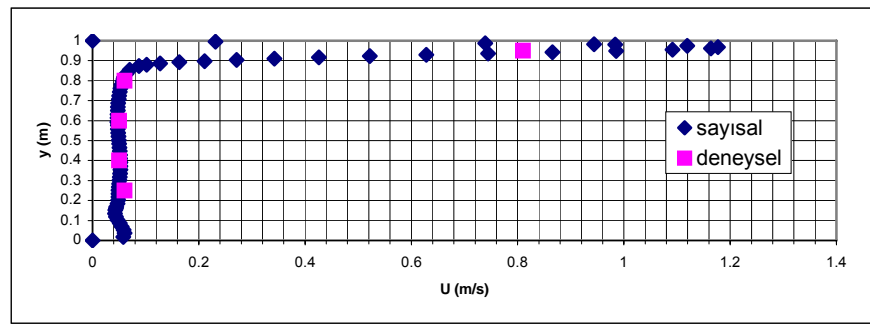


Şekil 10.14 $h=2\text{cm}$ ve $z=0\text{ cm}$ için çizgi-c5'deki hız profilleri

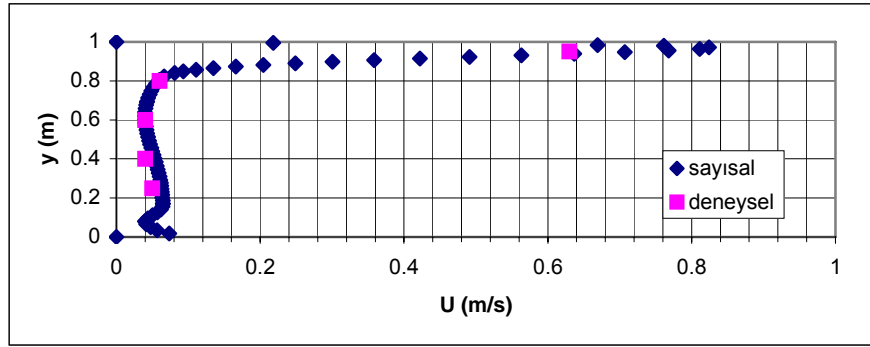
Yapılan deneylerde ve CFD çözümlerinde de görüldüğü üzere oda içerisinde hava hızları 0.1 m/s değerinin oldukça altında oluşmaktadır. Şekil 10.9 - 10.14' de verilen hız değişim diyagramlarında b ve c düzlemleri boyunca fiziksel modelin CFD çözümü ile elde edilen hız profillerinin, deneye ait sonuçlarla bazı noktalar dışında örtüştüğü görülmektedir.



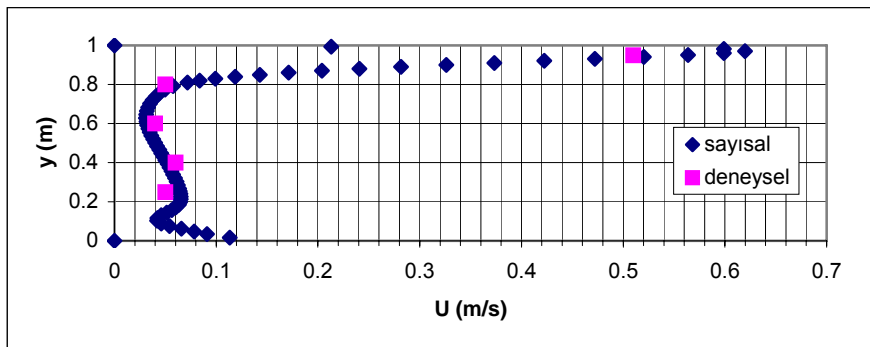
Şekil 10.15 $h=2\text{cm}$ ve $z=25\text{ cm}$ için çizgi-b1'deki hız profilleri



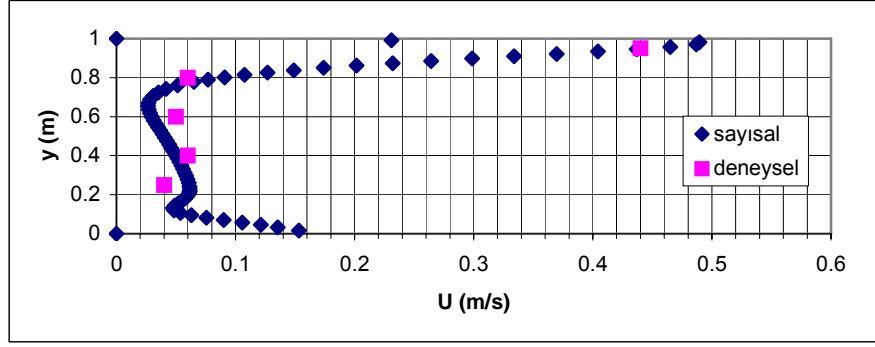
Şekil 10.16 $h=2\text{ cm}$ ve $z=25\text{ cm}$ için çizgi-b2'deki hız profilleri



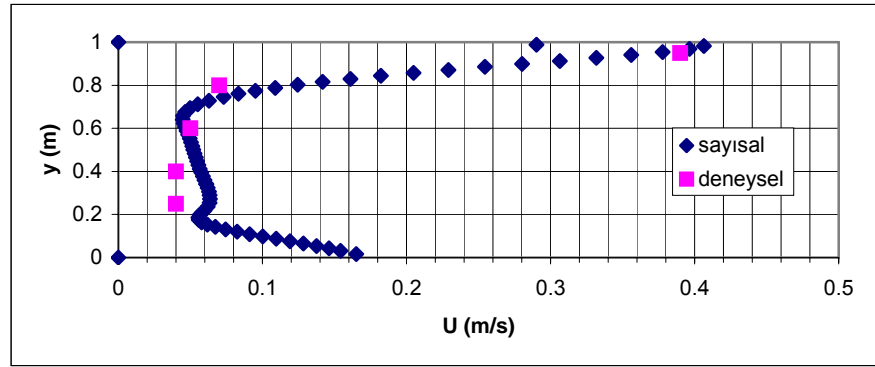
Şekil 10.17 $h=2\text{ cm}$ ve $z=25\text{ cm}$ için çizgi-b3'deki hız profilleri



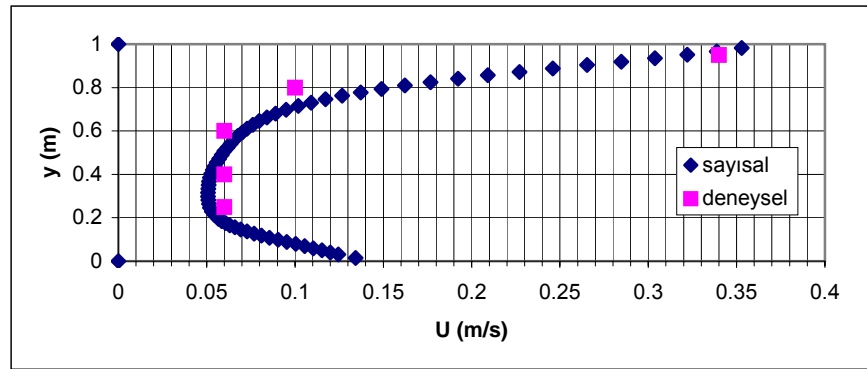
Şekil 10.18 $h=2\text{ cm}$ ve $z=25\text{ cm}$ için çizgi-b4'deki hız profilleri



Şekil 10.19 h=2 cm ve z=25 cm için çizgi-b5'deki hız profilleri

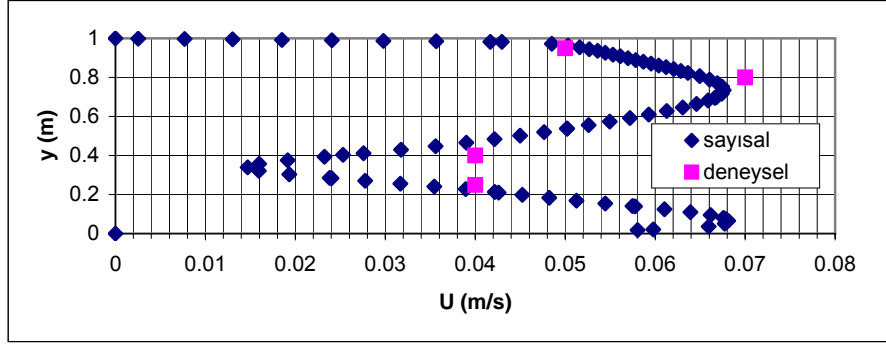


Şekil 10.20 h=2 cm ve z=25 cm için çizgi-b6'deki hız profilleri

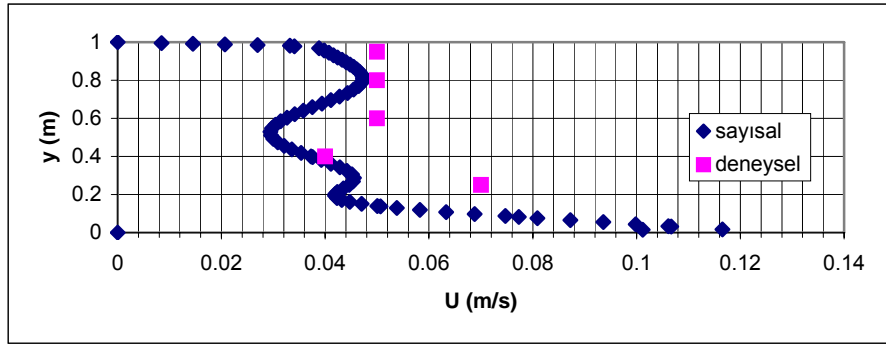


Şekil 10.21 h=2 cm ve z=25 cm için çizgi-b7'deki hız profilleri

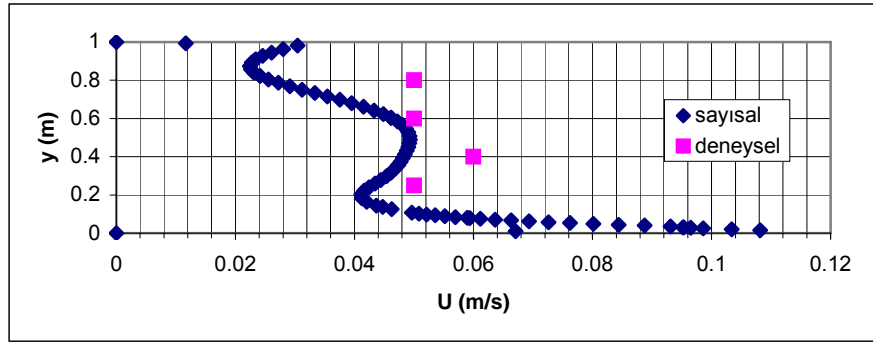
Üfleme açıklığı +z yönünde 25 cm ötelenmiş haldeki ikinci durumda z=0 durumuna benzer bir dağılım olduğu görülmektedir. Burada b düzlemi boyunca, oda içersinde hava hızları 0.1 m/s değerinin altında oluşmaktadır. Hava hızlarının yüksek olduğu yerler hava jeti etrafındadır. Şekil 10.15 – 10.21' de verilen hız değişim grafiklerinde fiziksel modelin CFD çözümü ile elde edilen hız profillerinin, deneye ait sonuçlarla hava jetinin etkin olduğu durumlar dışında örtüştüğü görülmektedir.



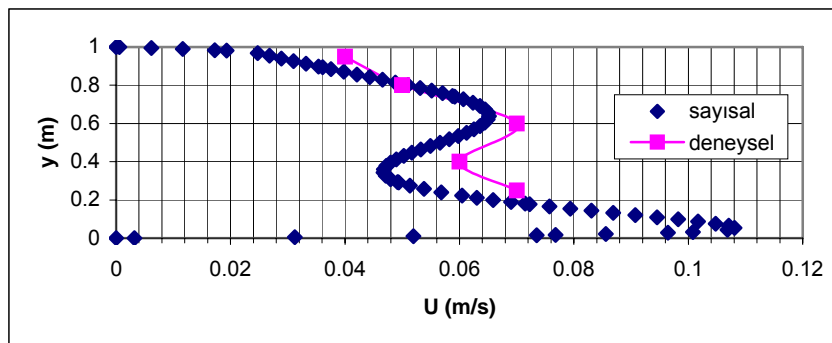
Şekil 10.22 $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-a2'deki hız profilleri



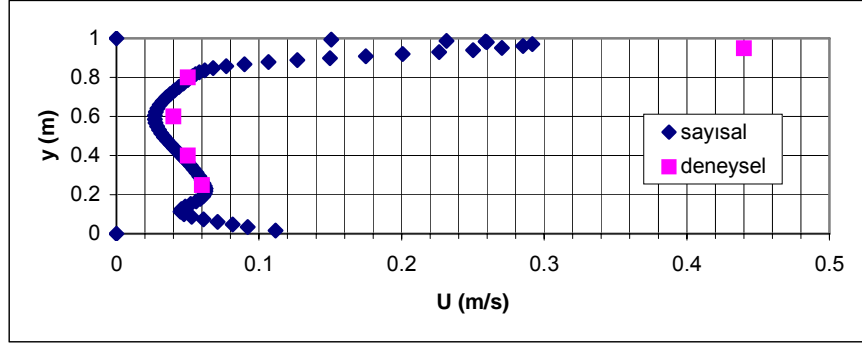
Şekil 10.23 $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-a4'deki hız profilleri



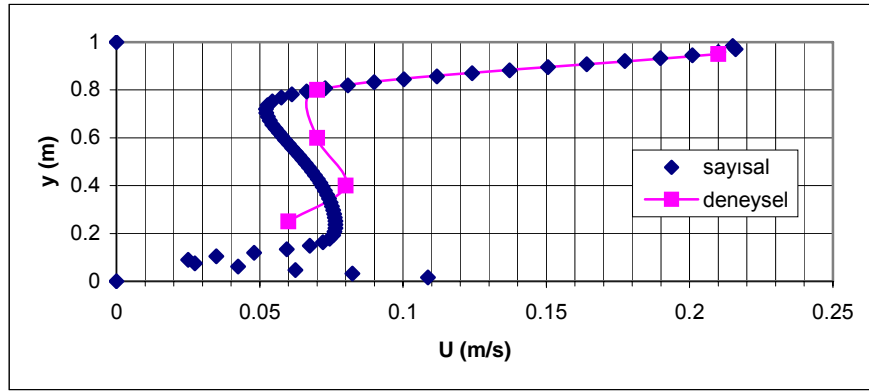
Şekil 10.24 $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-a7'deki hız profilleri



Şekil 10.25 $h=2$ cm ve $z=25$ cm için çizgi-c2'deki hız profilleri



Şekil 10.26 h=2 cm ve z=25 cm için çizgi-c4'deki hız profilleri

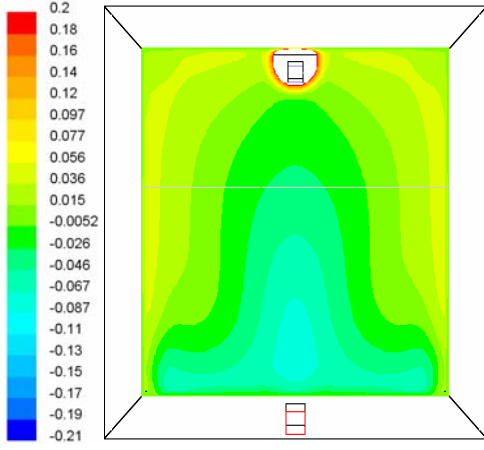


Şekil 10.27 h=2 cm z=25 cm için çizgi-c5'deki hız profilleri

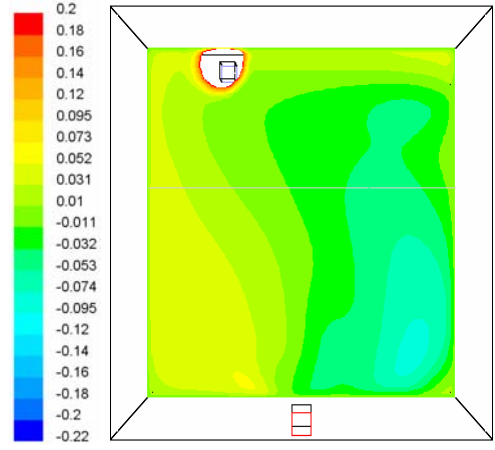
Şekil 10.22 ile 10.27 arasında da görüldüğü üzere b ve c düzlemleri boyunca aynı diğer elde edilen veriler de olduğu gibi oda içersindeki hava hızları hava jeti mesafesine kadar 0.1 m/s nin altında ölçülmektedir. Fiziksel modelin CFD çözümü ile elde edilen hız profillerinin, deneye ait sonuçlarla bazı noktalar dışında tutarlılık göstermektedir.

10.2 Soğuk Akışta Üfleme Açıklığı Konumunun Hava Dağılımına Etkisi

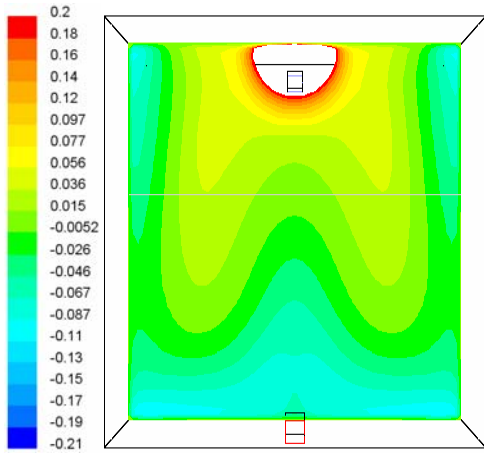
Bu bölümde, soğuk akış çözümlemesinde üfleme açıklığının düşeydeki konumu h=2 cm ve yataydaki iki farklı konumu (b) yani z=0 cm ve z=+25 cm için elde edilen sayısal çözümler irdelenmiştir. Üfleme açıklığının konumunun değişmesiyle, oda içersindeki hız dağılımındaki değişimler gözlenmiştir. Burada, A, B, C yüzeyleri sırasıyla üfleme açıklığına dik olan 25 cm, 75 cm ve 125 cm uzaklıktaki yüzeyleri belirtmektedir.



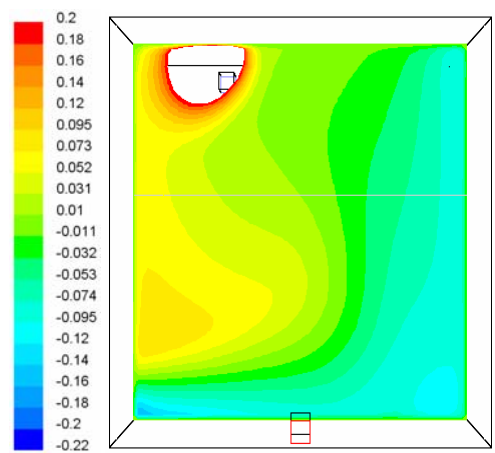
a. A Yüzeyi (b=0 cm)



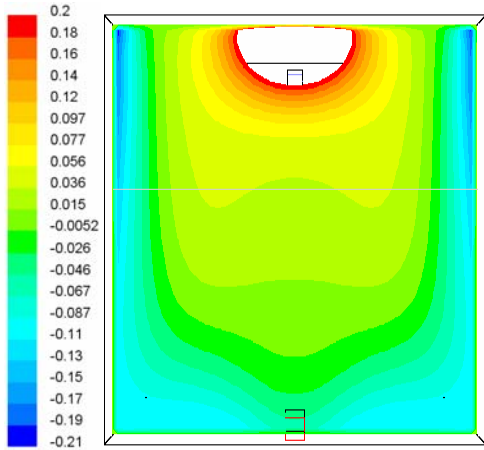
b. A Yüzeyi (b=25 cm)



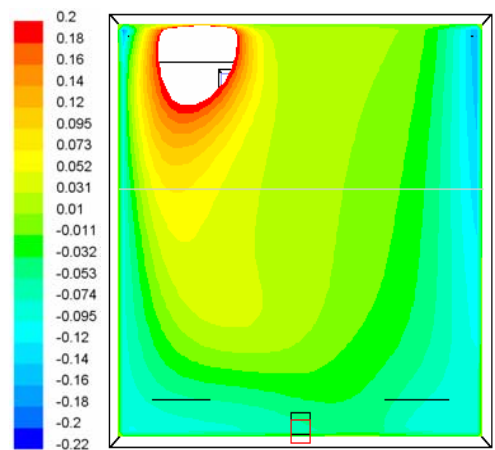
c. B Yüzeyi (b=0 cm)



d. B Yüzeyi (b=25 cm)



e. C Yüzeyi (b=0 cm)



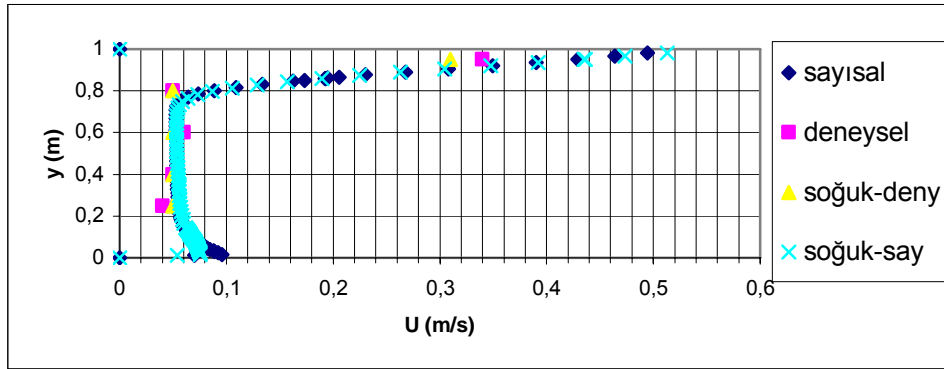
f. C Yüzeyi (b=25 cm)

Şekil 10.28 $h=2\text{cm}$ için modelde üfleme doğrultusunda (x) hız konturları

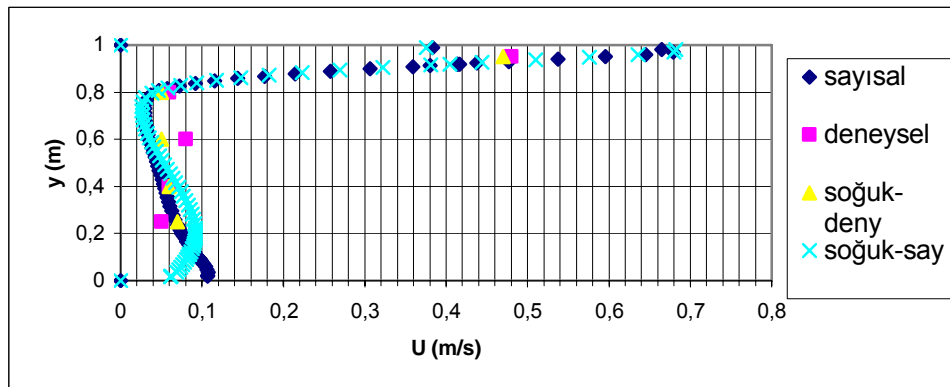
Oda içersinde 0.25 m/s' nin altında hızlar istenmektedir. Ölçek faktörünün 3 alındığı fiziksel modelde bu hız 0.14 m/s değerine karşılık gelmektedir. Yukarıdaki hız konturlarına bakılacak olursa, duvarın ortasından yapılan üfleme durumlarında, döşemede 1.8 m yukarıya kadar olan yaşanan bölgede genelde düşük hızlar mevcuttur. Fakat üfleme açıklığının duvar ekseninden 25 cm sağa yerleştirildiği durumda ise üflemenin yapıldığı karşı duvarda ters yönde yüksek hızlar oluşmaktadır.

10.3 Sıcak Akış İçin Deney Sonuçlarının CFD Çözümleriyle Karşılaştırılması

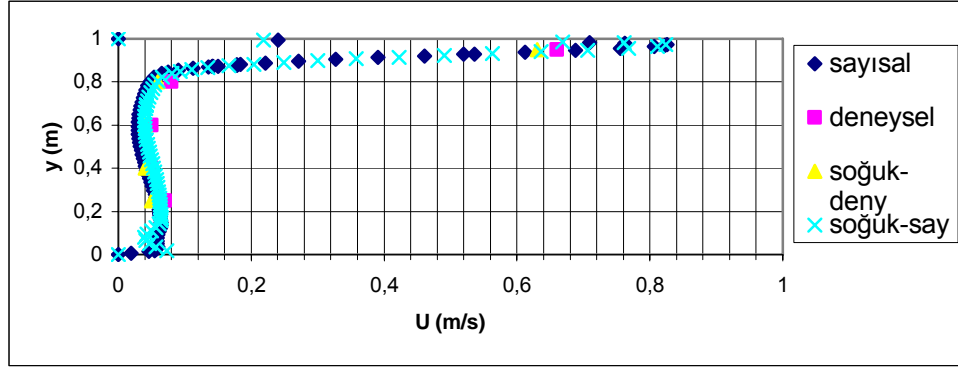
Öncelikle bu bölümde sıcak akışa ait sayısal ve deneysel sonuçlar ile soğuk akışa ait sayısal ve deneysel sonuçlar üfleme kanalının farklı iki durumu $b=0$ cm ve $b=25$ cm için karşılaştırılmıştır.



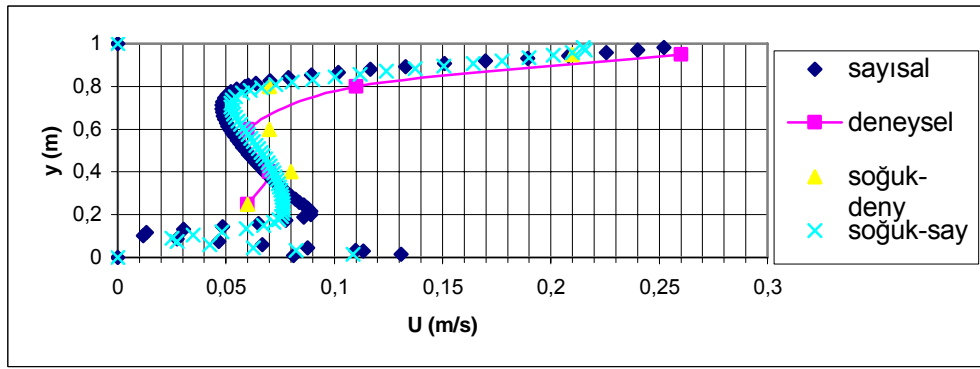
Şekil 10.29 h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-a6' daki soğuk ve sıcak akış hız profilleri



Şekil 10.30 h=2 cm ve z=0 cm için çizgi-c3' deki soğuk ve sıcak akış hız profilleri



Şekil 10.31 h=2 cm ve z=25 cm için çizgi-b3' deki soğuk ve sıcak akış hız profilleri



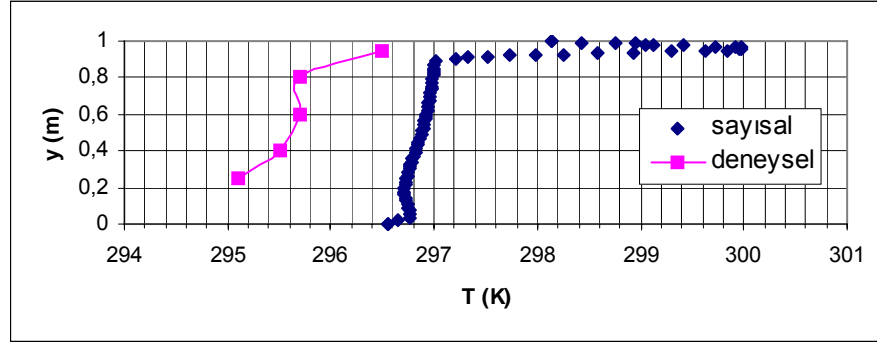
Şekil 10.32 h=2 cm ve z=25 cm için çizgi-c5' deki soğuk ve sıcak akış hız profilleri

Şekil 10.29-10.32 arasındaki diyagramlarda görüldüğü üzere sıcak akışa ait sayısal ve deneysel hız verileri ile soğuk akışa ait sayısal ve deneysel hız verileri birbirleriyle tutarlılık göstermektedir.

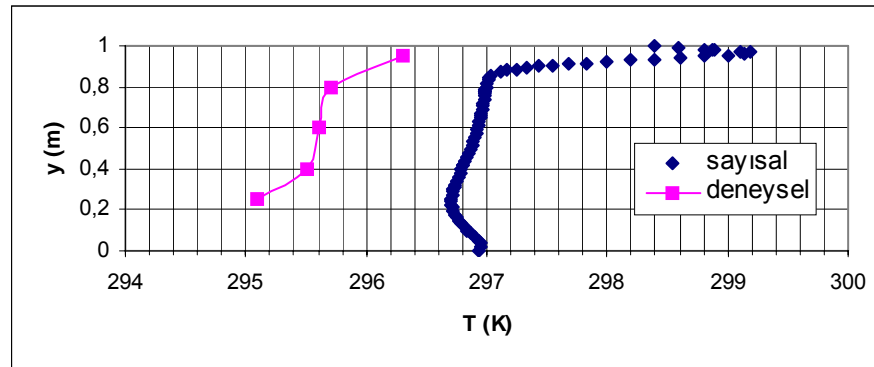
Bu bölümde ayrıca, sınır şartları daha önceden belirlendiği şekilde, $1.5 \times 1 \times 1 \text{ m}^3$ hacmindeki fiziksel model için üfleme açıklığı üst kenarının odanın tavanından mesafesi (h) 2 cm olan durumda, b=0 cm ve b=25 cm için CFD çözümleri ile fiziksel model için $1.44 \pm 0.01 \text{ m/s}$ hava hızında ve $26.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ' de elde edilen deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Tablo 10.1' de ise, Şekil 8.2' de şekli mevcut olan CFD çözümünde alınan sınır şartları verilmektedir. Burada çıkış için verilen dışarı akış sınır şartı içeriye geri akış olduğun dolaydır.

Tablo 10.1 FLUENT çözümünde sınır şartları

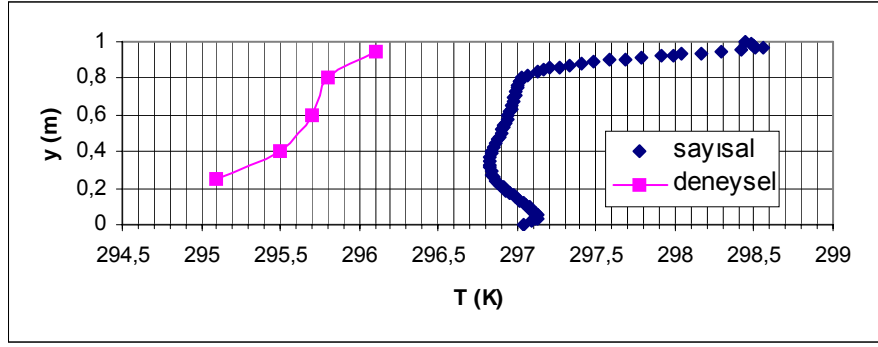
Bölge adı	Açıklama	Sınır şartı
hava-çıkış	Egzoz	Dışarı akış
hava-giriş	Üfleme	Hız giriş
pencere etrafı	Dış havaya açık duvar	Duvar (ısı akısı)
pencere	Pencere	Duvar (sıcaklık)
üst duvar	Taban	Duvar (ısı akısı)
alt duvar	Tavan	Duvar (ısı akısı)
ön duvar	Üflenilen kısımdaki duvar	Duvar (ısı akısı)
arka duvar	Egzoz edilen duvar	Duvar (ısı akısı)
yan duvar	Yan duvar	Duvar (ısı akısı)
ekanal	Egzoz kanalı	Duvar (ısı akısı)
vkanal	Üfleme kanalı	Duvar (ısı akısı)



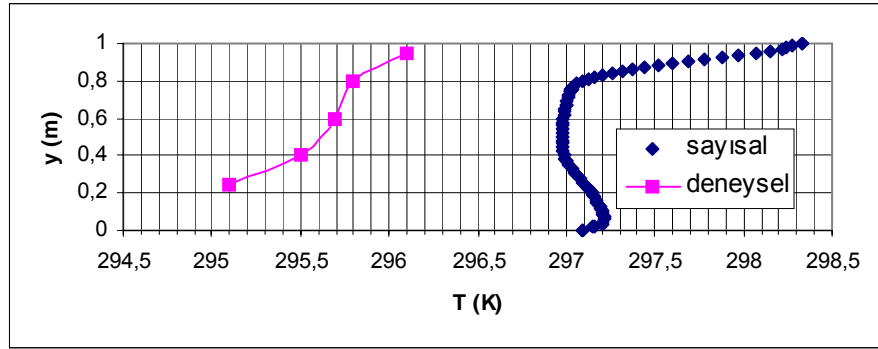
Şekil 10.33 h=2 cm z=0 cm için çizgi-a1'deki sıcaklık profilleri



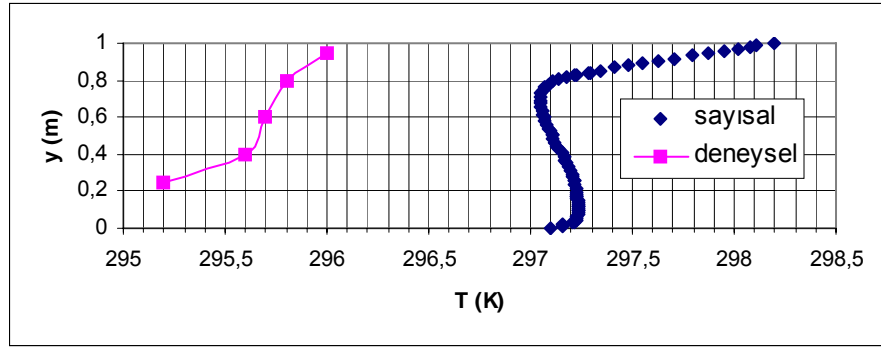
Şekil 10.34 h=2 cm z=0 cm için çizgi-a2'deki sıcaklık profilleri



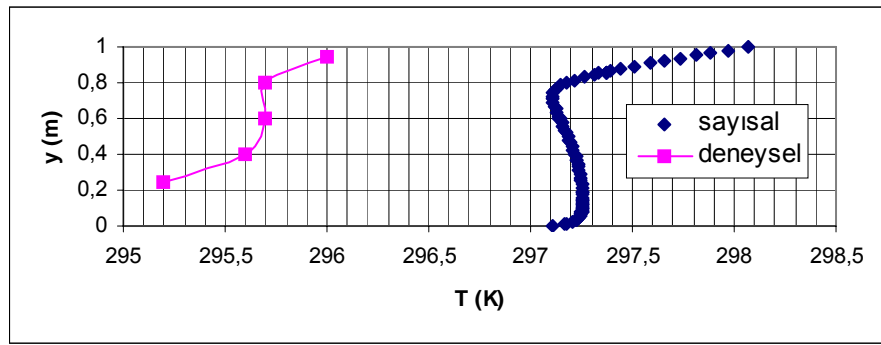
Şekil 10.35 h=2 cm z=0 cm için çizgi-a3'deki sıcaklık profilleri



Şekil 10.36 h=2 cm z=0 cm için çizgi-a4'deki sıcaklık profilleri

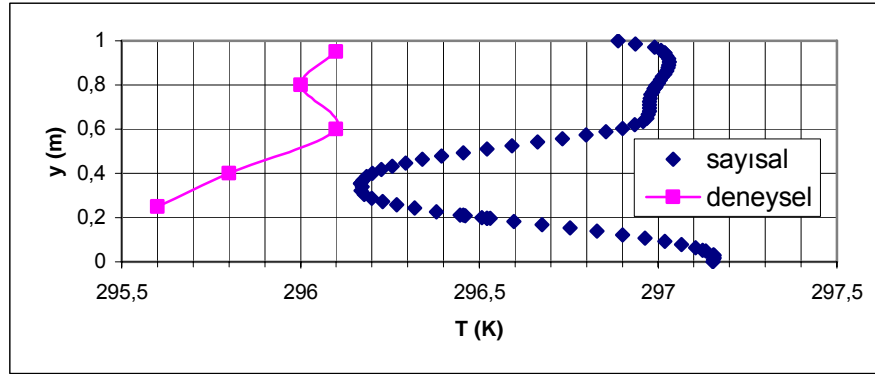


Şekil 10.37 h=2 cm z=0 cm için çizgi-a5'deki sıcaklık profilleri

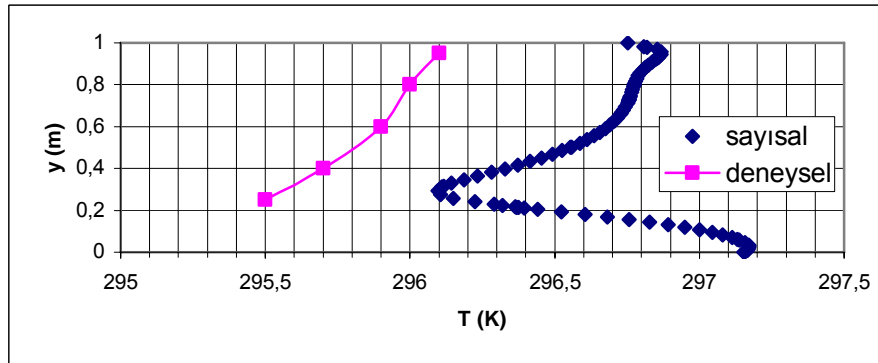


Şekil 10.38 h=2 cm z=0 cm için çizgi-a6'deki sıcaklık profilleri

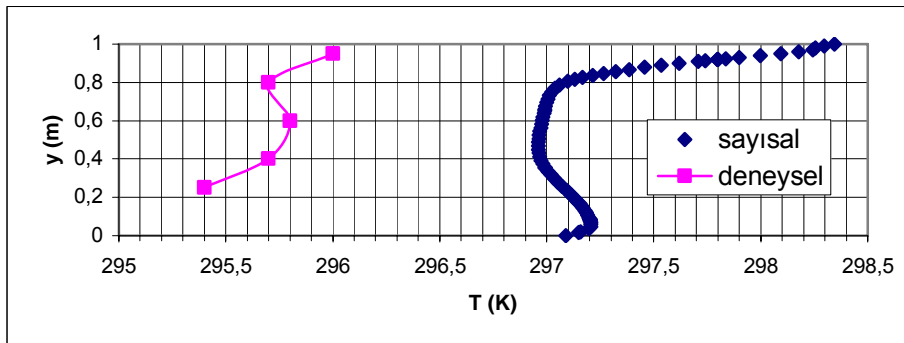
Sıcak akış için yapmış olduğumuz üfleme kanalının $z=0$ cm olan durumu için a düzleminde elde edilen deneysel veriler ile fiziksel model için elde etmiş olduğumuz sonuçlar karşılaştırıldığında Şekil 10.33 ile 10.38 arasındaki grafiklerde de görüldüğü gibi bir uyum söz konusu olup, karakter olarak benzemektedirler. Fakat tam bir tutarlılık yoktur. Bunun nedeni de odanın çok iyi bir şekilde yalıtım yapılamamasından kaynaklanmaktadır, dışarıya olan ısı kaybını engellenememiştir.



Şekil 10.39 $h=2$ cm $z=0$ cm için çizgi-c1'deki sıcaklık profilleri

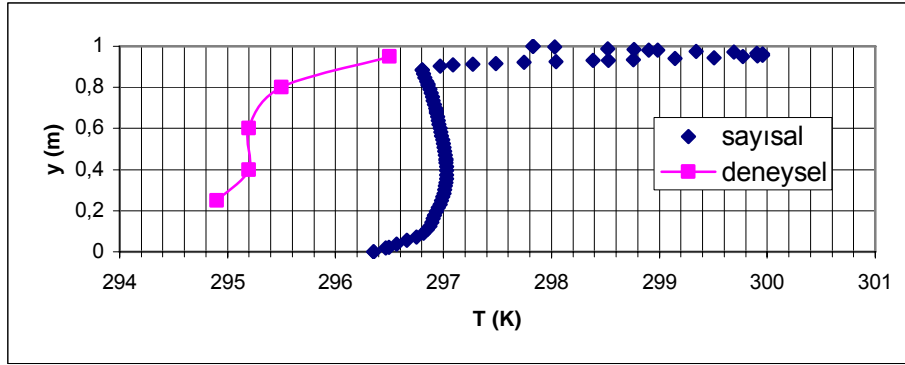


Şekil 10.40 $h=2$ cm $z=0$ cm için çizgi-c2'deki sıcaklık profilleri

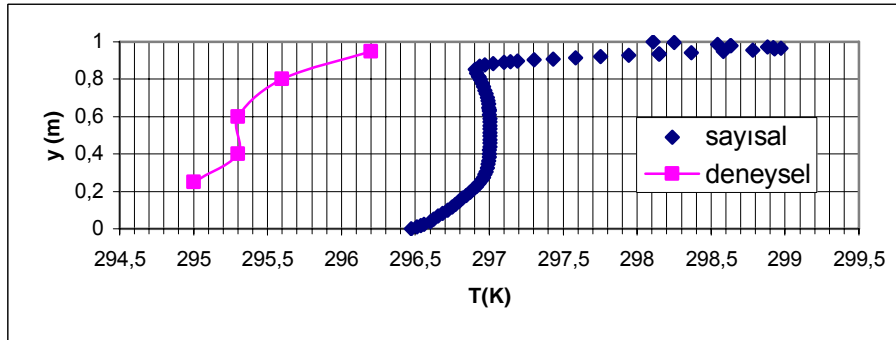


Şekil 10.41 $h=2$ cm $z=0$ cm için çizgi-c3'deki sıcaklık profilleri

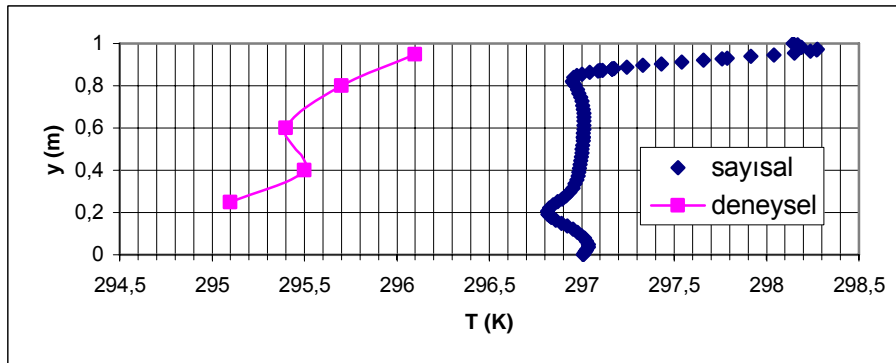
Şekil 10.39 ila 10.41 arasında görülmek üzere diğer düzlemler için yapılan deneylerin CFD çözümleri ile karşılaştırılması sonucu a düzleminde olduğu gibi sıcaklık profilleri karakter olarak benzerlik göstermekte ve yine tam bir tutarlılık sözü konusu olamamaktadır.



Şekil 10.42 h=2 cm z=25 cm için çizgi-b1'deki sıcaklık profilleri



Şekil 10.43 h=2 cm z=25 cm için çizgi-b2'deki sıcaklık profilleri

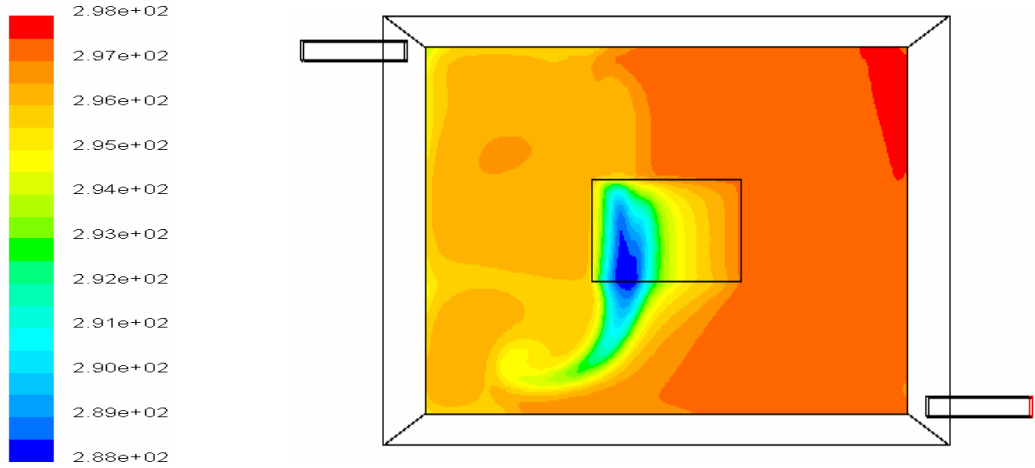


Şekil 10.44 h=2 cm z=25 cm için çizgi-b3'deki sıcaklık profilleri

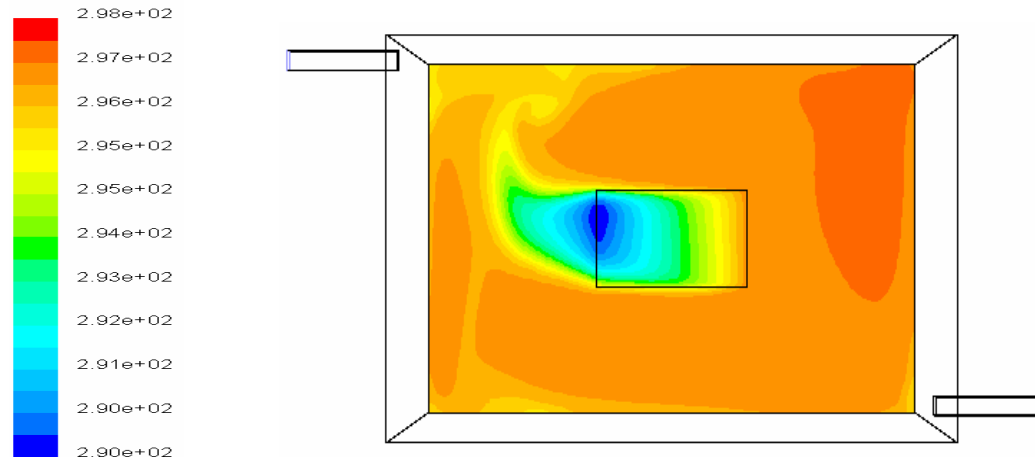
Şekil 10.42-10.43 arasında üfleme konumunun diğer konumu olan $z=25$ cm için yapılan deney sonuçları ile CFD çözümleri karşılaştırılmıştır. Buradan da görüldüğü gibi ilk durum olan $z=0$ cm deki çözümlerle benzerlik göstermektedir. Sıcaklık profilleri her iki yapılan çözüm için de karakter olarak benzerdir. Aradaki bu fark ısı kaybından kaynaklanıp, yaklaşık olarak 1.5 °C 'lik bir fark vardır.

10.4 Sıcak Akışta Üfleme Açıklığı Konumunun Sıcaklık Dağılımına Etkisi

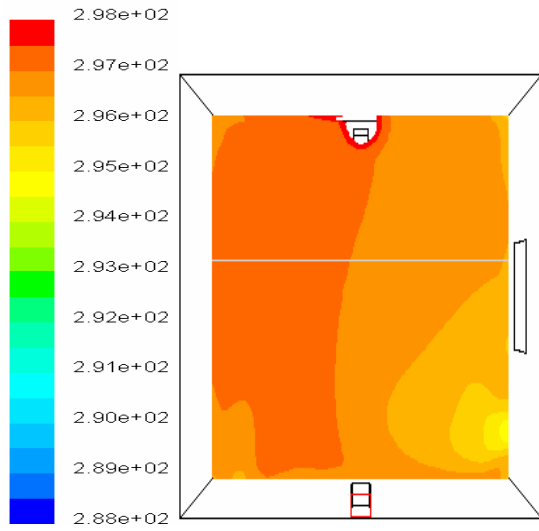
Bu bölümde, sıcak akış çözümlemesinde üfleme açıklığının düşeydeki konumu $h=2$ cm ve yataydaki iki farklı konumu yani $z=0$ cm ve $z=+25$ cm için elde edilen sayısal çözümler üfleme açıklığının konumunun değişmesiyle, oda içersindeki sıcaklık dağılımındaki değişimler gözlenmiştir. Burada A, B, C yüzeyleri sırasıyla üfleme açıklığına dik olan 25 cm, 75 cm ve 125 cm uzaklıktaki yüzeyleri belirtmektedir.



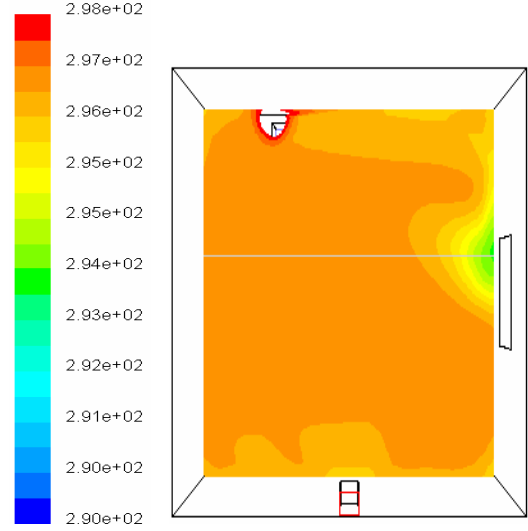
a. Pencere ve pencere etrafındaki yüzey ($b=0$ cm)



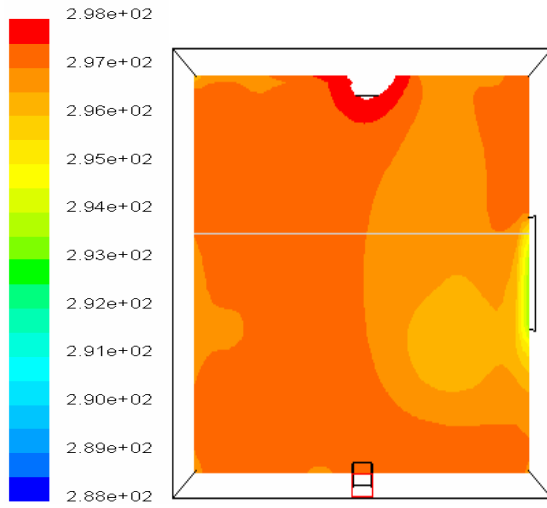
b. Pencere ve pencere etrafındaki yüzey ($b=25$ cm)



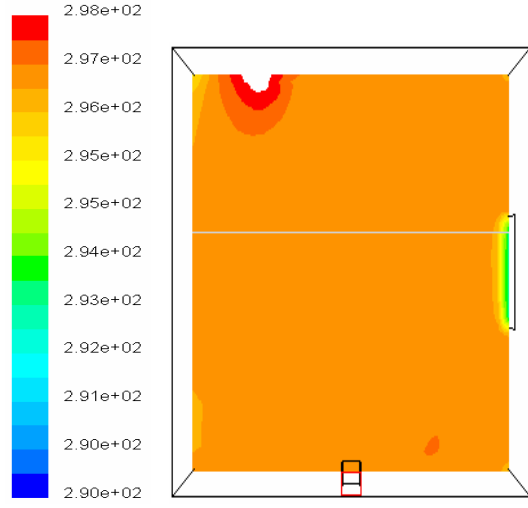
c. A Yüzeyi (b=0 cm)



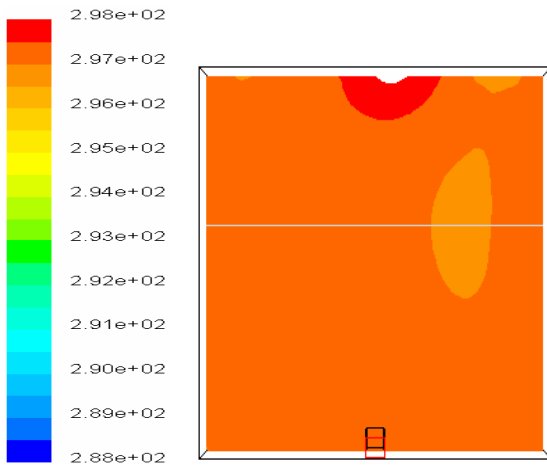
f. A Yüzeyi (b=25 cm)



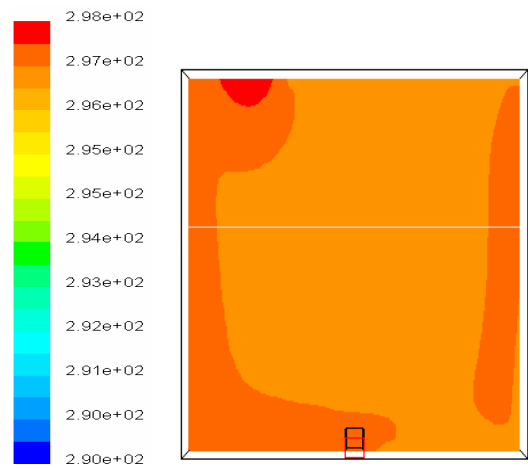
d. B Yüzeyi (b=0 cm)



g. B Yüzeyi (b=25 cm)



e. C Yüzeyi (b=0 cm)



h. C Yüzeyi (b=25 cm)

Şekil 10.45 h=2cm için modelde üfleme doğrultusunda (x) sıcaklık konturları

Sıcak çözümde, üfleme açıklığı konumunun değiştirilmesi oda genelindeki sıcaklık dağılımını etkilemektedir. Şekil 10.45' de görüldüğü gibi sıcaklık konturlarına bakıldığında, $z=0$ cm konumu için oda içersinde daha sıcak bir hava dağılımına görülmektedir. Buna karşın $z=25$ cm durumu için sıcaklık oda genelinde biraz düşmektedir. Pencerenin olduğu soğuk duvar oda içindeki havanın sıcaklık dağılımını etkilemektedir. $z = 25$ cm durumunda sıcak hava jeti soğuk yüzeye, diğer üfleme konumuna kıyasla daha uzaktadır. Jetin oda içinde oluşturduğu hava hareketi $z = 25$ cm konumu için sıcaklığın düşmesine sebep olmuştur. Üfleme yönünde sıcaklık dağılımına bakıldığında ise $z = 0$ cm için odanın girişi ile çıkış arasında diğer konuma kıyasla daha fazla sıcaklık gradyeni olduğu görülmektedir.

10.5 Sonuç

Havalandırılan bir ofis odası içersine verilen havanın, hacim içindeki hız ve sıcaklık dağılımları sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca üfleme açıklıklarının konumlarının değiştirilmesi ile hava hareketleri incelenmiş ve odanın çeşitli kesitlerinde alınan hız konturları, hız profilleri, sıcaklık konturları ve sıcaklık profilleri karşılaştırılmıştır.

Soğuk akış çözümünde, kapalı hacim içersinde çeşitli çizgiler boyunca fiziksel model ait CFD çözümünden ve deneylerden elde edilen hız profilleri karşılaştırıldığında hava jetinin etkin olduğu durumlar dışında birebir örtüştüğü görülmüştür.

Sıcak akış ile soğuk akışa ait hız profilleri karşılaştırıldığında bir tutarlılık söz konusudur. Sıcak akış çözümünde, kapalı hacim içersinde yine aynı çizgiler boyunca alınan fiziksel modele ait CFD çözümünden ve deneylerden elde edilen sıcaklık profillerine bakıldığında birebir örtüşme olmamasına karşın profil olarak uyum göstermektedirler. Örtüşmemesinin nedeni de odadan dışarıya olan ısı kaybıdır. Tam bir izolasyon yapılamamıştır.

Yüksek hızlar, CFD çözümünden ve deneysel sonuçlardan da görülebileceği gibi sadece hava jeti etrafında oluşmuş, oda genelinde 0.1 m/s nin altında düşük hızlar oluşmuştur. Oda genelinde oluşan düşük hızlar, daha hassas hız ölçüm yöntemleriyle

veya bire bir boyutlarda oluşturulacak deney odası içerisindeki ölçümlerle daha sağlıklı olarak belirlenebilir.

Literatür çalışmasında da değinildiği gibi oda içerisindeki eşsıcaklıklı ve eşsıcaklıklı olmayan akışların benzerliği için Ar sayısının etkisinin Re sayısının etkisi yanında çok büyük olduğu belirtilmektedir. Bu çalışmada da fiziksel model oluşturulurken Ar sayısının eşitliği kullanılmıştır.

Soğuk akış çözümünde, üfleme açıklığının duvar ekseninde ve duvar ekseninden 25 cm ötelenmiş durumları için yapılan çözümlerde, ilk durum için bekleneneği gibi oda içerisinde simetrik bir hava dağılımı oluşmuştur. Her iki durum için de yaşanan bölgede hızlar rahatsız edici seviyenin altında kalmış fakat ikinci durumda duvara yakın kısımlarda yüksek geri akış hızları oluşmuştur. Sıcak akış çözümünde de üfleme açıklığının konumunun değişmesiyle oda içerisindeki sıcaklık dağılımının etkilendiği görülmüştür.

Sonuç olarak, oda içerisindeki incelenen hava hareketi ve cebri havalandırma problemi oldukça karmaşıktır ve birçok parametreye bağlıdır. Bu çalışmada üfleme açıklıklarının konumunun etkileri de incelenmiştir. Akışın üç boyutlu ve türbülanslı bir akış olmasından ve bunun neticesinde çözümlerin çok uzun süreler almasından dolayı, parametrik çalışma yapmak oldukça zordur. Örneğin bu çalışmada, egzoz açıklığının yeri döşemeden 10 cm yukarıda duvarın ortasında yer aldığı düşünülmüştür. Halbuki daha kesin çözümler elde edebilmek ve bahsedilen parametrelerin etkilerini görebilmek için ileri çalışmalarda daha fazla parametrik çalışma yapılması gerekmektedir. Bunun yanında, ofis hacmi olarak seçilen bu kapalı hacimde ofis araç gereçlerinin de olabileceği durumların modellenmesi daha doğru sonuçlar verecektir.

KAYNAKLAR

- [1] ALARKO Çalışmaları, Havalandırma Tesisatı
- [2] ISISAN Çalışmaları No:102, 1995. Havalandırma Tesisatı
- [3] Systemair, Ventilation Products 2002
- [4] **Uralcan, İ. Y. (Editör)**, 2003. Havalandırma Tesisatı, Makina Mühendisleri Odası, Yayın No:297-3, İstanbul
- [5] **Awbi, H. B.**, 1991. Ventilation of Buildings, E & FN Spon, London.
- [6] **Nielsen, P. V., Restivo, A. and Whitelaw, J. H.**, 1978. The Velocity Characteristics of Ventilated Rooms, *J. Fluids Eng.*, **100**, 291-298.
- [7] **Kuas, G., Başkaya, Ş.**, 2002. Havalandırılan Bir Ofis Odasında Hava Hareketinin Sayısal Analizi, *J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.*, **17**, 35-32.
- [8] **Chung, K. C., Hsu, S. P.**, 2001. Effect of Ventilation Pattern on Room Air and Contaminant Distribution, *Building and Environment*, **36**, 989-998.
- [9] **ASHRAE**, 1998. Principles of Heating, Ventilating and Air Conditioning, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- [10] **Genceli, O. F. (Çeviren)**, 1997. Fizyolojik İlkeler ve Isıl Konfor, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:5, İstanbul
- [11] **Genceli, O. F. (Çeviren)**, 1997. İç Hacimlerde Havanın Yayılması, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:2, İstanbul
- [12] **Karaoğlu, E., Ersoy, H.**, 2005. Mekan İçi Hava Hareketlerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Modellenmesi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Teknik Yayın No:89, İstanbul.
- [13] **Ünal, M. F.**, 1988. Akışkanlar Mekaniği II Ders Notları.
- [14] Fita Teknik, Menfezler Ürün Kataloğu
- [15] **Yılmaz, Ş.**, 2005. Havalandırılan Kapalı Bir Hacimde Hava Dağılım Karakteristiklerinin Tayini, İstanbul.
- [16] **Genceli, O. F.**, 1998. Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Hacı Çağrı ESER, 1982 yılında İzmit' te doğdu. İlkokul öğrenimini 1992 yılında Necatibey İlkokulu' nu, ortaokul öğrenimini 1995 yılında 19 Mayıs Lisesi'ni, lise öğrenimini 1999 yılında 19 Mayıs Lisesi' ni tamamlayarak bitirdi. 2003 yılında Sakarya Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun olduktan sonra 2004 yılında İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Akışkan Programı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı.

Eylül 2005' de göreve başladığı; müteahhitlik ve müşavirlik hizmetleri veren TÜMAŞ' da kontrol mühendisi olarak çalışmaktadır.