İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KAPALI HACİMLERDE SLOT DİFÜZÖR KULLANIMININ HAVA DAĞILIMINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Erdinç ÖNTAŞ

Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Programı : ISI-AKIŞKAN

OCAK 2008

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KAPALI HACİMLERDE SLOT DİFÜZÖR KULLANIMININ HAVA DAĞILIMINA ETKİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Erdinç ÖNTAŞ
(503001103)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 aralık 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 31 Ocak 2008

Tez Danışmanı : Y.Doç.Dr. Erhan BÖKE
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Ahmet DURMAYAZ
Y.Doç.Dr. İ. Nemci KAPTAN

OCAK 2008

ÖNSÖZ

Günümüz havalandırma uygulamalarında göz önüne alınan en önemli hususlardan biri hiç kuşkusuz konfor şartlarının sağlanması konusudur ve bu şartlar her geçen gün daha da hassaslaşmakta ve daha fazla önem verilmektedir. Aslında bu önem sebepsiz değildir ortamdaki hava hızın, bağıl nemin, hava sıcaklığının ve gürültü seviyesinin insanların sağlığını ve verimliliklerini doğrudan etkilediği bilinmektedir. 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.

Oda içi havalandırmanın öneminin artmasına paralel olarak 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. Burada kaynak taramaları yapılmış daha sonra ise yarık tipli menfez (slot difüzör) ve kare menfezler üzerine 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 elde edilen çözümlerden ve karşılaştırmalardan, kapalı hacimlerde hava dağılım karakteristiklerinin, pek çok parametreye bağlı olduğu ve bu konunun oldukça geniş ve araştırmaya açık olduğu öğrenilmiştir. Bu konularda daha fazla araştırma yapılmasının ve farklı hacimler için uygun havalandırma sistemlerinin geliştirilmesinin daha iyi 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 Laboratuarı teknisyenleri Niyazi GÜVEN ve Mehmet KUMCU'ya, desteklerinden ötürü Sunjut A.Ş. üretim direktörü Atilla BOSTAN'a ve borçlarını asla ödeyemeyeceğim sevgili aileme teşekkürü borç bilirim.

Aralık 2007 Mak. Müh. Erdinç ÖNTAŞ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ ii
KISALTMALAR iv
TABLO LİSTESİ v
ŞEKİL LİSTESİ vi
SEMBOL LİSTESİ viii
ÖZET x
SUMMARY xii

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 5

3. İÇ HACİMLERDE HAVALANDIRMANIN ESASLARI 27
3.1. Havalandırma Yöntemleri 27
3.2. Havalandırma Miktarları 28
3.3 Menfezler, Difüzörler ve Bunların Hava Yayılımına Etkileri 31

4. KONFOR ŞARTLARI 38

5. MODEL ÇALIŞMASININ ESASLARI 47

6. DENEYSEL VE SAYISAL ÇALIŞMANIN ESASLARI 57
6.1 Kapalı Hacim Tanımlanması ve Sınır Şartları 57
6.2 Sayısal Modelleme 60
6.3 Deneysel Çalışma 62

7. SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI 67
7.1. Soğuk Akış İçin Deney Sonuçlarının CFD Çözümleriyle Karşılaştırılması 69
7.2. Sıcak Akış İçin Deney Sonuçlarının CFD Çözümleriyle Karşılaştırılması 74
7.3. Yarık Tipli Hava Besleme Menfezi İle Kare Hava Besleme Menfezinin Oda İçi hava Dağılımına Etkilerinin Karşılaştırılması 79
7.4. Yarık Tipli Hava Besleme Menfezinin Konfor Şartlarına Etkisi 85

8. SONUÇLAR VE TARTIŞMA 88

KAYNAKLAR 90

ÖZGEÇMİŞ 94

KISALTMALAR

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

TABLO LİSTESİ

No		Sayfa
Tablo 2.1.	Çeşitli mahaller için önerilen hava miktarları.....	7
Tablo 2.2	Çeşitli mahaller için önerilen sıcaklık ve nem miktarları …….....	9
Tablo 2.3	Mahaldeki hava hızının bireylere etkisi …….....	10
Tablo 2.4	Çeşitli dönüş ağızları elemanları ön yüzünde önerilen hava hızları.....	12
Tablo 3.1	Ticari tesisler için (ofisler, dükkanlar, depolar, oteller, spor tesisleri) tavsiye edilen dış hava miktarları …….....	29
Tablo 3.2	Tavsiye edilen saatteki hava değişim sayıları …….....	31
Tablo 3.3	Bazı uygulamalarda tavsiye edilen hava çıkış hızları.....	37
Tablo 4.1	Mekan içi hava hızlarının bireyler üzerindeki etkileri …….....	41
Tablo 6.1	Kapalı hacmin prototip ve fiziksel model boyutları (s=3)……	59
Tablo 7.1	FLUENT çözümünde sınır şartları……	74

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1 : Tahmini ve ölçülen hız profillerinin karşılaştırılması 19
Şekil 2.2 : Kuas ve Başkaya'nın araştırdıkları odanın şematik görünümü 20
Şekil 2.3 : A grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri 22
Şekil 2.4 : B grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri 23
Şekil 2.5 : C grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri 23
Şekil 2.6 : D grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri 23
Şekil 2.7 : E grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri 24
Şekil 2.8 : Tahmini ve ölçülen hız profilleri 26
Şekil 3.1 : Bir hacim içersinde deplasmanlı akış 32
Şekil 3.2 : Bir hacim içersinde karışmalı akış 33
Şekil 3.3 : Bir hacim havalandırmasında menfezlerin yerleştirilmesi..... 35
Şekil 4.1 : Hava akım yönlerinin etkileri…… 39
Şekil 4.2 : Ortalama hava hızının fonksiyonu olarak hoşnutsuzluk duyanların yüzdesi 42
Şekil 4.3 : Baş ile topuklar arasındaki sıcaklık farkının fonksiyonu olarak hoşnutsuzluk duyanların yüzdesi 43
Şekil 4.4 : Hava şartlandırılması yapılmış bir ortamda, hava cereyanına göre hoşnut olmayan insanların yüzdesi 44
Şekil 6.1 : Kapalı hacme ait temel boyutlar 58
Şekil 6.2 : Deney amaçlı kullanılan kapalı hacim 63
Şekil 6.3 : Yarık tipli hava giriş ağzı..... 63
Şekil 6.4 : Hava giriş düzeneği 64
Şekil 6.5 : Sıcak tel anemometreleri..... 65
Şekil 6.6 : 0.02 – 0.5 m/s, b. 0.5 – 5 m/s hızları için kalibrasyon eğrisi……. 65
Şekil 6.7 : Deney hacmi içindeki hız ölçüm noktaları ……. 66
Şekil 7.1 : Tanımlanan hava hızına bağlı konfor alanı…… 68
Şekil 7.2 : Hava şartlandırılması yapılmış bir ortamda, hava cereyanına göre hoşnut olmayan insanların yüzdesi ……. 69
Şekil 7.3 : A1 doğrusundaki hız profilleri……..….. 69
Şekil 7.4 : A3 doğrusundaki hız profilleri……..…….. 70
Şekil 7.5 : A5 doğrusundaki hız profilleri……..…….. 70
Şekil 7.6 : A7 doğrusundakii hız profilleri……..…….. 71
Şekil 7.7 : B1 doğrusundaki hız profilleri……..…….. 71
Şekil 7.8 : B4 doğrusundaki hız profilleri……..…….. 71
Şekil 7.9 : B7 doğrusundaki hız profilleri……..…….. 72
Şekil 7.10 : C1 doğrusundaki hız profilleri…..…….. 72
Şekil 7.11 : C5 doğrusundaki hız profilleri……..…….. 73
Şekil 7.12 : Merkez düzlem…… 73
Şekil 7.13 : Merkez düzlemdeki hız vektörleri…….…… 74
Şekil 7.14 : A1 doğrusundaki sıcaklık profilleri……..……..... 75

Şekil 7.15 : A4 doğrusundaki sıcaklık profilleri……..……. 75
Şekil 7.16 : A7 doğrusundaki sıcaklık profilleri……..……. 76
Şekil 7.17 : B1 doğrusundaki sıcaklık profiller……. 76
Şekil 7.18 : B4 doğrusundaki sıcaklık profilleri……..……. 76
Şekil 7.19 : B7 doğrusundaki sıcaklık profilleri……..……. 77
Şekil 7.20 : C1 doğrusundaki sıcaklık profilleri……..……. 77
Şekil 7.21 : C5 doğrusundaki sıcaklık profilleri……..……. 78
Şekil 7.22 : Soğuk ve sıcak akışa ait hız profilleri…….. 78
Şekil 7.23 : Merkez düzlemdeki sıcaklık dağılımı…….. 79
Şekil 7.24 : Deneysel a1'deki hız profilleri…….…….. 79
Şekil 7.25 : Deneysel a4'deki hız profilleri…….…….. 80
Şekil 7.26 : Deneysel a7'deki hız profilleri…….…….. 80
Şekil 7.27 : Deneysel b5'deki hız profilleri…..…….. 81
Şekil 7.28 : Deneysel c2'deki hız profilleri…….…….. 81
Şekil 7.29 : Sayısal a1'deki sıcaklık profilleri…….……..……. 82
Şekil 7.30 : Sayısal a4'deki sıcaklık profilleri…… 82
Şekil 7.31 : Sayısal a7'deki sıcaklık profilleri……..….. 82
Şekil 7.32 : Sayısal b4'deki sıcaklık profilleri…….…..… 83
Şekil 7.33 : Sayısal c3'deki sıcaklık profilleri……. 83
Şekil 7.34 : Yarık tipli menfez-merkez düzlemdeki hız dağılımı…….. 84
Şekil 7.35 : Kare menfez-merkez düzlemdeki hız dağılımı…… 84
Şekil 7.36 : Kare menfez-merkez düzlemdeki hız dağılımı…… 84
Şekil 7.37 : Yarık tipli menfez ile yapılan çalışmada ölçüm noktalarının konfor diyagramındaki dağılımı…….. 85
Şekil 7.38 : Kare menfez ile yapılan çalışmada ölçüm noktalarının konfor diyagramındaki dağılımı…….. 86
Şekil 7.39 : Merkez düzlemdeki (a1-a7) x ekseni boyunca sıcaklık dağılımı. . 86

SEMBOL LİSTESİ

Ar : Arşimet sayısı
b : Kanal ekseninin duvar eksenine mesafesi [m]
B : Kapalı hacmin eni [m]
C_{ij} : Matris katsayıları
C_p : Sabit basınçtaki özgül ısı [kJ/kgK]
C_μ : Dağılım katsayısı
D_h : Odanın hidrolik çapı [m]
g : Yerçekimi ivmesi [m²/s]
Gr : Grasshof sayısı
H : Kapalı hacmin yüksekliği [m]
k : Türbülansın kinetik enerjisi [J]
K : Toplam ısı geçiş katsayısı [W/mK]
l : Karışım uzunluğu [m]
L : Kapalı hacmin boyu [m]
p : Basınç [N/m²]
Pe : Peclet sayısı
r : Yarıçap vektörü
Re : Reynolds sayısı
S : Ölçek faktörü
T : Sıcaklık, Dönüşüm matrisi
Q : Isı transferi [W]
q : Isı akısı [W/m²]
A : Yüzey alanı [m²]
T_c : Salonun ortalama kuru termometre sıcaklığı [K]
T_x : Havanın yerel kuru termometre sıcaklığı [K]
u : Akışkanın ortalama hızı [m/s
u′ : Akışkanın çalkantı hızı [m/s]
U : Akışkanın hızı [m/s]
U_r : Eşdeğer oda hızı [m/s]
V_x : Yerel hava hızı [m³/h]
x : Karakteristik uzunluk [m]
x, y, z : Kartezyen koordinatlar
ΔT : Sıcaklık farkı [K]

Yunan harfleri
λ : Isıl iletkenlik katsayısı [W/mK]
ν : Kinematik viskozite [m³/s]
θ : Etkin hava cereyanı sıcaklığı [K]
ρ : Yoğunluk [kg/m³]
β : Isıl genleşme katsayısı [1/K]
∂ : Kısmi türev operatörü

İNDİSLER

Alt İndisler

i : i bileşeni
j : j bileşeni
m : Fiziksel model
o : Üfleme tarafı
p : Prototip
r : Referans
t : Toplam
c : İletim
v : Taşınım
r : Işınım

Üst İndisler

***** : Boyutsuz

KAPALI HACİMLERDE YARIK TİPLİ MENFEZ (SLOT DİFÜZÖR) KULLANIMININ HAVA DAĞILIMINA ETKİSİ

ÖZET

Oda içi hava yayılımı çok önemli bir çalışma konusudur. Bunun nedeni oda içerisindeki hava kalitesine dolayısıyla o mahaldeki insanların konfor şartlarına direkt olarak etki etmesidir. Bir havalandırma ve iklimlendirme sistemi ancak tanımlanmış varsayımlar altında talep edilen iç ortam havasını sağlamak için tasarlanır.

Oda içi hava yayılımı kompleks bir prosestir ve odanın geometrisine, menfezlerin yeri ve çeşitlerine, egzost çıkış elemanlarının yerine, hava hızı, değişim oranı ve yönüne, termal şartlara ve mahaldeki ısı değiştiricilerine bağlıdır. Bu çalışmada; ofis hacim için cebri havalandırma durumu incelenmektedir. Sürekli şartlardaki üç boyutlu kütlenin korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayınım 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.

Oda içi havalandırmanın incelenmesinde kullanılan yöntemler, bire bir ölçülerde prototip kullanılması, küçültülmüş ölçülerdeki bir ölçekli model kullanılması ve nümerik çözümlemedir. Gerçek boyutlarda deney yapmanın gerek zaman gerekse ölçüm zorluğu açısından yaratacağı dezavantajlar nedeniyle deney tesisatı gerçek boyutlarındaki ofis odasının ölçek faktörü olarak 1/3 alınan bir fiziksel modeli olarak kurulmuştur. Hava değişim sayısı 4 alınarak, sıcak tel anemometresiyle yapılan hız ölçümleri, oda içersinde genelde 0.1 m/s'nin altında oluştuğu için sağlıklı ölçümler çok kısıtlı alanda yapılabilmiştir. 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 eşit hız eğrileri ile gösterilmiş ve insanların konforlu olup olmadığı irdelenmiştir. Fiziksel benzerlik, eşsıcaklıklı ve eşsıcaklı olmayan oda içersindeki

hava hareketlerinin incelenmesinde kullanılan (Ar) sayısının eşitliğiyle sağlanmıştır. Birbirinin benzeri olan fiziksel modele ait belli çizgiler boyunca elde edilen hız profilleri, odada yaşanılan 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.

EFECT OF SLOT DIFUSER ON AIR DISTRIBUTION IN A VENTILATED ROOM

SUMMARY

Room air movement is an important research issue because itaffects the air quality and thermal comfort of occupants. Ventilation or air-conditioning system is designed only to satisfy desired indoor space under defined predictions.

Room air movement is a complicated process. In practical cases, it determined by the room's geometry, diffuser configuration and location, exhaust (return) location, air velocity and direction at the diffuser, ventilation rate, internal obstructions and thermal buoyancy due to the heat generated by occupants and/or equipment. The forced ventilation of an office space was investigated in this study. Under state conditions the three-dimensional equations of conservation of mass, momentum balance, 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 experimentally.

Methods commonly used for the study of room air movement are porototype study (full-scale model study), similitude model study (reduced-scale model study) and numerical simulation. Because of measuring and time-consuming difficulties, the experimental sets up were designed as a physical model by selecting the scaling factor as 1/3. Reliable measurements with hot wire anemometer could only be achieved in limited area for the air exchange rate as 4 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 air supply 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. 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.

GİRİŞ

Havalandırma kapalı bir hacimdeki kirlenmiş havayı değiştirmek için ısıtılmadan veya ısıtılarak, doğal akım, etkin basınç ya da mekanik bir etki (vantilatör) yardımıyla, ilgili hacimden hava emilerek dışarıya atılması veya bu hacme taze hava verilmesidir [1].

Günümüz havalandırma uygulamalarında göz önüne alınan en önemli hususlardan biri hiç kuşkusuz konfor şartlarının sağlanması konusudur ve bu şartlar her geçen gün daha da hassaslaşmakta ve daha fazla önem verilmektedir. Aslında bu önem sebepsiz değildir ortamdaki hava hızının, bağıl nemin, hava sıcaklığının ve gürültü seviyesinin insanların sağlığını ve verimliliklerini doğrudan etkilediği bilinmektedir.

Günümüzde 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 (m2 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 [2].

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 ısıl 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 ayrıntıya sahip 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 .

Havalandırma amacıyla odaya beslenen havanın, oda içersinde de farklı uçlarda iki tipik hareketi söz konusudur. Bunları deplasmanlı (yer değiştirmeli) hareket ve yayınım hareketi olarak isimlendirmek mümkündür. Deplasmanlı akışta odaya beslenen hava bir piston gibi hareket eder ve ideal durumda hiçbir yayınım meydana gelmeden odayı süpürerek diğer uçtan hacmi terkeder. Yayınımlı 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 oda içerisinde istenilen hava karışımı elde edilmiş olur..

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 [3]. 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 [2].

Oda içersine taze havanın verilişi ve dağılışı, oda içi çevreyi belirlemede çok önemli bir rol oynadığından dolayı, işgal edilen alandaki hava akışının doğru olarak tahmin edilmesi, odanın bire bir veya küçültülmüş 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 çözüm 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 hâlâ hava dağıtım sistemlerinin tasarımında en güvenilir kaynak olmaktadır [4].

Sunulan çalışmanın amacı, ofis amaçlı kullanılan bir odadaki karakteristik hava hareketlerinin incelenmesidir. Oda hava hareketi karakteristiklerinin belirlenmesi için literatürde yer alan çalışmalarda kullanılan oda boyutlarına benzer boyutlarda bir ofis odası tasarlanarak, üfleme ve egzoz menfezleri karşılıklı duvarlarda, üfleme üstte egzoz altta olacak şekilde yerleştirilmiştir. Prototip oda için 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 hacimler yaklaşık 900.000 adet hücreye ayrılarak ele alınmıştır. Daha sonra sürekli şartlardaki kütlenin korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerji yayınım oranı denklemleri kullanarak çözümler elde edilmiştir. Ayrıca, duvarlardan ısı kaybedildiğini farzederek, bu kaybı karşılayacak sıcak hava odaya üflenerek oda içersindeki sıcaklık dağlımı model için incelenmektedir.

Deney çalışmasında ise geometrik benzerlik ilkesine göre 1,5 x 1 x 1 m3 ebatlarında oluşturulan model içersine taze hava soğuk ve sıcak akış için bir eksenel fan yardımıyla 1,44 m/s hızda üflenmiş, sıcak tel anemometresi ile hız ölçümleri yapılmıştır. Menfez 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 yaşanılan bölge olarak kabul edilen döşemeden 1,8 m yüksekliğe kadar olan mesafede düşük hızlar etkin iken doğal olarak yarık tipli menfez mesafesinde yüksek hızlar etkin olmuştur. Ancak gerek yarık tipli menfezin gerekse bir önceki çalışmadaki kare menfezin konumları konfor bölgesinin çok üzerinde olduğunda konfor şartlarını olumsuz yönde etkilememişlerdir.

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

İç hacimlerde havanın yayılması ve performansı son yıllarda geniş bir araştırma sahası olduğu görülmektedir. Oda içinde hava dağıtılması ve genel prensiplerine girmeden önce genel olarak havalandırma konusunu anlamak ve zamana bağlı gelişimini anlamak gerektirmektedir. Bunun için en iyi yol bu konudaki standartları, kitapları, makaleleri ve broşürleri incelemektir.

TSE'nin yayınladığı "TS 3419/Haziran 1979 Havalandırma ve iklimlendirme tesislerinin projelendirilmesi kuralları" isimli standart havalandırma özellikle de havalandırma esnasında konfor şartları konusunda oldukça geniş bir kaynaktır. Bu kaynakta havalandırma tarifi şöyle yapılmaktadır [1]:

Havalandırma kapalı bir hacimdeki kirlenmiş havayı değiştirmek için ısıtılmadan veya ısıtılarak, doğal akım, etkin basınç ya da mekanik bir etki (vantilatör) yardımıyla, ilgili hacimden hava emilerek dışarıya atılması veya bu hacme taze hava verilmesidir.

Aynı standart, havalandırmayı şu şekilde sınıflandırmıştır:

- Doğal çekimli havalandırma,
- Aralık havalandırması,
- Pencere havalandırması,
- Baca havalandırması,
- Çatı havalandırması,
- Zorlamalı havalandırma.

Zorlamalı havalandırma, kapalı bir hacimdeki kirlenmiş havanın mekanik bir etki yardımıyla suretiyle yapılan havalandırmadır.

Bizim için daha önemli olan zorlamalı havalandırma ise bu standartta şu şekilde sınıflandırılmıştır:

- Vakumlu havalandırma: Bir aspiratörle bir hacimdeki kirli havanın emilerek dışarı atılması suretiyle yapılan havalandırmadır.
- Basınçlı havalandırma: Bir vantilâtör yardımıyla dış havanın (besleme havası) havalandırılacak hacme verilmesi suretiyle yapılan havalandırmadır.
- Birleşik havalandırma: Havalandırılması gereken hacimdeki kirli havanın bir aspiratörle emilerek dışarıya atılması ve buna karşın dış havanın bir vantilatör yardımıyla aynı hacme verilmesi suretiyle yapılan havalandırmadır.
- Üst basınçlı havalandırma: Havalandırılması gereken hacimdeki basınç, sıcaklık etkisiyle belirli bir sınır değerine eriştiğinde, kirli havanın hacimden atılması suretiyle gerçekleşir.
- Geçiş akımlı havalandırma: Düşük oranda kirlenmiş çıkış havasının, havalandırılması gereken hacimden daha hafif koşulları gerektiren başka bir hacme verilmesi suretiyle yapılan havalandırmadır .

TS 3419 Standart'ında bizi asıl ilgilendiren ve havalandırmanın oldukça önemli bir alt konusu olan hava dağıtımı, esintisizlik ve konfor şartları şu şekilde açıklanmıştır:

Hacimde Hava Dağıtımı ve Esintisizlik: Hacimdeki hava dağıtımı, bir havalandırma ve iklimlendirme tesisinin ana amacı olduğundan, besleme havasının hacimlere dağıtımı, kullanma bölgesine veya hacim havasını bozan diğer kaynaklara ulaşacak ve besleme ağızları ile emme ağızları arasında hiç bir kısa devre oluşturmayacak ve ölü bölge bırakmadan tüm hacmi tarayacak şekilde olmalıdır. Havanın dağıtımında, yoğun bir şekilde kullanılan bölgelerdeki hava sıcaklığı esas alınmalıdır ve o mahal türü için izin verilen sıcaklık farkı değerleri aşılmamalıdır.

Hacimdeki hava dağıtımı, hacmin herhangi bir aynı kottaki çalışma yerlerinde aynı andaki sıcaklık farkı, 4ºC'dan daha büyük olmayacak ve hacimde olabildiği kadar düzgün ve etkin bir hava dağıtımı sağlayacak şekilde olmalıdır.

Soğutmalı havalandırma ve iklimlendirme tesislerinde bu sıcaklık farkı, sağlanması istenen değerden en çok 1,5ºC farklı olmalıdır. Isıtmalı havalandırmalı tesislerde, bu fark en çok 2ºC olabilir. Değişmez konumlu oturma yerleri olan hacimlerde insanı rahatsız etmeyecek etkin bir hava dağıtımının sağlanması için hava hızı hava sıcaklığına bağlı olarak şekilde verilen sınır eğrisi değerlerini aşmamalıdır.

Seçilen değer, hiçbir oturma yerinde önden üflemede verilen değerleri aşmamalıdır. Hava akımı, oturanlara kesinlikle önden değil, enseye veya ayaklara gelecek şekilde düzenlenmişse, buradaki hava hızı, 21ºC ve daha düşük sıcaklıklarda 0,15 m/s den daha büyük olmamalıdır. Soğuma şiddetinin belirleyici özelliğini saptayan değer 22ºC'a kadar 6 cal/cm^2 den daha büyük olmamalı ve artan sıcaklıkta da bu değer 5 mcal/cm^2'e düşmelidir. Soğutmasız havalandırma tesislerinde, besleme havasının üfleme sıcaklığı 20ºC olduğunda, esintisizlik de sağlanmalıdır.

Bunun dışında nemlendirmeli havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde, tüm işletme koşullarında bağıl nem değerinin en az % 35 olması için projelendirmede gerekli önlemler alınmalıdır.

Havalandırma konusunda diğer önemli bir standartta "DIN 1946 Teil-2 Raumlufttechnik" (Oda Havalandırma Tekniği Bölüm-2) isimli oda havalandırma tekniklerini ve prensiplerini açıklayan Alman standardıdır [5]. Bu standartta odadaki ısıl yükleri hesaplama yöntemleri kısaca açıklanmıştır. Esas olarak ise çeşitli mahallerde konfor için tavsiye edilen hava miktarları ve ses seviyeleri verilmiştir.

Tablo 2.1: Çeşitli mahaller için önerilen hava miktarları

Mahal	Alınması Gereken Dış Hava Miktarı (m^3/h)	
	Kişi başına (m^3/h)	Birim alan başına (m^3/m^{2}h)
Büro, ofis	40-60	4-6 arası
Sinema, Tiyatro, Konferans Salonu	20	10-20 arası
Sınıf	30	15
Mağaza	20	3-12 arası

İç oda havalandırması ve performansları ile ilgi en yeni ve temel standartlar ise şunlardır; DIN EN 12239:1995 ile DIN EN 12238:2001. TSE'nin Türkçe'sini henüz yayınlamadığı bu standartlarda havalandırma ağızlarından ve bu elamanların isotermik koşullarda performans testinden söz eder [6,7].

Söz konusu deneylerde kullanılan hava, 1,2 kg/m^3 özgül ağırlığında, 20ºC sıcaklığında, 101325 Pa basınçta ve %65 bağıl neme sahiptir. Ayrıca deney

düzeneğindeki çıkış ağızlarının duvar kenarlarına 0,15 m den yakın olmama ve zeminden en az 1,8 m yukarıda olma şartı getirilmiştir

Test odası 7,5 m boyunda, 5,6 m eninde ve 2,8 m yüksekliğinde olması tavsiye edilir. En ve yükseklik arasındaki oran ise 1,5-2,2 arasında olmalıdır. Test sırasında debi istikrarı sağlanmalı ve de bu istikrar +%2 ve -%2 arasında sağlanmalıdır, aynı şekilde test sırasına sıcaklık farkı 2 K'i geçmemelidir.

Söz edilen standartlarda hava geçiş ağızları şu şekilde sınıflandırılmış ve test odasına yerleştirilmişlerdir;

Grup 1: Üç yönlü hava geçiş ağızlarıdır, ızgaralar ve nozullardan oluşurlar.

Grup 2: Radyal akışlı hava geçiş ağızlarıdır, tavan yayıcılarından oluşur.

Grup 3: İki yönlü hava geçiş ağızlarıdır, düz menfezler ve düz yayıcılardan oluşurlar.

Grup 4: Düşük hava hızlarında kullanılan hava geçiş ağızlarıdır

İklimlendirme işleminde temel amaç esas olarak. hava hızı, hava sıcaklığı, bağıl nem ve bunların mahal içerisinde homojen sağlanması temel amaçtır [8].

Örneğin havanın nem değeri %30 dolaylarına düştüğünde solunum işlemi güçleşir ve çeşitli rahatsızlıklar ortaya çıkar. Nemlilik derecesi %60 oranından daha yüksek değerler. Aldığı zaman, insan bedeninden çıkan terin buharlaşması yolu ile oluşan ısı yayılımı önemli ölçüde azalır, ayrıca nemin artmasıyla koku alma gücünün azaldığı tespit edilmiştir. Genel olarak ise sıcaklığın 18ºC ile 20ºC arasında nemin ise %30 ile %70 arasında olması tavsiye edilir. Bu veriler Tablo 2.2' de ayrıntılı olarak ele alınmıştır.

Hava hızı olarak ise 0,3 m/s hızı kabul edilebilir maksimum hava hızı olarak ele alınır. Hougten ve Reinmann isimli araştırmacılar, hızı ve sıcaklık derecesi değiştirilen hava akımlarının etkisine maruz bırakılan bireyler tarafından gösterilen tepkileri incelemiş ve deney sonuçları Tablo 2.3'de görülmektedir [9].

Tablo 2.2: Çeşitli mahaller için önerilen sıcaklık ve nem miktarları

Mahal	Önerilen Bileşke Sıcaklık (ºC)		Önerilen Nemlilik Derecesi (%)
	Kışın	Yazın	Kışın ve Yazın
Oturma salonları	18	23-25	45-60
Yemek salonları, Mutfaklar	18	23-25	45-60
Odalar	18	21-23	45-60
Banyo ve duş mahalleri	21	25-27	45-60
Derslikler,Kütüphane	18	23-25	45-60
Spor ve oyun salonları	15	23-25	45-60
Yüzme Havuzları	23-25	25-27	45-60
Sinema, tiyatro ve umumi yerler	15-18	24-26	45-60
Bürolar	18	24-26	45-60
Butik, dükkan ve mağazalar	18	24-27	45-60
Bankalar	19	24-27	45-60
Hasta odaları	19	19-21	45-60

Ayrıca Almanların insan performansı ve ortam sıcaklıkları ile ilgili tespit ettiği bağıntılar şöyledir; 19-20ºC; en iyi performans, 26ºC'ye ulaşıldığında %20 performans kaybı, 33ºC'ye ulaşıldığında %50 performans kaybı olmaktadır.

Besleme ağzı veya çıkışı ısıtılmış, soğutulmuş, nemlendirilmiş veya nemi alınmış besleme havasının havalandırma mahalline girdiği açıklık dır. Besleme ağızları, salonda yerleştiriliş yerlerine göre yan duvar, tavan, yere yakın duvar tipi olarak adlandırılırlar. Ancak bunların pratikte birçok tasarımının bulunması nedeniyle, daha doğru olarak belirlenmeleri konstrüksiyon özelliklerine göre yapılır [10].

Tablo 2.3: Mahaldeki hava hızının bireylere etkisi

Mahal Ortamı Hava Hızı (m/s)	Bireyler Tarafında Gösterilen Tepki	Uygulama Alanı
0-0,1	Uygunsuz bulunur boğulma hissi görülür	Ender olarak kullanılır
0,1-0,2	Tepki uygun niteliktedir	Konfor uygulamalılarında şıkça kullanılır
0,2-0,3	Oturan insanlar için uygunsuz duran veya gezinen insanlar için uygun	Bu hava hızı mağaza, banka gibi yerlerde kullanılır
0,3 ve üstü	Hava akımlar rahatsızlık verir.	Endüstriyel uygulamalarda kullanılır

Hava besleme ağızları beş grupta toplanabilir:

- A grubu; havayı yatay olarak veren tavana veya tavan yanına monte edilmiş ağızlar. Bu tip çıkış elemanları ile en küçük durgun hacimle, salon içindeki sıcaklık değişimleri en aza indirgenir. Bunun yanı sıra B grubu çıkışlardan daha küçük bir durgun bölgeye sahiptirler.
- B grubu; açılmayan bir jet ile havayı düşey olarak veren, döşemeye veya döşeme yanına monte edilmiş ağızlar.
- C grubu; açılan bir jet ile havayı düşey olarak veren, döşemeye veya döşeme yanına monte edilmiş ağızlar.
- D grubu; havayı yatay olarak veren, döşemeye veya döşeme yanına monte edilmiş ağızlar.
- E grubu; birincil havayı düşey olarak püskürten, tavana veya tavan yanına monte edilmiş ağızlar. Bu tip çıkışlarda serinletme esnasında toplam hava bütün döşemeyi takip ederek, tavan yanında durgun bölge oluşturur.

Doğal ısı taşınım akımları serinletme işleminde tavanın aşağısında, ısıtmada ise döşemenin yukarısında durgun bölgeler oluştururlar. Bu bölgeler ısıtma sırasında toplam havanın terminal hız noktasının aşağısında, serinletme sırasında ise yukarısında oluşurlar. Bu bölgenin doğal ısı akımlarından oluşmasından dolayı hava hızları genelde azdır (yaklaşık 0,1 m/s) ve artan sıcaklık katmanlarında hava tabakalaşır. Ilık ve soğuk yüzeylerden doğal ısı taşınım akımlarını ve iç ısı yüklerini

kapsamasından ötürü, çıkış ağızlarının seçiminde ve uygulamalarında, durgun bölge kavramının önemi büyüktür.

Çıkış ve Dönüş ağızları ile ilgili şu bilgiler verilir:

Ağızlar besleme havasının devrini en az yapacak şekilde yerleştirilmelidir. Şayet hava tavandaki jetler ile besleniyorsa, egzoz ağızları jetlerin arasında veya salonun diğer tarafına, hava jetlerinden uzak bir yere yerleştirilmelidir. Dökümhane, bilgisayar odaları, tiyatrolar, barlar, mutfaklar, yemek salonları ve klüp odaları gibi yükseklikleri boyunca sıcaklığın tabakalaşması olabilen hacimlerde, egzoz ağızları, ılık havayı, kokuları ve dumanı çekebilmesi için tavan yakınına yerleştirilmelidir.

Bir dönüş ağzı, salon hava hareketinin sadece ağzın yakın çevresini etkiler. Ortamın serinletilmesi sırasında en sıcak havanın, ortamın ısıtılması sırasında ise en soğuk havanın geri dönebilmesi için giriş ağzı, durgun bölge içinde yerleştirilmelidir. Değişik tip çıkış ağızlarından dolayı oluşan durgun bölgenin bağıl büyüklüğüne bağlı olması nedeniyle, yerleştirme konumunun yeri önemlidir.

Yer değiştirmeli havalandırmada, salonda kullanılan bölgede istenen salon sıcaklığından biraz daha düşük sıcaklılıktaki şartlandırılmış hava, küçük hava hızlarında (0,5 m/s veya daha az), hava çıkış ağızlarından sağlanır. Çıkış ağızları döşemede veya döşeme yanında bulunur ve bu ağızlardan besleme havası salonda kullanılan bölgeye doğrudan doğruya gönderilir. Salonda ılık havanın alındığı emme (egzoz) ağızları ise, tavana veya tavan yakınına yerleştirilir.

Tek yönlü havalandırma uygulanacaksa bir ortamın havalandırılmasında, hava, ya tavandan beslenir ve döşemeden çıkar veya tam tersi olur, yada hava bir duvardan beslenir ve karşı duvardaki emme ağzından çıkar.

Yerel hava uygulamalarında ise, hava örnek olarak ofislerde masaların, tiyatro ve sinemalarda koltukların veya endüstriyel binalarda çalışma yerlerinin bulunduğu bölgelere yerel olarak beslenir. Dönüş ağızlarları için önerilen hava hızları aşağıdaki gibidir.

Yayıcılarda önemli bir konuda hava atış mesafesidir. Bir jetin atış mesafesi, yayıcı çıkış ağzı ile akış kesitindeki maksimum hızın belirlenen bir terminal hıza düştüğü nokta arasındaki uzaklığa eşittir. Bütün yayıcılar için terminal hız 0,25 m/s olmasına rağmen, sadece tavan tipi yarıklı yayıcılarda terminal hız 0,5 m/s olarak alınır.

Tablo 2.4: Çeşitli dönüş ağızları elemanları ön yüzünde önerilen hava hızları

Dönüş ağzının yerleştirme yeri	En büyük hız m/s
Kullanılan bölgenin yukarısında	4,0'den fazla
Kullanılan bölgenin içinde, koltuklardan uzakta	3,0-4,0
Kullanılan bölgenin içinde ,koltuklara yakın	2,0-3,0
Kapı veya duvar panjuru	1,0-1,5
Kapı altı	1,0-1,5

Hava ile ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemindeki hava yayılımının amacı, şartlandırılmış salonda döşeme seviyesinin yaklaşık 1,8 m üzerindeki kısımda, salonda kullanılan bölge içinde sıcaklık, nem ve hava hareketinin uygun bir bileşimini oluşturmaktadır Miller tarafınadn yapılan bir çalışmada konfor şartlarının elde edilebilmesi amacıyla, kabul edilebilir hava cereyanı sıcaklığı için standart sınırlar verilmiştir. Hava cereyanı sıcaklığı, hava sıcaklığının, hareketin ve bağıl nemin insan vücuduna fizyolojik etkilerinin bir bileşiminin yardımıyla tanımlanır. Kabul edilen standartlardan farklılıklar, bu hacimlerde bulunan insanların konforlarının bozulmasına neden olur [11].

Hacimde üniform şartların eksikliği veya hacmin belirli bir bölümünde bu şartların aşırı değişimi, konforun bozulmasına neden olan diğer durumlardır. (1) salonun hava sıcaklığının ani değişimleri (2) aşırı hava cereyanları, (3) değişik yerlerdeki yük ihtiyaçlarına göre havanın taşınma veya dağıtılması sorunları, (4) veya oda sıcaklığının çok hızlı değişimleri, konfordaki bu tür bozulmaları ortaya çıkarır.

Koestel ve arkaaşları, hava hareketinin konfora etkisini incelemiş ve nem ile ısı ışınımının etkilerini sabit kabul ederek, hava cereyanını hem hava hareketi hem de hava sıcaklığından dolayı vücudun herhangi bir yerinde bölgesel olarak hissedilen serinlik veya ılıklık olarak tanımlamışlardır [12].

Hougen ve arkadaşları, bir ortamda belirli bir hava cereyanı şartına karşı gelen, bu Hava cereyanı ılıklığı veya serinliği, salon ortasında 24ºC değerindeki kuru termometre sıcaklığının, döşemeden 750 mm yukarıda ve havanın 0.,5 m/s hızla hareket ettiği durumların sağlandığı, kontrollü oda şartlarının yukarısında veya aşağısında ölçülerek belirlenmiştir.ortamda bulunan insanların hoşnut olmamaları yüzdelerine ait verileri sunmuştur [13].

Koestel ve arkadaşları, yaptıkları bir çalışmada bu verileri yorumlamışlardır. 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. Genellikle 0,25 m/s değerinin altındaki salon hızları tercih edilir; ancak şekilde görüldüğü üzere daha yüksek hızlarda kabul edilebilir. Ayrıca salonda bulunan insanların %20'ye yakın kısmı ayak bileği-oturma seviyesinde, 2ºC'lik sıcaklık gradyenini kabul etmezler [14].

Kabul edilebilir iç hava kalitesi havalandırma konusu içinde önemli bir tanımdır, kabul edilebilir iç hava kalitesi, içerisindeki bilinen kirletici derişiklikleri, yetkili otoritelerce belirlenen sınırların üzerinde olmayan ve söz konusu havaya maruz olan insanların çoğunun (%80 veya daha fazlasının), hoşnutsuzluk belirtmediği havanın durumu olarak tanımlanmaktadır [15].

Bir araştırmaya göre havalandırma ile ilgili sorunların %70'i menfezlerden kaynaklanmaktadır. Menfez seçimi için her duruma uygun kesin kurallar koymak mümkün değildir. Özellikle, yüksek ısıtma veya soğutma yükü olan karmaşık geometrik ölçülere sahip mahallerde güçlüklerle karşılaşılmaktadır. Çok alçak ve çok yüksek tavanlı mahaller, içinde balkon bulunan salonlar, sarkan kirişli veya tavan yüksekliği değişken mahaller, konser salonları, ses stüdyoları, vb. zor mahallerdir. Böyle durumlarda bir model mahal oluşturarak deney yapmak en iyi çözümdür. Menfez üreticisi firmaların pek çoğunda böyle bir deneyi yapmak için gerekli donanım vardır. DIN EN 12238 ve 12239 normları bu deneylerin nasıl yapılacağını tanımlamaktadır [16].

Hava dağıtımını sağlayan dağıtıcı menfezlerden genel olarak beklenen şunlardır:

- Gerekli hava debisini vermesi
- Havanın mahal içinde yayınımının sağlanması
- Rahatsız edici hava akımları oluşturmaması
- Havayı doğrudan toplayıcı menfezlere göndermemesi
- Gürültü oluşturmaması
- Mimari tasarımın uygun olması

Bir mahalde dağıtıcı menfezlerle verilen hava, normal olarak toplayıcı menfezlerle geri alınır. Dolayısıyla mahal içinde bir hava hareketi söz konusudur. Bu hava hareketi, kendini , birinci ve ikinci hava akımları olarak göstermektedir. Bu hava akımlarının mahal içinde bulunan insanları rahatsız etmemesi gerekmektedir. Menfez seçiminde ve yerleştirilmesinde dikkat edilmesi gereken en önemli hususun bu olduğu söylenebilir.
Ayrıca yaşanılan bölgenin (occupied zone) Döşemeden 1,70 m (veya 1,80 m) yüksekliğe kadar çıkan, duvarlara 15 cm'ye kadar yaklaşan, mahal içinde insanların bulunduğu kısım olduğu tanımı yapılmıştır.

Burada en önemli konulardan birisi de menfezlerin sınıflandırılmasıdır. Menfezler farklı açılardan sınıflandırılabilirler:

Bulundukları yere göre;

- Tavan menfezler,
- Duvar menfezleri,
- Süpürgelik üstü menfezler,
- Döşeme menfezleri,

Hava akış yönüne göre;

- Dağıtıcı menfezler; genellikle şartlandırılmış havayı mahal içerisine veren menfezlerdir. Kanatlı menfezler, damperli kanatlı menfezler, yarık tipli

yayıcılar (slot), dört yönlü yayıcılar (anemostad), girdap akışlı yayıcılar (swirl difüzör) ve jet menfezler önemli dağıtıcı menfez türlerindendir. Yarık yayıcılar, döner havalı yayıcılar ve jet menfezler çağdaş yapılarda, giderek daha çok kullanım alanı bulan menfezlerdir.

- Toplayıcı menfezler; genellikle mahal havasını veya mahal havasının istenmeyen bir bölümünü mahalden emen menfezlerdir. Kullanım amacına göre dönüş havası menfezi veya egzoz menfezi olarak adlandırılabilirler.
- Transfer menfezleri; genellikle duvarlara ve kapılara konulan ve havanın artı basınçlı bir mahalden eksi basınçlı (veya daha az artı basınçlı) komşu mahale geçmesini sağlayan menfezlerdir.

Havalandırma işleminde odadaki havanın iki türlü hareketi söz konusudur. Bunlar deplasmanlı hareket ve karışım hareketidir. Deplasmanlı akışta odaya beslenen hava bir piston gibi hareket eder ve ideal durumda hiçbir karışıma meydana gelmeden odayı süpürerek hacimden çıkar.Karışmalı havalandırmada ise besleme havası mahal havasıyla tamamen karışır ve odadaki kirli havayı seyreltir. Genel olarak havalandırma ise üçe ayrılır [17].

- Doğal hava girişi, mekanik hava çıkışı
- Mekanik hava girişi, doğal hava çıkışı
- Mekanik hava girişi ve mekanik hava çıkışından oluşan dengeli havalandırma.

Havalandırma yöntemlerinin kullanımında ise çeşitli tablolar ve kataloglar uygulamada kolaylık sağlarlar.

Havalandırma tesisatının uç noktasında menfez veya yayıcı adını verdiğimiz havalandırma açıklıkları bulunur. Bu açıklıklardan odalara hava beslenir veya egzoz havası çekilir. Öncelikle mahalle verilen hava yeterli olmalı ve odadaki yaşam bölgesinde(döşemeden 1,80 m yüksekliğe kadar olan bölge, bu bölgede özellikle ense yüksekliği olarak tanımlanan bölge kritiktir) yarattığı ses, basınç düşmesi, üflenen havanın hızı ve üflenen hava ile oda sıcaklığı arasındaki fark istenen ölçülerde olmalıdır. Örneğin bu bölgede hava hızı 0,2 m/s değerinden fazla olmamalıdır ve genellikle 0,13-0,18 m/s arasında tercih edilir

Bir odada kullanılan temel havalandırma açıklıkları menfez, tavan yayıcıları, yayık tipli menfezler ve delikli tavan olarak saymak mümkündür. Bunların dışında jet tipi üfleme ağızları ve valf tipi egzoz ve üfleme açıklıkları sayılabilir. Menfezlerin yerleştirilmesi oda boyutlarına bağlıdır. Diğer önemli bir husus havanın en yakın yüzeye yapışması etkisidir (coanda), eğer hava yatay düzleme, örneğin tavana paralel olarak üflenirse, hava jeti ile tavan arasında bir negatif basınç olur. Bu basıncın etkisiyle jet tavana yapışır. Söz konusu etki, özellikle soğuk hava üflendiğinde önem kazanır. Mümkün en büyük etkiyi yaratabilmek için, hava her menfezden küçük miktarda bütün tavan boyunca düzgün olarak hızlı bir biçimde üflenmelidir. Havanın en yakın yüzeye yapışması etkisi, hızın 0,35 m/s değerinin altına inmesi halinde tamamen kaybolur.

Kısaca önemli menfez ve yayıcı tipleri tanımlanırsa;

Kare tavan yayıcıları (anemostat); Bu türlerin kanatları sabittir ve tavana 4 yönde yatay besleme havası üflemekte kullanılırlar. Tavanın merkezinde yerleştirilmeleri uygundur. Sıcak ve soğuk havayı aynı mükemmellikte besleyebilirler.

Duvar tipi dikdörtgen havalandırma menfezleri; Bu tiplerin en uygun kullanım yerleri duvarın üst kotlarıdır. Kanatları ayarlanabilir ve hem egzoz hem de beslemede kullanılırlar. Ancak tavana yerleştirilerek düşey yönde hava üflemeleri konfor uygulamasında genellikle kabul edilmez.

Ayarlanabilir kanatlı tavan yayıcıları; Bu tiplerde havanın en yakın yüzeye yapışması etkisi önemlidir. Kanat pozisyonları belirli bir konuma gelinceye kadar havanın en yakın yüzeye yapışması etkisi sürer ve atılan hava tavana yapışır. Bundan sonra kanatlar daha da açılırsa, hava üflemesi düşey doğrultuda gerçekleşir, bu yüzden geniş bir kullanım alanı vardır.

Yarık tipli yayıcılar (slot difüzör); Bu yayıcılar bir veya daha fazla ince uzun yarık şeklinde çıkış elemanlarıdır. Dik akışlı olanları en iyi duvar uygulamalarında kullanılırlar.

Girdap akışlı yayıcılar (swirl difüzörler); Bu tiplerde besleme havası mahal havasına çabuk karışır. Büyük hava değişim sayıları veya büyük soğutma yükleri söz konusu olduğunda rahatlıkla kullanılabilirler. Besleme havası, menfez boğazına genellikle 1-3 m/s hızla girer ve özel form verilmiş kanatlar aracılığı ile radyal ve yatay doğrultulu çok sayıda hava jeti olarak menfezden çıkar.

Jet menfezler; Büyük ve yüksek tavanlı yerlerde üfleme havasının yaşam bölgesine ulaştırmak için uzun atış mesafelerine sahip oldukları için uygundurlar, 30 m' ye varan atış mesafelerine sahiptirler.

Bu bilgiler ışığında, menfez seçimi ve yerleştirilmesinde izlenecek yöntem özetlenirse;

- Her hacme üflenecek hava miktarı belirlenir.
- Her hacme konulacak menfez sayısı ve tipi belirlenir . Bunun için gerekli hava miktarı, atış için kullanılabilecek mesafe, mimari ve yapısal faktörler gibi etkenler göz önüne alınır. Bu amaçla aşağıdaki tablo yardımcı olabilir veyahut üretici firmaların sunduğu kataloglardan yararlanılabilir.

- Menfezlerin oda içerisinde havayı mümkün olduğunca homojen ve düzgün olarak dağıtılabilecek biçimde yerleştirilir.
- Üretici kataloglarından hava miktarı, çıkış hızı, dağıtım biçimi ve ses düzeyi gibi performans bilgilerini kontrol ederek uygun boyutta menfez seçilir

Oda havası dağıtımının incelenmesinde iki yol mevcuttur, deneysel çözüm ve nümerik çözüm. Bu çözüm yöntemlerinden nümerik çözüm kolay ve masrafsız uygulanması nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak deneysel çözüm hala daha kesin ve güvenilir bir çözüm olduğu da aşikardır [4].

Deneysel yöntemde birebir model veya küçültülmüş model kullanılabilir. Özellikle üniversitelerde deneysel yöntemler yaygın bir şekilde yapılmakta olup, bu konuda birçok makale yayınlanmıştır. Bu tür çalışmalar incelendiğinde üzerinde çalışılan odaların çok değişik boyutlarda oldukları görülür.

Deneysel yöntemin kesinliğine ve güvenilirliğine karşın nümerik çözüm bilgisayarların ve programların gelişmesi ile her geçen gün daha fazla kullanılmaktadır. Nümerik çözüm için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD: computational fluid dynamics) programları kullanılmaktadır. Bu programlar, Navier-Stokes, enerji, kütle, konsantrasyon ve türbülans akış için transfer denklemlerini baz almaktadır. Bu denklemleri çözerken çeşitli modeller kullanılır. Bu modellerden gerekli olanlar ileride anlatılacaktır.

İç hacimlerde havanın yayılması ve performansı konusunda çok sayıda çalışma yapılmış ve makale yayınlanmıştır. Bu çalışmalarda şunlar yapılmıştır;

Zhang ve arkadaşlarının 1990 yılında yaptıkları bir çalışmada hava hareketlerin çözüm yöntemleri olan tam ölçüler, küçültülmüş ölçüler ve nümerik metot yöntemlerine değinilmiştir. Metot olarak küçültülmüş model yöntemi uygulanmış ve 38 x 30x 7 ft'lik bir oda 1/12 ölçeğine indirgenmiştir [18].

Zhang ve arkadaşlarının 1990 yılında yaptıkları bir başka çalışmada non-izotermal akış incelenmiş, tam ölçüler metodu ile 24 x 18 x 8 ft'lik bir test odası kullanılmıştır [19].

Miller ve arkadaşlarının 1972 yılında yaptıkları bir çalışmalarında tam ölçüler metodu kullanılmış ve ele alanan test odası 20 x 12 x 9 ft ölçülerindedir ve çalışma iki bölüm halinde gerçekleştirilmiştir [20,21].

Miller ve arkadaşlarının 1969 yılında yaptıkları bir başka çalışmalarında tam ölçü yöntemi kullanılmış ve 20 x 12 x 9 ft ölçülerindeki bir ofis odasında tavandan hava beslemesi incelenmiştir [22,23].

Son yıllarda da gerek yurt içinde gerekse yurtdışında buna benzer birçok çalışma yapılmıştır.

Özcimler, ve arkadaşlarının 2007 yılında yaptıkları bir çalışmalarında mobilyalı bir ofis odası içindeki sıcaklık dağılımının iklimlendirme şartlarına göre değişiminin deneysel olarak incelenmesi [24].

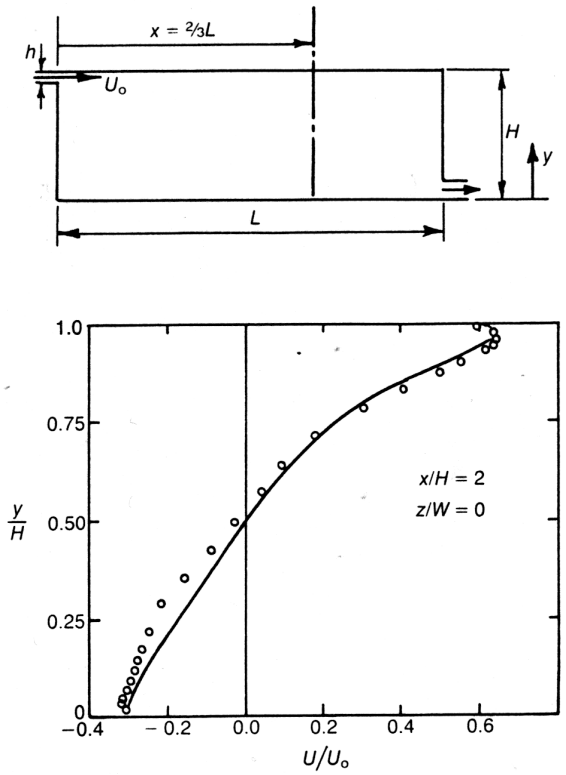
Diğer bir çalışmada ise bir odada tavandan yüksek debili bir yayıcının hava vermesi, zeminde ise hava emilmesi durumunda yayıcıların performansının analizi yapılmıştır [25].

Bunların yanında son yıllara çeştli yayıcı tiplerinin hoda içi hava dağılımını konu alan bir çok çalışmalar yapılmıştır [26-28].

Yukarıda açıklandığı gibi kapalı bir hacimde özelliklede ofis yahut meskenlerde hava yayılımı konusunda son yıllarda bir çok araştırmalar yapılmış ve halen daha teknolojinin artmasıyla beraber bu araştırmalar yeni yöntemlerle beraber artarak devam etmektedir. Bu bağlamda CFD programlarının geliştirilmesi için büyük bir ilgi oluşmuş ve önem kazanmıştır. Bu CFD programlarının çoğu Navier-Stokes denklemleri, kütlenin, enerjinin ve momentumun korunumu denklemleri ile aynı zamanda türbülans kinetik enerjisine ve türbülans kinetik enerjisi yayınım 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 [3]. 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:

Nielsen, SIMPLE algoritması ve hibrid sayısal yöntemini içeren TEACH bilgisayar programını kullanarak hız bileşenleri, k ve ε'a ait taşınım denklemlerini iki boyutta çözmüştür [29]. 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 edebilmekti. 89,3 mm kare kesitli (yüksekliği, H ve

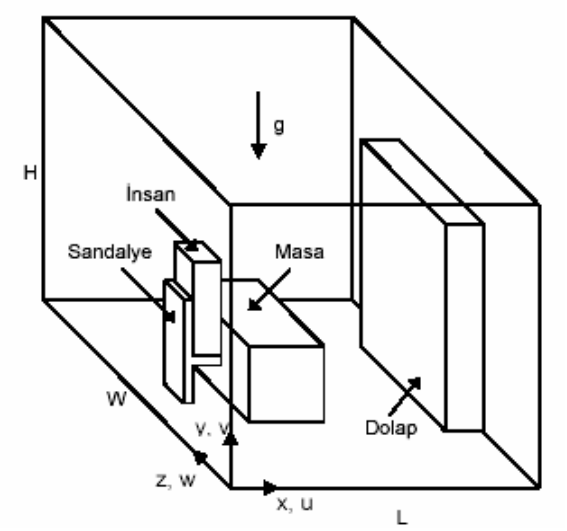
eni, B aynı değerde olup 89,3 mm) ve boyu bu değerin üç katına eşit olarak yapılmış kapalı bir hacim oluşturulmuş ve elde edilen tahmini değerler, deneyler sonucu bulunan değerlerle karşılaştırılmıştır. Hava kapalı hacme 5 mm yüksekliğinde ve farklı iki genişlikte olan tavana komşu bir yarıktan üflenmiştir. 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 5000 ila 10.000 arasında kullanılmıştır. Şekil 2.1'de 2/3 x L mesafede üfleme yarığının merkezi boyunca x-y düzlemindeki hız profillerinin ölçülen ve hesaplanan değerlerinin bir karşılaştırması yapılmıştır



Şekil 2.1: 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. Bunun yanında jet üfleme açısının değişiminin maksimum geri dönüş hızlarına etkisi ve yarık yüksekliğinin kapalı hacmin yüksekliğine oranının (h/H) maksimum ters hızlara etkisi bulunmaya çalışmıştır.

Kuas ve arkadaşlarının 2002 yılında yaptıkları bir çalışmada ise Şekil 2.2'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 kütlenin korunumu, türbülanslı momentum, türbülanslı enerji, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans kinetik enerjisinin yayınım 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 [30].



Şekil 2.2: Araştırılan odanın şematik görünümü

Müllejans, Archimedes sayısının hava hareketine etkisini göstermek için geometrik olarak benzer üç tane oda oluşturmuştur [4]. L, H ve B harfleri sırasıyla test odalarının uzunluk, yükseklik ve genişliğini göstermek üzere; bire bir 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.

$$\mathrm{Ar} = \frac{g D_h \Delta T_o}{T_m U_r^2}; \qquad \textbf{(2.1a)}$$

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

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

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

$$Re = \frac{D_h U_r}{\nu} \quad \text{olarak verilmektedir.} \qquad \textbf{(2.2)}$$

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 [4].

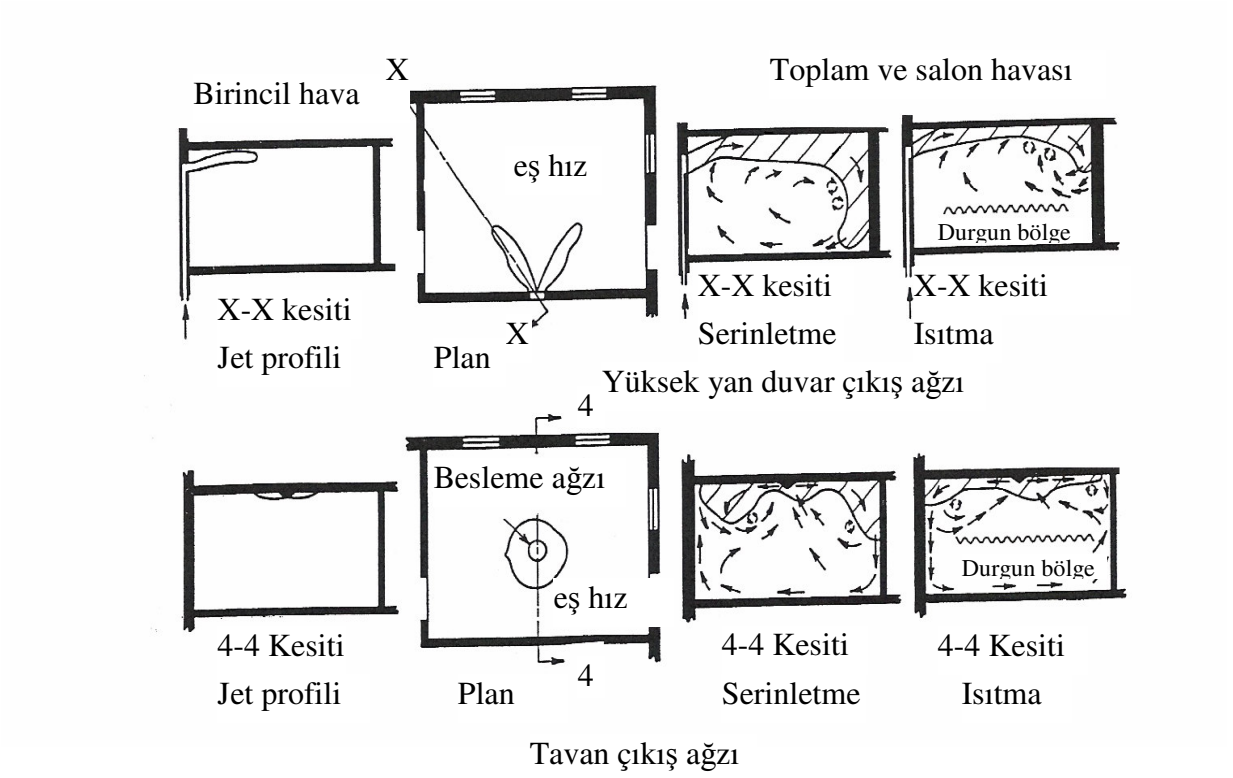
Chung ve Hsu' nun çalışmalarında, iki giriş iki çıkış olmak üzere farklı konumlarda yerleştirilen yayıcılarda oluşturulmuş farklı havalandırma yöntemlerinin havalandırma verimlerini araştırmışlardır. Öncelikle, hava akışını ve havalandırma performansını görmek için sayısal simülasyon yapmışlardır. Daha 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. CO_2 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 [31,32].

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 [33].

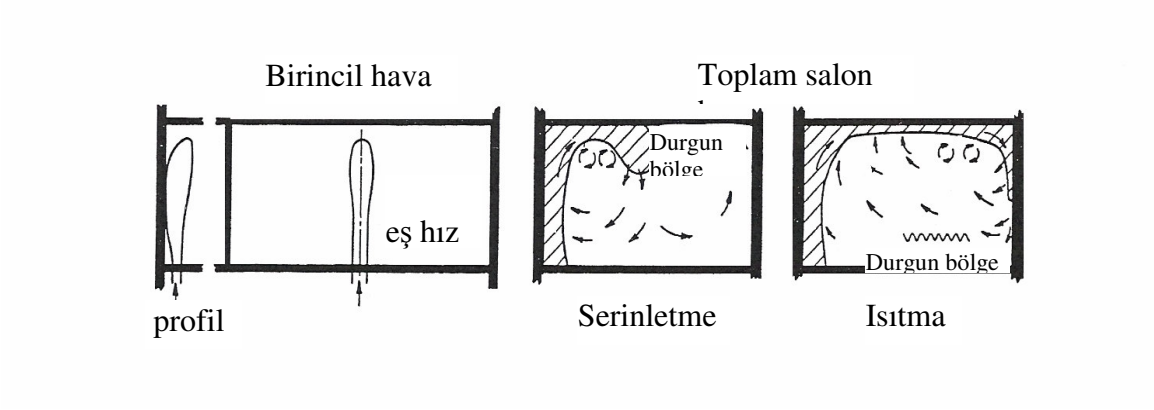
Straub ve arkadaşları, tipik hava besleme ağızları ve bunların performanslarını incelemiş ve hava besleme ağızlarını beş grupta toplamışlardır [34].

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



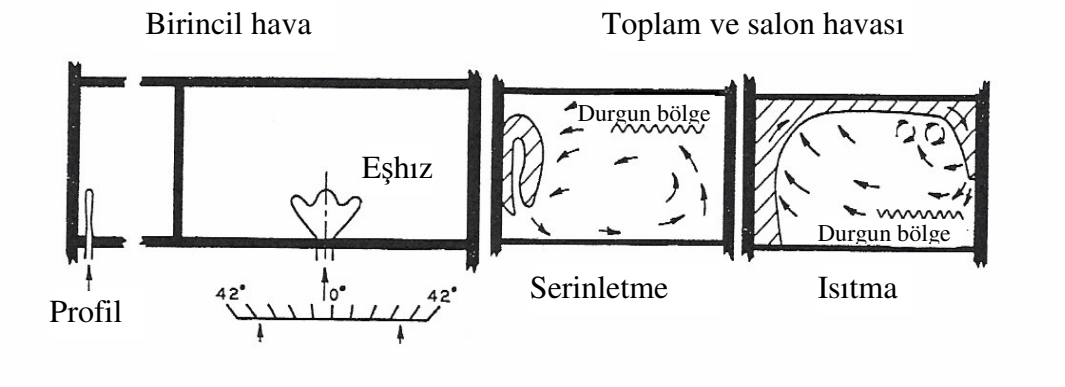
Şekil 2.3: A Grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri

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



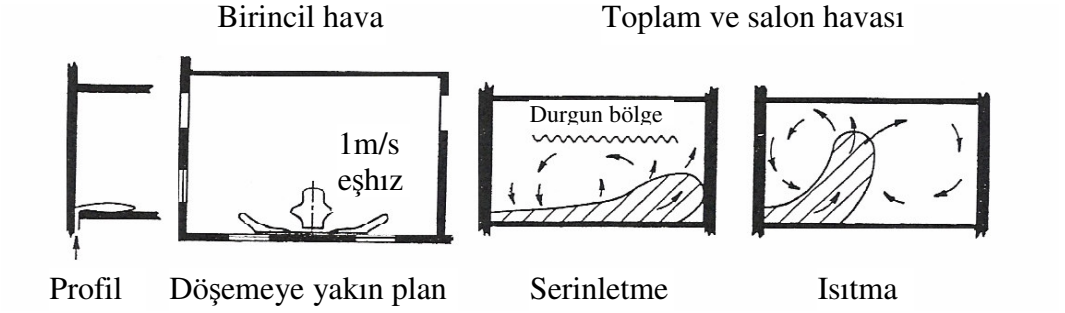
Şekil 2.4: B Grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri

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



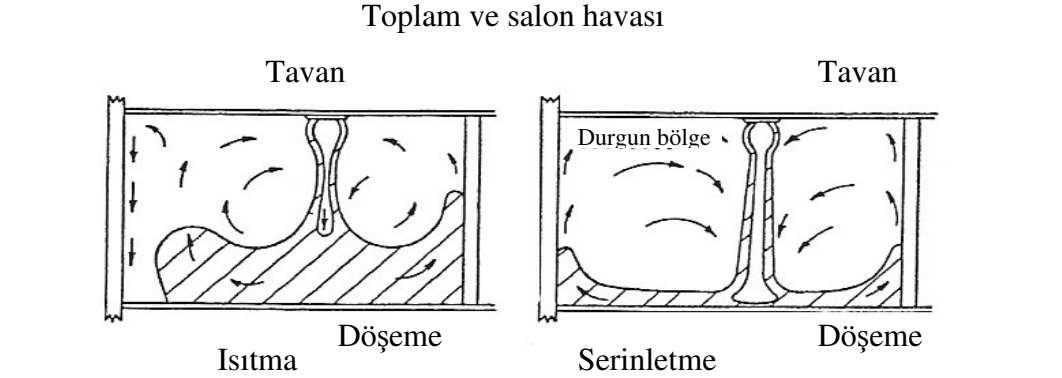
Şekil 2.5: C Grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri

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



Şekil 2.6: D Grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri

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



Şekil 2.7: E Grubu besleme ağzı çıkışlarının hava hareketleri

Tanımlanan bu beş grup besleme ağzındaki hava çıkışlarının salon içindeki hava hareketlerinin karakteristikleri Şekil 2.3-Şekil 2.7'de görülmektedir. Bu şekillerde dış duvarlar kalın çizgilerle belirtilmiştir. Buradaki gözlemlerden salon içinde hava yayılması ile ilgili aşağıdaki esaslar belirlenmiştir.

- Bu şekillerde taranmamış zarflarla gösterilmiş olan, besleme ağızlarından çıkan birincil hava, 0.,75 m/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 0,75 m/s değerinin altında olmamak üzere nispeten yüksek hızdadır, buradaki hava sıcaklığı ise genellikle salon sıcaklığından ±0,5ºC 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 ağzı, salon hava hareketinin sadece ağzın yakın çevresini etkiler. Ortamın serinletilmesi sırasında en sıcak havanın, ortamın ısıtılması sırasında en soğuk havanın geri dönebilmesi için giriş ağzı, 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.

Buraya kadar değinilen belli başlı çalışmaların yanı sıra daha bir çok ilgili çalışma derlene bilinir Bu çalışmalarda çok çeşitli yöntemler denemiştir. Bu çalışmalarda genellikle içi boş mekanlar üzerinde çalışmalar yapılmış, mekan içinde nesnelerin bulunduğu durumlar fazla araştırılmamıştır.

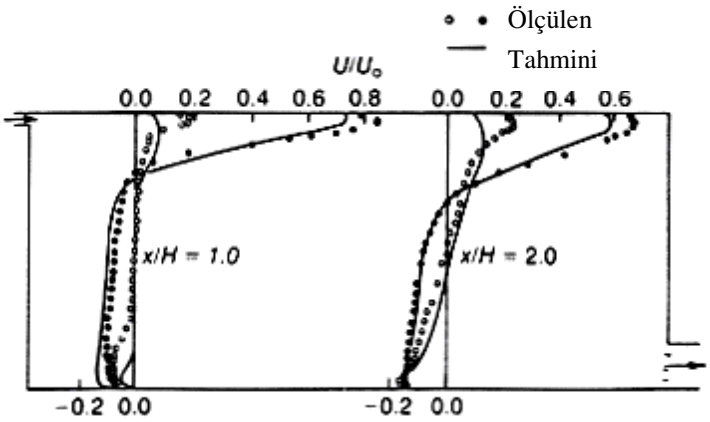
Hjertger ve Magnussen, yaptıkları çalışmada kapalı mekan içersindeki türbülanslı serbest ve duvar jetlerinin üç boyutlu eş sıcaklıklı (isothermal) akışlarını hesaplamak için, momentum ve iki türbülans parametresine (k,ε) ait taşınım denklemlerini çözmüştür [35]. İlk durumda, hava jeti kare bir yarıktan 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 ağ noktalarıyla modellenmiştir. Üfleme tarafındaki türbülans kinetik enerjisi (k_o), türbülans hızı ve Denklem (2.3) yardımıyla hesaplanmıştır. Bu denklemde türbülans şiddeti (I_u) ile gösterilmekte olup "o" alt indisi üfleme tarafındaki değerleri göstermektedir .

$$k_o = 1{,}5\, I_u^2\, U_o^2 \; ; \qquad I_u = \overline{u'}/U_o \tag{2.3}$$

Yayınım oranı (ε_o) ise Denklem (2.4)'de uzunluk ölçeğinin 0,1 x (açıklığın genişliği) alınmasıyla hesaplanmıştır. Burada l_o üfleme tarafındaki karışım uzunluğunu ve C_μ ise sabit bir değeri (0,09) göstermektedir.

$$\varepsilon_o = C_\mu k_o^{1.5}/l_o \tag{2.4}$$

Duvar jeti durumunda, yüksekliği h = 0,056 x H (burada H kapalı hacmin yüksekliğini belirtmekte olup 89,3 mm dir.) ve genişliği b = 0,5 x 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 $\mathrm{Re} = u_0 d/v \approx 1{,}2\mathrm{x}10^4$), duvar jet için ise efektif üfleme hızı olarak 15m/s (burada $\mathrm{Re} = U_0 h/v \approx 5\mathrm{x}10^3$) kullanılmıştır. Duvar jeti durumu için kapalı mekandan x/H=1 ve 2 durumlarına ait tahmini hız profilleri Şekil 2.9'da görülmektedir.



Şekil.2.8: Tahmini ve ölçülen hız profilleri

3. İÇ HACİMLERDE HAVALANDIRMANIN ESASLARI

3.1 Havalandırma Yöntemleri

Litaratür kısmında değinilen havalandırma yöntemlerini kısaca özetlersek

- Havalandırmayı şu şekilde sınıflandırmıştır [1];
- Doğal çekimli havalandırma
- Aralık havalandırması
- Pencere havalandırması
- Baca havalandırması
- Çatı havalandırması
- Zorlamalı havalandırma:

Bizim için daha önemli olan zorlamalı havalandırma ise bu standartta ise şu şekilde sınıflandırılmıştır:

- Vakumlu havalandırma,
- Basınçlı havalandırma,
- Birleşik havalandırma,
- Üst basınçlı havalandırma,
- Geçiş akımlı havalandırma.

Havalandırma ile ilgili birçok tanım ve sınıflandırma yapılabilir olsa bile yukarıdaki tanım ve sınıflandırma genel kabul görmektedir.

3.2 Havalandırma Miktarları

Genel olarak havalandırmayı tanımladıktan sonra gerekli hava miktarını tayin ederek oda içi havalandırma sistemlerini dizayn etmeye başlayabiliriz.

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 .

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 .

Tablo 3.1: Ticari tesisler için (ofisler, dükkanlar, depolar, oteller, spor tesisleri) tavsiye edilen dış hava miktarları [2].

Hesaplanan Minimum Dış Hava İhtiyacı				
Uygulama	İnsan sayısı (Kişi/100 m^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. Motorların çalıştığı standlar, motor egzozunu dışarı zorlamış olarak atan sistemleri içermelidir. Kirletici sensörleri havalandırmanın kontrolü amacı ile kullanılabilir.
Servis istasyonları				
Kapalı garajlar			7,5	
Otomobil tamirhaneleri			7,5	
Alışveriş merkezleri satış katları ve sergi 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 alanlarının bakımı için içten yanmalı motorlu araçlar kullanılıyorsa havalandırma miktarı arttırılmalıdır.
Oyun salonları	70	13		
Buz pisti (oyun alanları)			2,5	Nem kontrolü için daha yüksek değerler gerekebilir.
Yüzme havuzları			2,5	
Oyun katları	30	10		
Disko ve balo salonları	100	13		
Bowling salonları	70	13		

Tablo 3.1: (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/100 m^2)	L/s kişi	L/s m^2	Açıklamalar
Oteller, moteller, dinlenme yerleri, yurtlar				Odaların boyutlarından bağımsız olarak. L/s oda
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 yapılıyorsa meydana gelen enfiltrasyon yeterli havalandırmayı sağlar.
El işleme	10	8		
Fotoğraf stüdyosu	10	8		
Karanlık oda	10		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 .

Tablo 3.2: Tavsiye edilen saatteki hava değişim sayıları

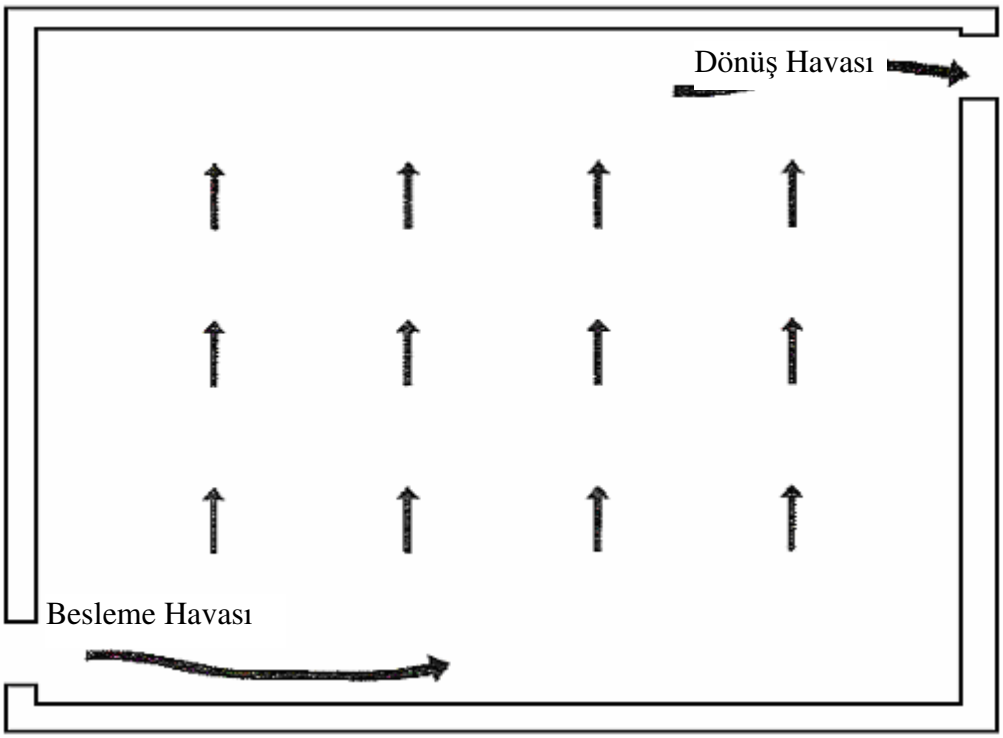
Odanın özellikleri	Saatteki hava değişim sayısı	Tavsiye edilen havalandırma yöntemi	Odanın özellikleri	Saatteki hava değişim sayısı	Tavsiye edilen havalandırma yöntemi
Toplantı salonları	4-8	Egzoz	Mutfaklar, domestik	15-25	Egzoz
Oditoryumlar	6-8	Egzoz ve besleme	Mutfaklar, ticari	15-30	Egzoz, ekipmanı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

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 .

3.3 Menfezler, Yayıcılar ve Bunların Hava Yayılımına Etkileri

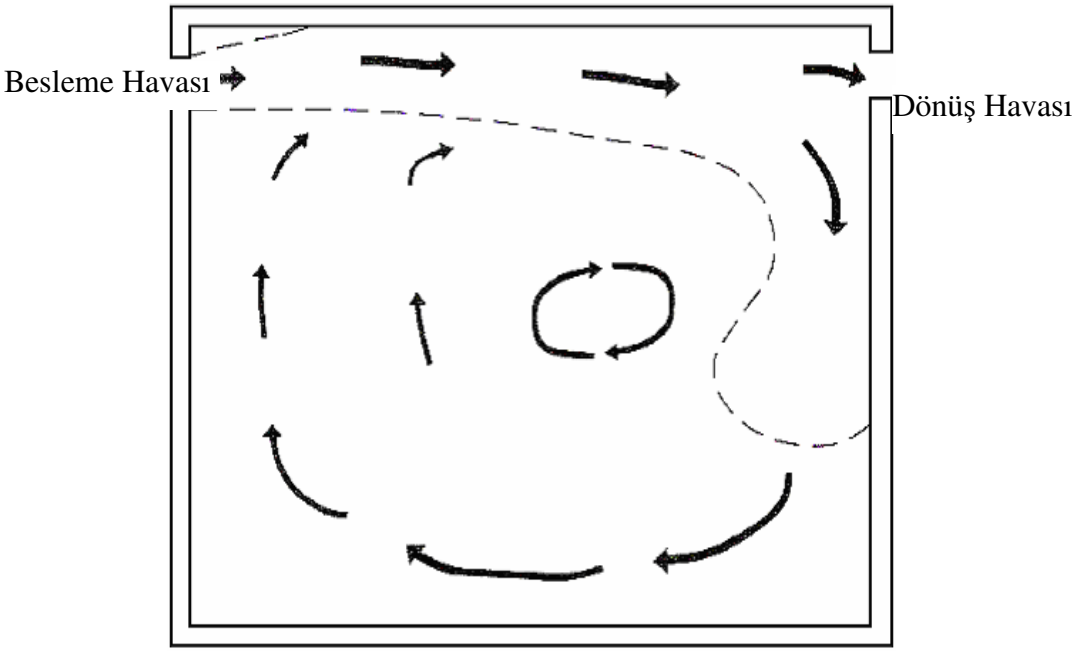
Havalandırma amacıyla odaya beslenen havanın, mahal içersinde farklı uçlarda iki tipik hareketi söz konusudur. Bunları yer değiştirmeli (deplasmanlı) hareket ve yayılım (difüzyon) hareketi olarak isimlendirmek mümkündür. Deplasmanlı akışta

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 terk eder. 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 .



Şekil 3.1: Bir hacim içersinde deplasmanlı akış

Havanın oda içersindeki diğer 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 .



Şekil 3.2: 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 [31].

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 ölçülere sahip mahallerde güçlüklerle karşılaşılmaktadır. Çok alçak ve çok yüksek tavanlı mahaller, içinde balkon bulunan salonlar sarkan kirişli veya tavan yüksekliği değişken mahaller, konser salonları, vb. havalandırmacılıkta zor mahallerdir. Böyle durumlarda, bir model oluşturarak deney yapmak en iyi çözüm olarak görülmektedir.

Menfezlerin görevleri:

- gerekli hava debisini vermesi,

- havanın mahal içinde yayılmasını sağlamak,
- rahatsız edici hava akımları oluşturmaması,
- havayı doğrudan toplayıcı menfezlere göndermemesi,
- gürültü oluşturmaması ve
- mimari tasarıma uygun olmasıdır.

Bir mekana dağıtıcı menfezlerle verilen hava, normal olarak toplayıcı menfezlerle geri alınır. Bazı durumlarda, verilen havanın bir bölümü atmosfere veya komşu mahallere kaçar. 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 içeride bulunan insanları rahatsız etmeyecek şekilde olması gerekir. Menfez seçiminde ve yerleştirilmesinde dikkat edilecek en önemli konunun bu olduğu söylenebilir.

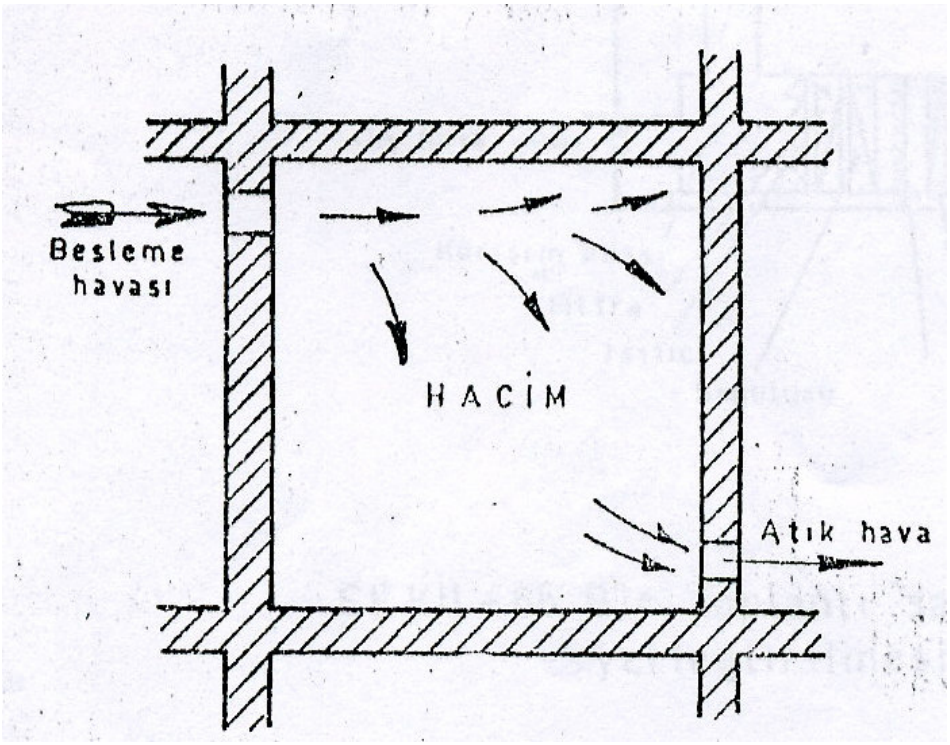
Hava, dağıtım menfezleri aracılığıyla mahal içine gönderilir. Bu menfezlere, basma veya üfleme menfezleri adı da verilmektedir. Mekan içine gönderilen hava mahal havası ile karışarak kapsamında bulunan bir kısım entalpi ve nem miktarı bırakır. Böylece ya daha fazla ısınır veya serinler ve ayrıca nem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

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.

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 .

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 gerçeklenen 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, Şekil (3.3) den de anlaşılacağı üzere basma havası ile mahal havasının uygun bir karışım oluşturması için, emme menfezlerinin duvarların alt bölgelerinde öngörülmesi gerekir [1].



Şekil 3.3: Bir hacim havalandırmasında menfezlerin yerleştirilmesi.

Havalandırma işleminde en uygun düzeyde konfor ve rahatlık duygusunun sağlanması için, şimdiye kadar anlatıldığı gibi belirli nem, sıcaklı ve miktardaki hava mahal içine gönderilir. Bu kıstasların sağlanması yeterli görülebilir, oysa gerçekte, sorun daha karmaşıktır. Çünkü, mahal havası ile basma havasını birbirine karıştırmak ve mahal içinde, mahal koşullarına oranla farklı ve değişken nitelik gösteren sıcaklık ve nemlilik özelliklerine sahip olan homojen bir karışım oluşturmak söz konusudur. Bu karışımın uygun bir biçimde oluşturulması ve mahal içinde bulunan bireylerin herhangi bir rahatsızlık veya sıkıntı duymaması için birtakım koşulların sağlanması zorunludur. İşte bu aşamada en büyük sorun menfezlerin yerinin ve sayısının ve tipinin belirlenmesidir. Menfezlerin yerlerinin ve tiplerinin belirlenmesi tüm havalandırma tekniğin en zor görevlerinden biridir. Bu görevin yerine getirilmesi büyük deneyime sahip olmayı gerektirir. Bir araştırmaya göre havalandırma ile ilgili

sorunların %70'i menfezlerden kaynaklanmaktadır. Zaten bu tez ve buna benzer çalışmaların temel amacı bu sorunun incelenmesidir.

Bir mahalde dağıtıcı menfezlerle verilen hava, normal olarak toplayıcı menfezlerle geri alınır. Dolayısıyla mahal içinde bir hava hareketi söz konusudur. Bu hava hareketi, kendini , birinci ve ikinci hava akımları olarak göstermektedir. Bu hava akımlarının mahal içinde bulunan insanları rahatsız etmemesi gerekmektedir. Menfez seçiminde ve yerleştirilmesinde dikkat edilmesi gereken en önemli hususun bu olduğu söylenebilir.

Menfezler ile ilgili literatür araştırması bölümünde de görülebileceği üzere çok çeşitli sınıflandırmalar ve tanımlar mevcut. Nümerik çalışmaya geçmeden önce uygun tanım ve sınıflandırmaların tespit edilmesi gerekmektedir.

Menfezleri tanımanın en iyi yolu menfezlerin çeşitli başlıklar halinde uygun bir biçimde sınıflandırmaktır. Menfezler farklı açılardan sınıflandırılabilirler.

Hava akış yönüne göre sınıflandırırsak;

Dağıtıcı menfezler,

Toplayıcı menfezler ve

Transfer menfezleridir.

Kısaca önemli menfez ve difüzör tiplerini tanımlarsak

- Kare tavan yayıcıları (anemostat),.
- Duvar tipi dikdörtgen havalandırma menfezleri,
- Ayarlanabilir kanatlı tavan yayıcıları,
- Yarık tipli yayıcılar,
- Girdap akışlı yayıcılar (Swirl difüzörler) ve
- Jet menfezlerdir

Bu konu ile ilgili pratik notlar vermenin faydası olacaktır; Ağızlar besleme havasının devrini en az yapacak şekilde yerleştirilmelidir. Şayet hava tavandaki jetler ile besleniyorsa, egzoz ağızları jetlerin arasında veya salonun diğer tarafına, hava jetlerinden uzak bir yere yerleştirilmelidir Yer değiştirmeli havalandırmada, çıkış ağızları döşemede veya döşeme yanında bulunur ve bu ağızlardan besleme havası salonda kullanılan bölgeye doğrudan doğruya gönderilir. Tek yönlü havalandırma uygulanacaksa bir ortamın havalandırılmasında, hava ya tavandan beslenir ve döşemeden çıkar veya tam tersi olur, yada hava bir duvardan beslenir ve karşı duvardaki emme ağzından çıkar. Uygun bir hava dağılımı için hava atış mesafesi maksimum değerinin % 75'inden az daha az tutulmalıdır. Menfezlerin seçimine ve yerleşimine ilişkin çeşitli yardımcı tablolar mevcuttur.

Tablo 3.3: Bazı Uygulamalarda Menfez İçin Tavsiye Edilen Hava Çıkış Hızları.

Mahal	Üfleme Hızı (m/s)
Radyo ve Film Stüdyosu, Ameliyathane	1,5-2,5
Hastane, Yatak Odası, Ofis, Konut, Cami, Klise, vb.	2-4
Dershane, Konser Salonu, Yemek Odası, Kütüphane, Oyun Salonları, Bankalar, Konferans Salonu	2,5-4
Alışveriş Merkezi, Balo Salonu, Restaurant, Kafeterya, Otel Lobisi, Tiyatro, Sinema	2,5-6
Süpermarket, Fabrika, Jimnastik Salonu Endüstriyel Mutfak, Depo	4-8

Bu bilgiler ışığında, menfez seçimi ve yerleştirilmesinde izlenecek prosedürü özetlersek;

- Her hacme üflenecek hava miktarı belirlenir.
- Her hacme konulacak menfez sayısı ve tipi belirlenir . Bunun için gerekli hava miktarı, atış için kullanılabilecek mesafe, mimari ve yapısal faktörler gibi etkenler göz önüne alınır. Bu amaçla üretici firmaların sunduğu kataloglardan yararlanılabilir.
- Menfezlerin oda içerisinde havayı mümkün olduğunca homojen ve düzgün olarak dağıtılabilecek biçimde yerleştirilir.
- Üretici kataloglarından hava miktarı, çıkış hızı, dağıtım biçimi ve ses düzeyi gibi performans bilgilerini kontrol ederek uygun boyutta menfez seçilir.

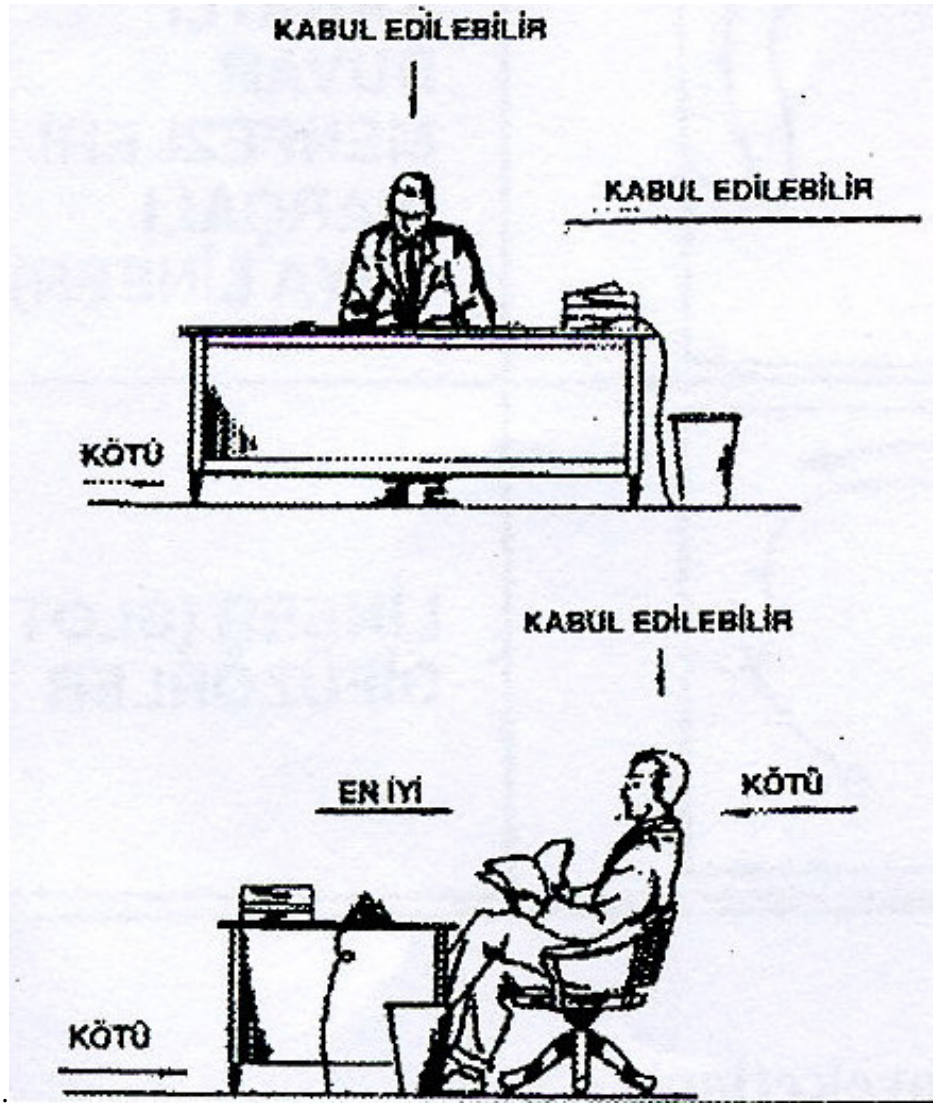
4. KONFOR ŞARTLARI

Günümüz havalandırma uygulamalarında göz önüne alınan en önemli hususlardan biri hiç kuşkusuz Literatür Araştırması kısmında da ele alınan konfor şartlarının sağlanması konusudur ve bu şartlar her geçen gün daha da hassaslaşmakta ve daha fazla önem verilmektedir. Aslında bu önem sebepsiz değildir ortamdaki hava hızın, bağıl nemin, hava sıcaklığının ve gürültü seviyesinin insanların sağlığını ve verimliliklerini doğrudan etkilediği bilinmektedir.

İç hava kalitesinin ve konfor şartlarının önemini anlamak için çeşitli araştırmaları göz önüne almak yeterlidir. Şöyle ki yapılarda klima tesisatının ilk yatırım maliyeti toplam yatırım harcaması içinde sadece %1'e karşılık geliyor. Klima tesisatının işletme maliyetleri içerisindeki payı ise %1,5 Ancak işletme maliyetleri içindeki personel payı % 92 İç hava kalitesinin insan performansı üzerindeki etkisi ise tartışılmaz. ABD'nde yapılan bir çalışmada ofis binalarına iç hava kalitesinin iyileştirilmesi için yapılması gereken yatırım miktarı 87,9 milyar $, getireceği ilave işletme maliyeti de 4-8 milyar $ olarak hesaplamıştır. Bu sayede çalışma veriminin artırılması ile elde edilecek artı değer ise 62,7 milyar $ olduğu görülmüştür. Yani iç hava kalitesi konusunda yapılan yatırım, kendisini 1,6 yılda geri ödeyebiliyor. Bundan dolayı 1973 petrol krizinden sonra uygulanan verilen hava miktarının azaltılması politikası, hasta bina sendromunun ortaya çıkması ve verimliğin azalmasıyla, yerini yüksek hava miktarları, konfor şartlarında hassasiyet ve yüksek hava kalitesi politikasına bırakmıştır.

Bu bilgiler ışığında konfor şartlarının gerekliliğini daha iyi kavrayabiliriz. Zaten bu tezin konusu olan oda içi havalandırmanın nümerik çözümlenmesinde asıl amaç çeşitli havalandırma şekillerinin konfor şartlarına uygunluğunun ölçülmesidir. Ancak bunun için öncelikle literatür araştırmasından elde edilen bilgilerin bir kıstas oluşturacak şekilde özetlenmelidir.

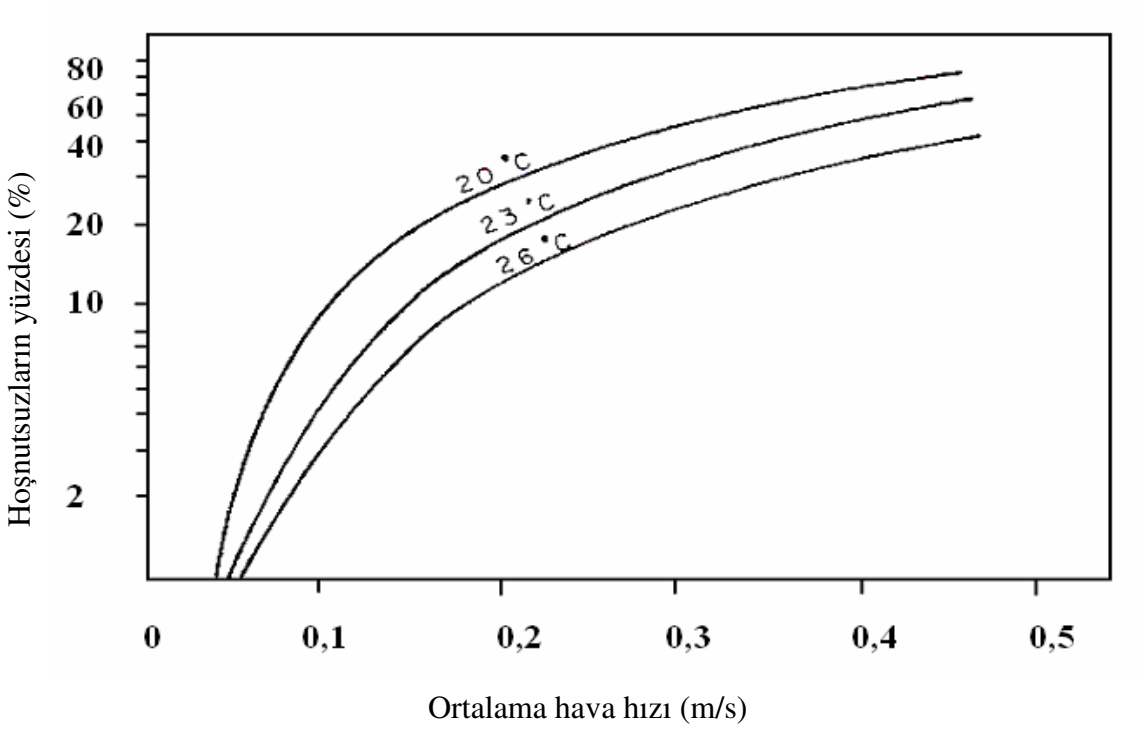
Bizim için esas olan yaşanılan bölgenin (occupied zone) döşemeden 1,70 m (veya 1,80 m) yüksekliğe kadar çıkan, duvarlara 15 cm'ye kadar yaklaşan, mahal içinde insanların bulunduğu kısım olduğu tanımı yapılmıştır. Bu bölgede (özellikle ense yüksekliği olarak tanımlanan bölge kritiktir) yarattığı ses, basınç düşmesi, üflenen havanın hızı ve üflenen hava ile oda sıcaklığı arasındaki fark istenen ölçülerde olmalıdır. Örneğin bu bölgede hava hızı 0,2 m/s değerinden fazla olmamalıdır ve genellikle 0,13-0,18 m/s arasında tercih edilir. Genel olarak aynı kottaki çalışma yerlerinde aynı andaki sıcaklık farkı, 4ºC'dan daha büyük olmayacak ve hacimde olabildiği kadar düzgün ve etkin bir hava dağıtımı sağlayacak şekilde olmalıdır. Soğutmalı havalandırma ve iklimlendirme tesislerinde bu sıcaklık farkı, sağlanması istenen değerden en çok 1,5ºC farklı olmalıdır. Isıtmalı havalandırmalı tesislerde, bu fark en çok 2ºC olabilir.



Şekil 4.1: Hava akım yönlerinin etkileri.

Deneysel çalışmalarda hava cereyanı ılıklığı veya serinliği, salon ortasında 24ºC değerindeki kuru termometre sıcaklığının, döşemeden 750 mm yukarıda ve havanın 0,15 m/s hızla hareket ettiği durumların sağlandığı görülmüştür. Ayrıca insanların büyük bir bölümünün hava hızının 0,35 m/s değerinden az olduğu ofis binalarında kendilerini konforlu hissettikleri bilinmektedir. Genel olarak konforun bozulmasına neden olan durumlar; salonun hava sıcaklığının ani değişimleri, aşırı hava cereyanları, değişik yerlerdeki yük ihtiyaçlarına göre havanın taşınma veya dağıtılması sorunları veya oda sıcaklığının çok hızlı değişimlerdir.

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. 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. 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 4.1'de gösterilmiştir [33].



Şekil 4.2: Ortalama hava hızının fonksiyonu olarak hoşnutsuzluk duyanların yüzdesi

Mahal ortamı havasının hızına bağlı olarak bireylerin genel olarak ne gibi tepkiler gösterdikleri Tablo 4.1'de gösterilmiştir [36].

Tablo 4.1: 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 hissinin 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.

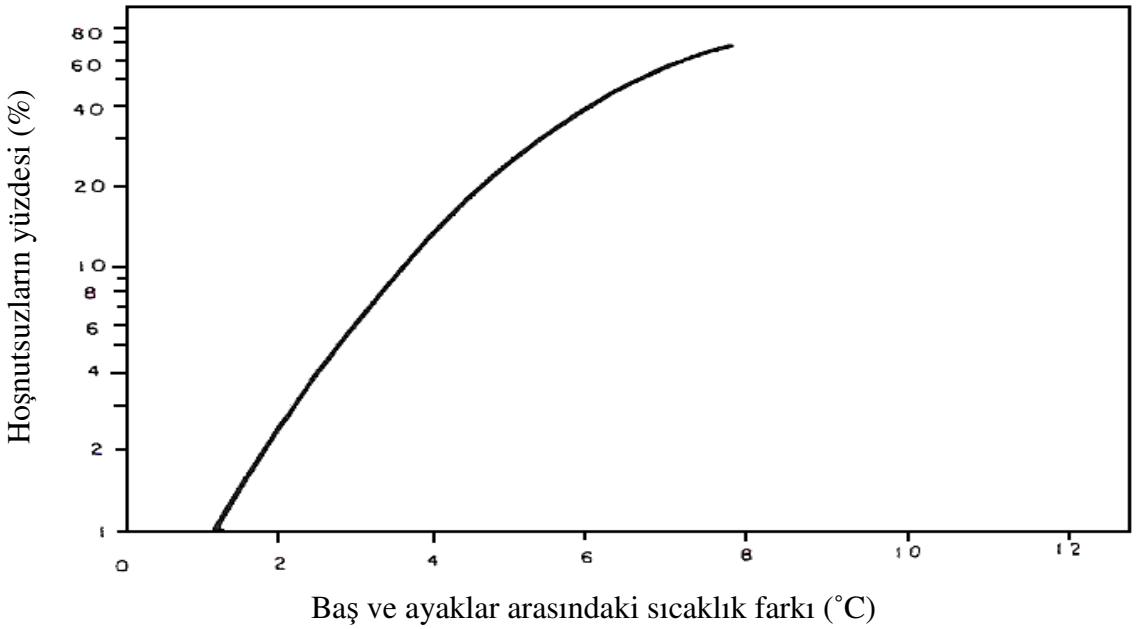
Buradaki tepkiler bazı faktörlere bağlı olarak farklılık ve ayrıcalık gösterebilir. Bu faktörler,

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

Konfor veya rahatlık duygusunun sağlanmasını amaçlayan iklimlendirme tesislerinde, mahallin kullanım amacına ve bireylerin uğraş durumuna bağlı olarak mekan hava hızı 0,1 ile 0,3 m/s aralığında değişen hız değerleri kabul edilebilir.

Bir mahal içinde bulunan bireyler tarafından hissedilen hava akımı duygusunun bir başka nedeni de basma havasının sıcaklığı yada bir başka deyişle basma havası ile mahal havası arasındaki sıcaklık farkıdır. Mahal ortamı havasının hızına ve mahal havasının sıcaklığı ile bu mahal için esas alınan normal konfor sıcaklığı arasındaki farka bağlı olarak, durumlarından hoşnut olmayanların oranları literatürdeki grafiklerde verilmektedir [36]. Yapıların iç ortamlarında, hava sıcaklığı normal olarak döşemeden tavana doğru artar. Dağılım 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 Şekil 4.3'de gösterilmiştir [33].

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 [36].



Şekil 4.3: Baş ile topuklar arasındaki sıcaklık farkının fonksiyonu olarak hoşnutsuzluk duyanların yüzdesi

Hava cerayanını tanımlamak amacıyla, hava hareketinin konfora etkisini incelenmiş ve nem ile ısı ışınımının etkilerini sabit kabul ederek, hava cereyanını hem hava hareketi hem de hava sıcaklığından dolayı vücudun herhangi bir yerinde bölgesel olarak hissedilen serinlik veya ılıklık olarak tanımlamışlardır. Hava cereyanı ılıklığı veya serinliği, salon ortasında 24 oC 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 [14].

θ etkin hava cereyanı sıcaklığı ile oturulan bölgenin herhangi bir noktasındaki ve kontrol şartındaki farkı belirtmek için, Rydberg ve Norback [37] tarafından önerilen ve Koestel ve Tune' un çalışmasından [14], Straub [38]. tarafından değiştirilen

$$\theta = T_x - T_c - 8(V_x - 0{,}15) \qquad (4.1)$$

denklem kullanılır.

Bu denklemde,

Tx= havanın yerel kuru termometre sıcaklığı, (oC)

Tc= salonun ortalama kuru termometre sıcaklığı, (oC)

Vx= yerel hava hızı, (m/s)

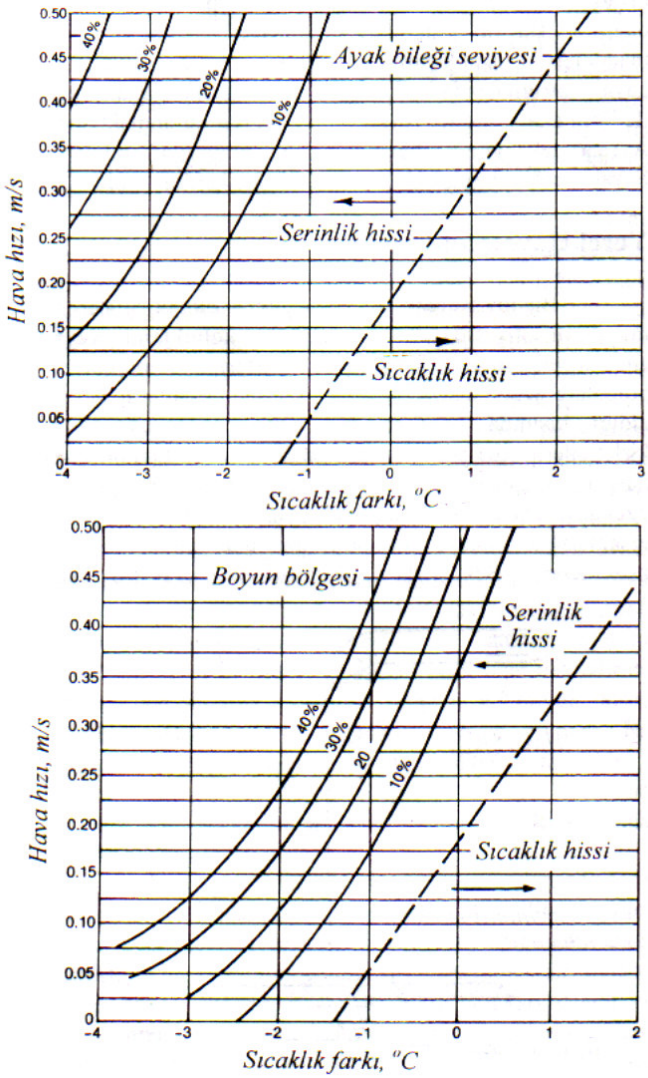
anlamındadır.

Denklem (4.1), hava hareketinden dolayı oluşan serinlik hissini göz önüne alır ve Şekil 4.4'deki nötr çizgiyi oluşturur. Yaz mevsiminde, havanın yerel kuru termometre sıcaklığı Tx, kontrol sıcaklığının altındadır. Bundan dolayı, hem sıcaklık hem de hız, Vx hızının 0,15 m/s değerinden büyük olması halinde eksi işaretlidir ve serinlik hissini arttırırlar. Şayet kış mevsiminde, Tx sıcaklığı kontrol sıcaklığının üzerinde olursa, 0,15 m/s değerinin üzerindeki her hava hızı, Tx tarafından oluşturulan sıcaklık hissini azaltır. Bu nedenle x noktasındaki etkin hava cereyanı sıcaklığı ile kontrol noktası arasındaki fark, kış mevsiminde çoğunlukla sıfır olabilirken, yaz mevsiminde sıfır değildir .

Bir ortamda belirli bir hava cereyanı şartına karşı gelen, bu ortamda bulunan insanların hoşnut olmamaları yüzdelerine ait veriler Şekil 5.1'de 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 [34].

Genellikle 0,25 m/s değerinin altındaki salon hava hızları tercih edilir; ancak Şekil 4.4'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 [34].

Şekil 4.4'de görüldüğü gibi salonda bulunan insanların %20'ye yakın kısmı ayak bileği-oturma seviyesinde, 2 oC 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 4.4: Hava şartlandırılması yapılmış bir ortamda, hava cereyanına göre hoşnut olmayan insanların yüzdesi [10].

Denklem (4.1)'de belirtildiği gibi, insanların büyük bir yüzdesi, θ etkin hava cereyan sıcaklığının, -1,5 ve 1 oC 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 .

HYPİ (hava yayılım performansı indeksi), 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 ağzı büyüklüğü, üretici tasarım kalitesi ve tasarlanan salonun boyutları da göz önüne alınır.

5. KAPALI HACMİN MODELLENMESİ

Fiziksel benzerlik, geniş uygulama alanı olan bir kavramdır. Bu kavram yardımı ile amaçlanan, herhangi bir durumdaki fiziksel büyüklükleri başka bir durumdaki fiziksel büyüklüklerle karşılaştırabilmektir [39].

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 [4]. 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.

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 [4]. Sistemlerin davranışındaki benzerliği şöyle tanımlanmaktadır: “eğer herhangi iki sistemin karşılıklı karakteristikleri bire bir temsil edilebiliyorsa bu iki sistem benzerdir.”

Kapalı mekanlarda hava jetinin eş sıcaklıklı olmayan türbülanslı taşınımına dair çalışmalarda geometrik, kinematik ve ısıl benzerlik olmak üzere üç temel benzerlik kriteri mevcuttur.

Bir şeklin herhangi bir parçası, başka bir şekilde bu noktaya karşılık gelen noktayla bire bir eşlenebiliyorsa bu iki şekil geometrik olarak benzerdir denir. Bir şekil üzerindeki P noktasının konumunu belirleyen yarıçap vektörü, $\underline{r}$ olsun. Dönüştürülmüş şekildeki P' noktasına ait yarıçap vektörü ($\underline{r}$'), Denklem (5.1)'deki şekilde verilebilir [4].

$$\underline{r}' = \underline{\underline{T}}\,\underline{r} \qquad \textbf{(5.1)}$$

burada $\underline{\underline{T}}$, dönüşüm matrisi olup genel olarak aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\underline{\underline{T}} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} \qquad \textbf{(5.2)}$$

burada Cij matris katsayılarını göstermektedir. (i = 1, 2, 3 ve j = 1, 2, 3)

Gerçek geometrik benzerlik ancak dönüşüm matrisinin köşegen matris olmasıyla sağlanabilir.

$$\underline{\underline{T}} = \begin{bmatrix} C & 0 & 0 \\ 0 & C & 0 \\ 0 & 0 & C \end{bmatrix} \qquad \textbf{(5.3)}$$

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 [28].

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 [40]. Kinematik benzerlik akışkana hareketini kazandıran üzerine etkiyen toplam atalet, sürtünme, basınç ve kaldırma kuvvetleri ile kuvvetlerin oranlarının eşit olmasını gerektirir. Herhangi bir kapalı mekandaki akış, ifade edilen Navier-Stokes denklemi ile tarif edildiği için, dinamik ve kinematik benzerlik şartlarının belirlenmesinde bu denklemin boyutsuz hale getirilmesi gerekmektedir [4]. Sürekli, sıkıştırılamaz ve türbülanslı akış için Navier-Stokes denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_i U_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j}\left(-\rho\overline{u_i u_j}\right) + g_i\left(\rho - \rho_r\right) \qquad \textbf{(5.4)}$$

İle verilmektedir.Burada Ui ve ui değerleri sırasıyla xi yönündeki ortalama ve çalkantı hız bileşenlerini, p basıncı, ρ akışkanın yoğunluğunu, ρr referans bir yoğunluk değerini ve gi ise yerçekimi ivmesini göstermektedir. Boussinesq Eddy viskozite genel kavramı uygulandığında, Denklem (5.4)'ün sağ tarafındaki Reynolds gerilim terimi.

$$\rho\overline{u_i u_j} = \mu_t\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij} \qquad \textbf{(5.5)}$$

halini alır, burada, μ_t türbülans viskozitesini,

$$k = 0.5\overline{u_i u_j} \tag{5.6}$$

k ise türbülans kinetik enerjiyi göstermektedir.

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

Denklem (5.5)'i denklem (5.4)'te yerine koyup, $g_i(\rho - \rho_r)$ yerine $g\beta\rho_r\Delta T$ yazılarak Denklem (5.7) elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} \times \left[\mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij} \right] - g\beta\rho_r \Delta T \tag{5.7}$$

burada $\beta \approx \frac{1}{T_r}$ olup hacimsel genleşme katsayısını, $\Delta T(= T - T_r)$ ise referans sıcaklık Tr ile herhangi bir noktadaki sıcaklık arasındaki farkı göstermektedir. Denklem 5.7'deki değişkenler birbirlerine karşılık gelen xo, Uo, ρo, ΔTo ve po referans değerlerine bölünerek boyutsuz hale getirilebilir. (*) işareti boyutsuz değişkenleri göstermek üzere, Denklem (5.7) den,

$$\left(\frac{\rho_o U_o^2}{x_o}\right)\frac{\partial}{\partial x_j^*}(\rho^* U_i^* U_j^*) = -\left(\frac{\rho_o U_o^2}{x_o}\right)\frac{\partial p^*}{\partial x_j^*} + \left(\frac{\rho_o U_o^2}{x_o}\right) \times \left[\frac{\mu_o}{\rho_o x_o U_o} \mu_t^* \times \left(\frac{\partial U_i^*}{\partial x_j^*} + \frac{\partial U_j^*}{\partial x_i^*} \right) \right.$$

$$\left. - \frac{2}{3}\rho^* k^* \delta_{ij} \right] - g_i \beta \rho_o \Delta T_o \Delta T^* \tag{5.8}$$

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

Denklem (5.8)' in her iki tarafı $\rho\frac{U_o^2}{x_o}$ terimine bölünürse,

$$\frac{\partial}{\partial x_j^*}\left(\rho^* U_i^* U_j^*\right) = -\frac{\partial p^*}{\partial x_j^*} + \left(\frac{\mu_o}{\rho_o x_o U_o}\right)\mu_t^* \times \left(\frac{\partial U_i^*}{\partial x_j^*} + \frac{\partial U_j^*}{\partial x_i^*}\right) - \frac{2}{3}\rho^* k^* \delta_{ij}$$

$$-\left(g_i \beta x_o \frac{\Delta T_o}{U_o^2}\right)\Delta T^* \qquad \textbf{(5.9)}$$

elde edilir. Denklem (5.9), boyutsuz değişkenlere ek olarak denklemin sağ tarafında iki tane boyutsuz parametreyi içermektedir. İlk parametre, atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranı olan Reynolds sayısına karşılık gelmektedir.

$$\mathrm{Re} = \frac{\rho_o x_o U_o}{\mu_o} \qquad \textbf{(5.10)}$$

Denklem (5.9)'daki ikinci parametre ise kaldırma kuvvetlerinin atalet kuvvetlere oranı ile belirtilen Archimedes sayısı olup aşağıdaki Şekilde ifade edilmektedir:

$$\mathrm{Ar} = g\beta x_o \frac{\Delta T_o}{U_o^2} \qquad \textbf{(5.11)}$$

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

Isıl benzerliğin sağlanması için modelde herhangi iki nokta arasındaki sıcaklık farkının, buna karşılık gelen prototip noktalarındaki sıcaklık farkına oranı sabit bir değer olmalıdır [4]. 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 ışınımla olan ısı geçişi ihmal edilirse, zaman ortalama enerji denklemi şu hale gelir:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho U_j T\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(-\rho\overline{u_i T'}\right) \qquad \textbf{(5.12)}$$

türbülans ısı akısı terimi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$-\rho\overline{u_i T'} = \Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x_i} \qquad \textbf{(5.13)}$$

burada $\Gamma_t = \frac{\mu_t}{\sigma_t}$ türbülans difüzyon katsayısını ve σ_t türbülansın Prandtl (Schmidt) sayısını göstermekte olup, Denklem (5.12) şu hale dönüşür:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho U_j T\right) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\Gamma_t \frac{\partial T}{\partial x_i}\right) \qquad \textbf{(5.14)}$$

bu denklemi boyutsuz halde yazacak olursak;

$$\left(\frac{\rho_o U_o T_o}{x_o}\right)\frac{\partial}{\partial x_j^*}\left(\rho^* U_j^* T^*\right) = \left(\frac{\mu_o T_o}{\sigma_o x_o^2}\right)\frac{\partial}{\partial x_i^*}\left(\Gamma_t^* \frac{\partial T^*}{\partial x_i^*}\right) \qquad \textbf{(5.15)}$$

C_{p_o} ve λ_o sırasıyla sabit basınçtaki özgül ısı ve ısıl iletkenlik katsayısını vermek üzere, σ_o yerine $\mu_o \frac{C_{p_o}}{\lambda_o}$ konulup denklem tekrar düzenlenirse Denklem (5.16) elde edilir.

$$\frac{\partial}{\partial x_j^*}\left(\rho^* U_j^* T^*\right) = \left(\frac{\lambda_o}{C_{p_o}\rho_o x_o U_o}\right)\frac{\partial}{\partial x_i^*}\left(\Gamma_t \frac{\partial T^*}{\partial x_i^*}\right) \qquad \textbf{(5.16)}$$

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 ısıl benzerlik kurulabilmesi için Pe sayıları eşit olmalıdır.

Model ve prototip arasında hız ve sıcaklık alanlarında benzerlik elde etmek için, sınır şartları benzerliğinin ortaya konulması gerekir. Buna ek olarak kinematik ve ısıl benzerlik için boyutsuz Re, Pr ve Ar sayılarının eşitliği de gereklidir. Model ve prototipe ait sınırlarda geometrik, kinematik ve ısıl benzerlik şartları olduğu zaman

benzer sınır şartları elde edilir. Sınır şartları için geometrik ve kinematik benzerlik kolay bir şekilde sağlanırken ısıl benzerlik hiç de kolay olmamaktadır [4].

Model ve prototip içinde sıcaklık dağılımında benzerlik elde etmek için sınırdaki boyutsuz ısı akısı eşitliği gereklidir. Genellikle, ısı transferi iç sınırlardan iletim, taşınım ve ışınım ile gerçekleşir. Toplam ısı transferi

$$Q_t = Q_c + Q_v + Q_r \qquad \textbf{(5.17)}$$

şeklinde ifade edilebilir, burada Q_t toplam ısı geçişi, Q_c iletim olan ısı geçişi, Q_v taşınım olan ısı geçişi ve Q_r ışınım ile olan ısı geçişini temsil etmektedir. Fakat, çok yakın katı sınırlar hariç, çevre odası içindeki havaya olan iletim ile olan ısı geçişi ihmal edilebilir. Model ve prototip arasındaki ısıl benzerliğe iç sınırlardan olan taşınım ve ışınım ile ısı geçişinin etkilediği düşünülebilir.

Taşınım, cismin yüzeyi ile hava arasında ısıl 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 iletim ile yaklaşık olarak

$$q_c = \left(\frac{Q_c}{A}\right) = \lambda\left(\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)_{x_j=0} \qquad \textbf{(5.18)}$$

şeklinde ifade edilir, burada A yüzey alanı, $\left(\frac{\partial T}{\partial x_j}\right)$ yüzeydeki sıcaklık gradyenidir. Denklem (5.18)'deki değişkenler birbirine karşılık gelen T_0, x_0, λ_0 ve q_0 referans değerleri ile boyutsuzlaştırma yapıldığında

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

buradan

$$\left(\rho_0 C_{p_0} U_0 T\right) q_c^* = \left(\lambda_0 T_0 / x_0\right) \lambda^* \left(\partial T^* / \partial x_j^*\right)_{x_j^*=0} \qquad \textbf{(5.19)}$$

Denklem (5.19) düzenlenirse

$$q_c^* = \left(\lambda_0 / \rho_0 C_{p_0} U_0 x_0\right) \lambda^* \left(\partial T^* / \partial x_j^*\right)_{x_j^*=0} \qquad \textbf{(5.20)}$$

haline dönüşür, Denklem (5.20)'in sağ tarafındaki parantez içinde kalan kısmına Pr ve Re sayıları karşılık gelmektedir. Buradan Denklem (5.20) tekrar yazılırsa:

$$q_c^* = \left(\lambda^* / Pe\right)\left(\partial T^* / \partial x_j^*\right)_{x_j^*=0} \qquad \textbf{(5.21)}$$

burada Pe=PrRe karşılık gelmektedir. Denklem (5.21) model ve prototipin iç sınırlarından konveksiyonla olan ısı geçişi benzerliği için ima edilir. Pe sayıları iki durum içinde eşit olmalıdır .

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,

$$\left(\frac{\rho_o U_o x_o}{\mu_o}\right)_m = \left(\frac{\rho_o U_o x_o}{\mu_o}\right)_p \qquad \textbf{(5.22)}$$

şeklinde yazılabilir. Burada, "o" alt indisi üfleme tarafındaki değerleri, "m" modeli ve "p" prototipi belirtmektedir. Model ve prototip için aynı akışkan kullanılması halinde

$$\frac{U_{om}}{U_{op}} = \frac{x_{op}}{x_{om}} = S \qquad \textbf{(5.23)}$$

şekline dönüşür. Burada, S ölçek faktörünü, Uo ise hava üfleme hızını belirtmektedir Kinematik benzerlik için diğer bir şart olan Ar (Archimedes) sayısının eşitliğini yazacak olursak,

$$\left(\frac{g\beta x_o \Delta T_o}{U_o^2}\right)_m = \left(\frac{g\beta x_o \Delta T_o}{U_o^2}\right)_p \qquad \textbf{(5.24)}$$

elde edilir. Model ve prototip için aynı ısıl şartların oluşması halinde ($\beta_m \approx \beta_p$ ve $\Delta T_{om} = \Delta T_{op}$), Denklem (5.24).

$$\frac{U_{om}}{U_{op}} = \frac{1}{\sqrt{S}} \qquad \textbf{(5.25)}$$

şekline dönüşür Denklem (5.24) ve Denklem (5.25)'den görüldüğü üzere Re ve Ar eşitliklerinin gereksinimleri birbirinden çok farklı olmakla birlikte bu iki eşitliğin model ve prototip için bir arada sağlanabilmesi imkansızdır [4].

Müllejans üç boyutlu bir odanın 1, 3, 6 ölçeklerinde, eş sıcaklıklı ve eş sıcaklıklı 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 ısıl benzerliğin sağlanması Ar sayısının eşitliğinden yola çıkılarak yapılabilmektedir [4].

Denklem (5.25) ya bakılacak olunursa, küçültme faktörünün birden büyük seçilmesi halinde model hızları her zaman için prototipten düşük olacaktır. Oda içersinde yaşanılan bölge içersinde 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 [4].

Uygun ölçeklendirme faktörü belirlenip boyutlandırma ve hızlar son haline getirildikten sonra, toplam hissedilen ısı kazancı veya kaybı havalandırılan odalar için bir bağıntı

$$Q = \rho_0 C_{p_0} x_0^2 U_0 \Delta T_0 \qquad \textbf{(5.26)}$$

olarak yazılabailir. Burada x_0^2 hava çıkış kesit alanı, U_0 odadaki havaya temin edilen hız ve ΔT_0 ise giren ve çıkan hava sıcaklıkları farkıdır. Buradan model ve prototip arasındaki toplam ısı transferi oranı

$$Q_m / Q_p = \left(\rho_0 C_{p_0} x_0^2 U_0 \Delta T_0\right)_m / \left(\rho_0 C_{p_0} x_0^2 U_0 \Delta T_0\right)_p \qquad \textbf{(5.27)}$$

olarak elde edilir, buradan Denklem (5.27) düzenlenirse:

$$Q_m / Q_p = (1/S)^2 \left(U_{0m} / U_{0p}\right)\left(T_{0m} / T_{0p}\right)\left(\Delta T_{0m} / \Delta T_{0p}\right) \qquad \textbf{(5.28)}$$

$\rho_{0m} / \rho_{0p} = T_{0m} / T_{0p}$ ise, aynı zamanda ölçeklendirme faktörü, hızlar oranı, sıcaklıklar oranı ve prototipin ısı geçişi biliniyorsa model için ısı geçişi Denklem (5.28) yardımıyla hesaplanabilir. $\left(\Delta T_{0m} / \Delta T_{0p}\right) = 1$ ve $\left(T_{0m} / T_{0p}\right) = 1$ $\left(U_{0m} / U_{0p}\right) = 1/\sqrt{S}$ olacağından Denklem (5.28)

$$Q_m / Q_p = (1/S)^2 \left(1/\sqrt{S}\right) \qquad \textbf{(5.29)}$$

haline gelir.

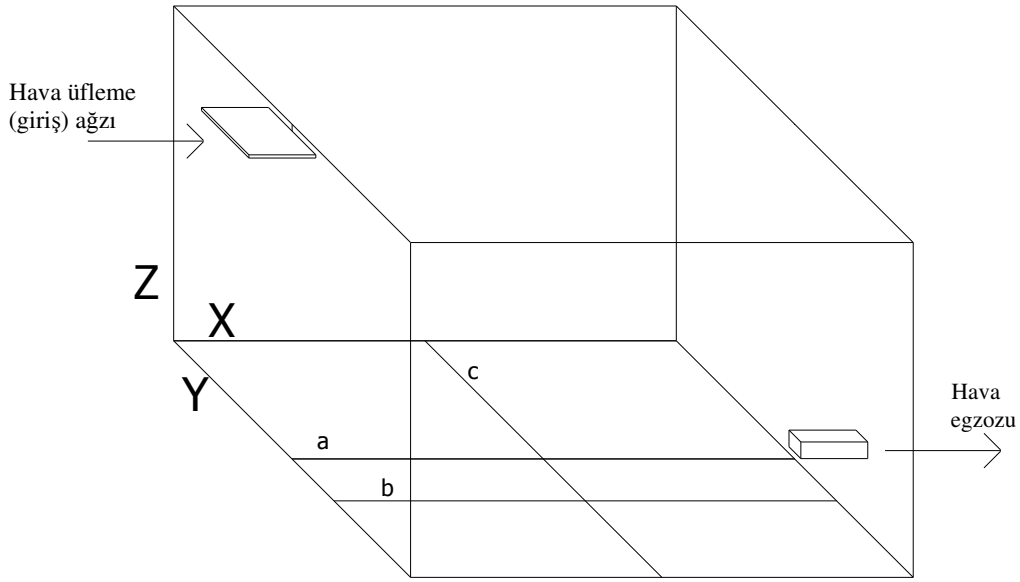
6. DENEYSEL VE SAYISAL ÇALIŞMANIN ESASLARI

6.1 Kapalı Hacmin Tanımlanması ve Sınır Şartları

Tez çalışmasına konu olan çalışmamıza konu olan 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 3.1' de kişi başına belirlenen dış hava miktarının yerine, Tablo 3.2' de ofis hacimleri için tavsiye edilen saatteki hava değişim sayısı kullanılmıştır. Tavsiye edilen hava değişim sayılarının 4 ila 8 arasında olduğu görülmektedir. Saatteki hava değişim sayısı olarak 4 seçilmiş ve buradan hareketle oda için gerekli hava debisi (4) x (4,5 x 3 x 3) m3/h den hesapla 162 m3/h olarak bulunmuştur. Menfez üreticileri tarafından ofis hacmi için tavsiye edilen üfleme hızları 2 ila 4 m/s arasındadır. 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 6.1'de görülmektedir. Üfleme ağzı olarak yarık tipli menfez ve egzoz çıkışı olarak kare kesit alınmıştır. Yarık tipli menfezin üst kenarı ile tavan arasında 6 cm vardır, atış ağzı ile zemin arasında yine 6 cm vardır. Egzoz ağzı ve yarık tipli menfez karşılıklı duvarların y ekseninde merkezlerine yerleştirilmişlerdir.



Şekil 6.1: 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 eş sıcaklıklı ve eş sıcaklıklı olmayan hava hareketlerinin belirlenmesinde kullanılan Denklem (5.26)'daki Archimedes sayısının eşitliği göz önüne alınmıştır. Model için üfleme açıklığı çıkış hızı, $U_{om} = \frac{U_{op}}{\sqrt{S}}$ şeklinde bulunmuştur. Burada, Uop prototip boyutlardaki hacim için üfleme açıklığı çıkış hızını, S küçültme faktörünü göstermektedir ve bu durum için S=3 alınmıştır. Isıl benzerlik için ise Denklem (5.29)' daki Pe sayılarının eşitliği göz önüne alınmıştır. Model için gerekli olan ısı transferi miktarı, $Q_m = Q_p \left(1/S^2\right)\left(1/\sqrt{S}\right)$ şeklinde bulunmuştur. Benzerlik kriterlerinin uygulanmasıyla elde edilen kapalı hacme ait, prototip ve fiziksel model boyutları Tablo 6.1'de sunulmaktadır.

Tablo 6.1: Kapalı hacmin prototip ve fiziksel model boyutları (S=3)

	XxYxZ (m^3)	Üfleme açıklığı (cm^2)	Egzoz açıklığı (cm^2)	Hava üfleme hızı (m/s)
Prototip	4.5 x 3 x 3	60 x 3	15 x 15	2.5
Fiziksel Model	1.5 x 1 x 1	20 x 1	5 x 5	1.44

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

$$\mathrm{Gr} = \frac{g\beta(A_o)^{1.5}}{\nu} \qquad \mathrm{Re} = \frac{D_h U_r}{\nu} \qquad \textbf{(6.1)}$$

Denklem (6.1)'deki Gr sayısı ve Re sayısı ifadelerini Ar sayısı ifadesinde yerine koyarsak,

$$\mathrm{Ar} = \frac{g\beta(A_o)^{1.5}}{D_h^2 U_r^2} \times \nu \qquad \textbf{(6.2)}$$

elde edilir, Denklem (6.2)'de D_h odanın hidrolik çapını, U_r eşdeğer oda hızını, A_o üfleme açıklığının etkin alanını, ν ise havanın kinematik viskozitesini göstermekte olup, eş sıcaklıklı olarak ele alınan bu problemde hava sıcaklığı 288 K alınmıştır. β hacimsel genleşme katsayısı yerine $\beta = \frac{1}{T_o(K)}$ ifadesi kullanılmıştır.

Denklem (6.2) yardımıyla, fiziksel model ve prototip için Ar sayısı, 0,5x10-5 olarak bulunmuştur.

6.2 Sayısal Modelleme

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

FLUENT 6.1 programı ile hazırlanan problem tanımlamasının, doğruluğunun ve geçerliliğinin test edilmesi amacıyla; Nielsen ve arkadaşlarının makalesi [29] ile Şener YILMAZ' ın yapmış olduğu çalışma [41] incelenmiştir. Her iki yapılan çalışmada 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, kapalı ofis hacminin soğuk ve sıcak akış çözümlemeleri için gerekli çizimler GAMBIT 2.0 programında oluşturulmuştur.

Sonlu hacimler yönteminin dayandığı nokta, kontrol hacminin, hücre adı verilen yeterince küçük alt birimlere ayıyarak çözüme gidilmesidir. 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 900.000 mertebelerinde hücre sayısı kullanılmaktadır. Kontrol hacminin yüzeylerindeki ağ dağılımı bu çalışmada ağ tipi hücreler olarak kullanılmıştır.

Geometrik model oluşturulmasında daha sonraki aşama sınır şartlarının tanımlanmasıdır. Soğuk akışta kapalı ofis hacmine taze hava girişi " hız giriş (velocity inlet)", hava çıkışı ise "basınç çıkış (pressure outlet)" sınır şartı olarak tanımlanmıştır. Soğuk çözüm için kapalı hacmin tamamında sınır "duvar şartı (wall)" olarak tanımlanmıştır. Sıcak akış modellemesi için ise ısı kaybı verilen her bir duvar için ayrı olarak tanımlanmıştır.

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 analiz programıdır.

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

Problemi çözmek için seçilen modeller aşağıda verilmiştir:

1. Denklem çözücü (solver): FLUENT'te iki çözücü mevcuttur; ayrıştırılmış (segregated) ve birleştirilmiş (coupled). Bu çalışmada ayrıştırılmış (segregated) çözücü 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 . Bu nedenle biz de Çağrı ESER [42] gibi prototip ve fiziksel modele ait çözümler zamandan bağımsız halde yapılmaya devam ettik.
2. Enerji Denklemi: Sıcak akış çözümlemesinde enerji denklemini çözebilmek için aktif hale getirilmiştir.
3. Viskoz model: Modelde türbülanslı akışı çözümliyebilmek için standart k-epsilon modeli kullanılmıştır. Bu model için kullanılan diğer sabit katsayılar FLUENT'in içinde yer alan katsayılar alınmıştır.

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. 900.000 civarındaki hücrenin her birinde ayrıklaştırılarak lineerleştirilen bu denklemler büyük bir denklem seti oluşturmaktadır. Şener YILMAZ'ın ve Çağrı ESER'in yapmış olduğu çalışmada aynı hız profillerinin yakınsamış sonuçları, ikinci derece hassasiyetle çözümde daha kısa sürede elde edilebilmiştir. Bu nedenle ikinci mertebe akış yukarı şeması ile ayrıklaştırma işlemi gerçekleştirilmektedir. Basınç ve hız arasındaki ilişki, SIMPLE algoritması ile ele alınmaktadır. Denklem takımının 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. “azaltma katsayıları (Under-relaxation)” başlangıçta en fazla 1 alınmakta ve çözümün yakınsaması için, ileriki aşamalarda azaltılmaktadır.

Soğuk akış çözümünde, çalışma şartları için 1 atmosfer basınç, 288 K sıcaklık, 1,225 kg/m3 lük hava yoğunluğu ve 9,81 m/s2’lik yerçekimi ivmesi alınmıştır. Oda içersinde soğuk akış çözümünde malzeme bilgisi kullanılmamıştır. Sıcak akış çözümünde sınırlar duvar yüzeyi olarak alınmış ve bu duvarlardan –2 W/m² lik bir ısı kaybı olduğu varsayılmıştır.

6.3 Deneysel Çalışma

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.

İçersinde hız ölçümleri yapılan kapalı bir ofis hacmini temsil eden deney düzeneği Şekil 6.2’ de gösterilmektedir. Gözleme imkanı vermesi açısından, ön duvarın orta kısmına bir cam konulmuştur. Bunun dışında kalan bütün duvarların yüzeyleri ile egzoz kanalları ahşap malzemeden yapılmıştır. Sıcak akışta, odadan ısı kaybını karşılamak amacıyla oda etrafına strafor döşenmiş, üfleme çıkışı olarak Şekil 6.3’deki çıkış ağzı kullanılmıştır.

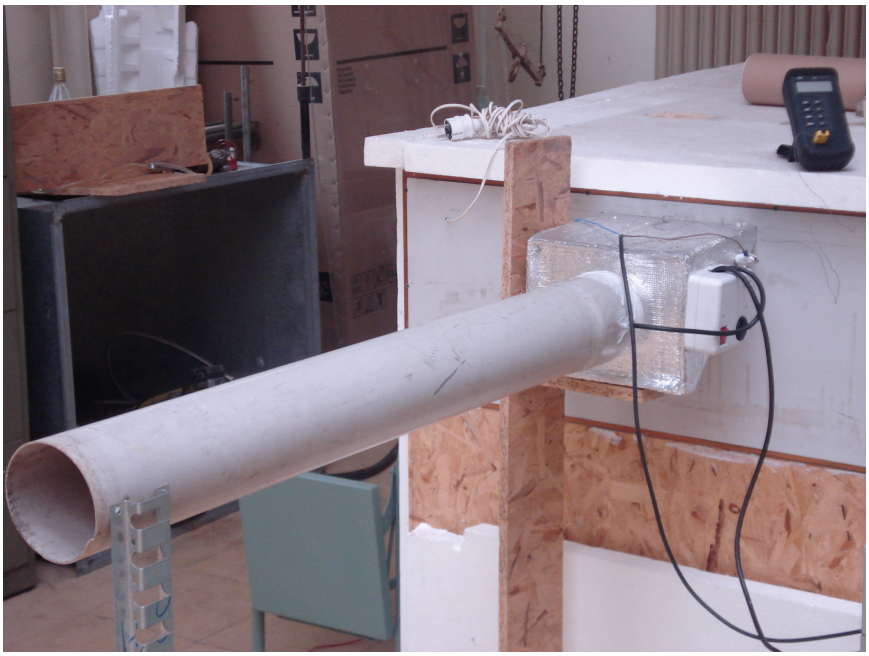
Ortama üflenecek gerekli hava debisini sağlayan eksenel fan oda içersinde oluşan basınç kayıplarını karşılayabilmektedir. Fiziksel modelde, deney sırasında kanal içersinde hava çıkış hızı Şekil 6.4’deki hız anahtarlı, rezistanslı fan ile1,44±0,01 m/s olarak ayarlanmıştır. Fanın, voltaj dalgalanmalarından etkilenmemesi için voltaj regülatörü kullanılmış ve sabit bir voltaj ile gerilim beslenmiştir. Sıcak akış deneyinde hava rezistanslar ile ısıtılarak oda içersine 26,2 ºC de gönderilmiştir.



Şekil 6.2: Deney amaçlı kullanılan kapalı hacim



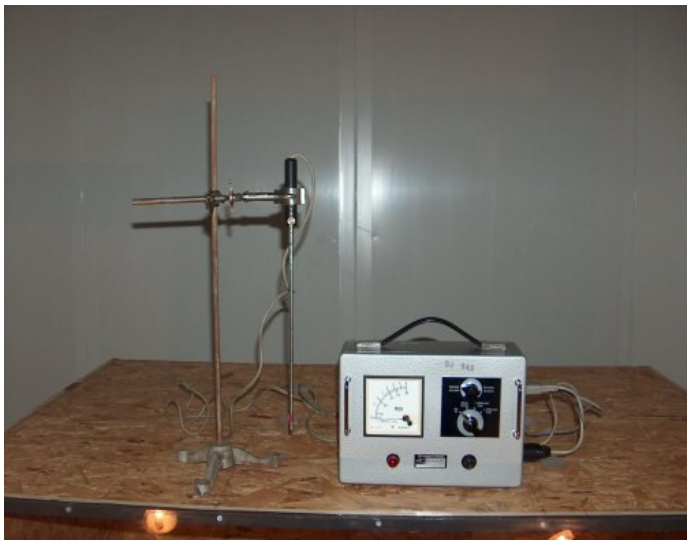
Şekil 6.3: Yarık tipli hava giriş ağzı



Şekil 6.4: Hava giriş düzeneği

Oda içersindeki hız dağılımının ölçülmesi Şekil 6.5'e 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. Kullanılan sıcak tel anemometresi ile yapılan hız ölçümleri DANTEC marka kalibrasyon ünitesi ile kalibre edilmiştir. Şekil 6.6'da iki faklı hız aralığı için elde edilen kalibrasyon eğrileri görülmektedir. Hız ölçümleri bu eğrilerden elde edilen denklemlere göre düzeltilmiştir.

Konfor seviyesi ölçüm probunun hız ölçme aralığı 0 – 5 m/s, sıcaklık ölçme aralığı 0 – 50°C dır. 0 – 2 m/s için kalibrasyon doğruluğu ±0,03 m/s'dir. Sıcaklık ölçme aralığı için cihazın doğruluğu ±0,3 °C'dir.

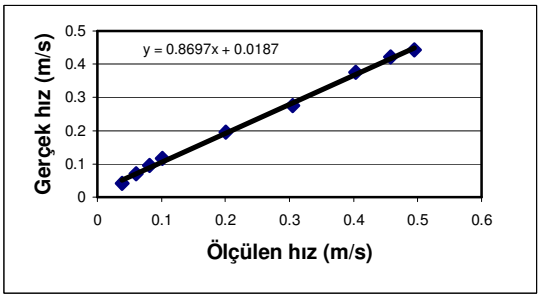


(a)

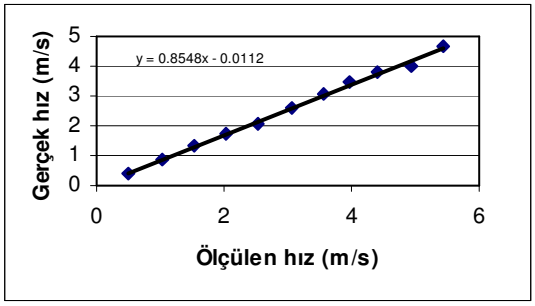


(b)

Şekil 6.5: Sıcak tel anemometreleri



(a)

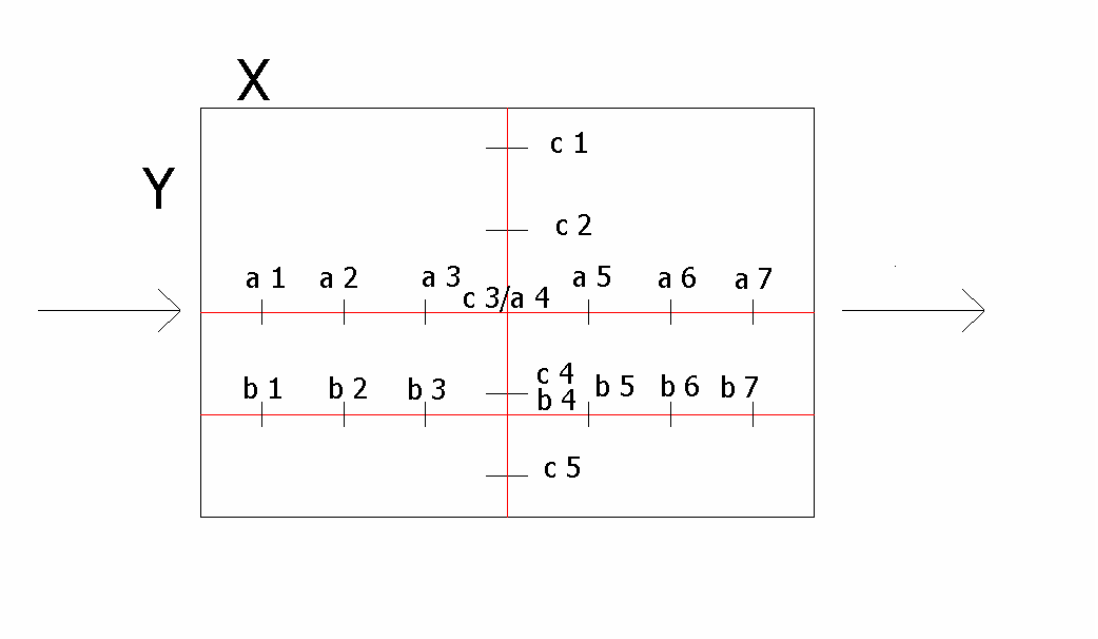


(b)

Şekil 6.6: a. 0.02 – 0.5 m/s, b. 0.5 – 5 m/s hızları için kalibrasyon eğrisi

Bu deney çalışmasında sıcak ve soğuk besleme havası için ayrı ayrı yapılmış ve iki model için de egzoz menfezi çıkışı döşemeden 2 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, eksenel fana bir hız anahtarı takılmıştır, hız istenilen değere ayarlanmıştır.



Şekil 6.7: Deney hacmi içindeki hız ölçüm noktaları

Şekil 6.7'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.

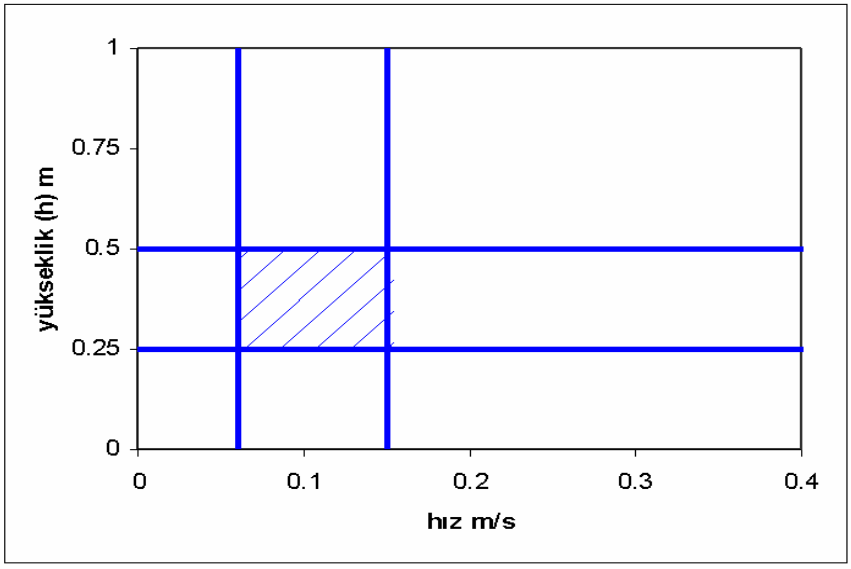
7. SAYISAL VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Bu tez çalışmasında 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 ve deneysel çalışma ile sayısal çalışma karşılaştırılmıştır. Öte yandan yarık tipli menfez çalışması ile daha önce yapılmış olan kare menfezli çalışma karşılaştırılarak sonuçlar irdelenmiştir [38].

Burada, saatteki hava değişim sayısının 4 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 6.7'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.

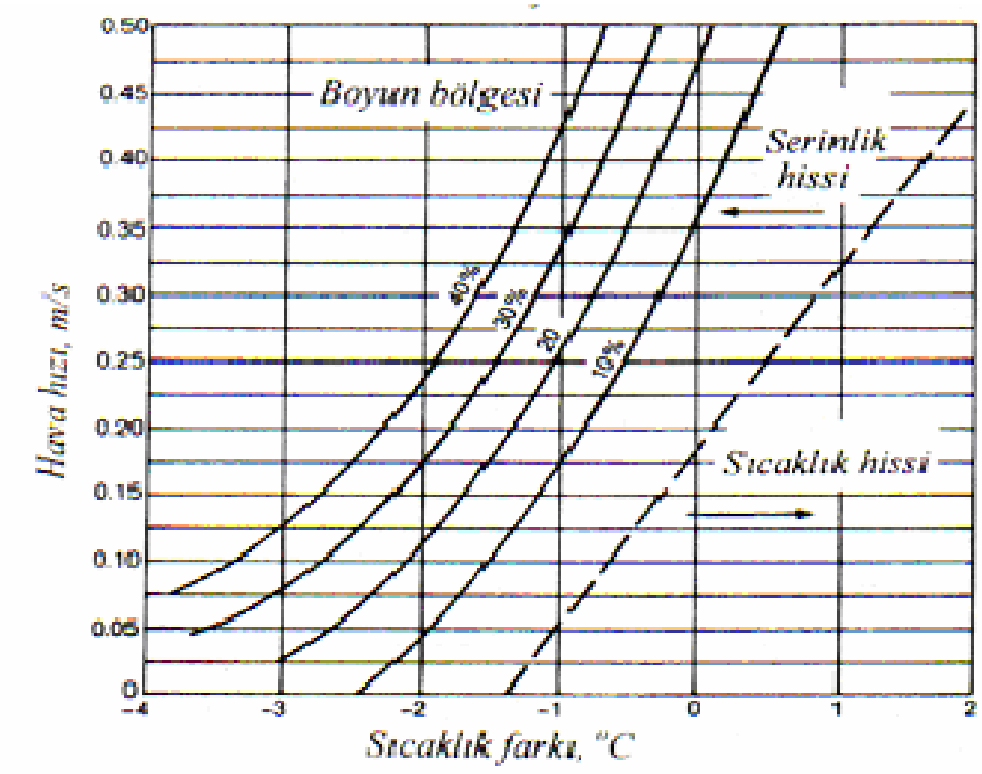
Burada Literatür Araştırması kısmında ve Konfor Şartları kısmında verilen bilgileri özetleyerek, kritik yüksekliklerin döşemeden; ayak bileği mesafesi 0,1 m, oturan bir insanın boyun hizası 1,1 m ve ayakta bulunan bir insanın boyun hizası ,.6 m alınmıştır. Ancak oturan ve ayakta bulunan insanları beraber ele alı ve en hassas bölgenin boyun hizası olduğunu düşünecek olursak döşemeden 0,75 m ile 1,5 m arsındaki bölgeyi incelemenin daha doğru olacağı sonucuna varabiliriz. Bu bölgelerde hava hızı 0,1 m/s ile 0,25 m/s arasında olmalıdır, daha düşük sıcaklıklarda esintisizlik ve boğulma hissi oluşacak, daha yüksek hızlar da ise esinti yani hava cereyanı rahatsızlık verecektir , sıcaklık farkı ise 2°C nin üstünde olmamalıdır.

Bu bilgiler ışığında hava hızına bağlı olarak aşağıdaki konfor alanı tanımlanabilir. Burada konfor hızları Denklem (5.26) yardımıyla bulunmuştur. Burada, S küçültme faktörü bu durum için S=3 olarak alınmıştır. Bu durumda fiziksel modelimizin hız aralığı 0,06 m/s- 0,15 alınabilir ve Şekil 7.1'deki grafik oluşturulabilir.



Şekil 7.1: Tanımlanan hava hızına bağlı konfor alanı.

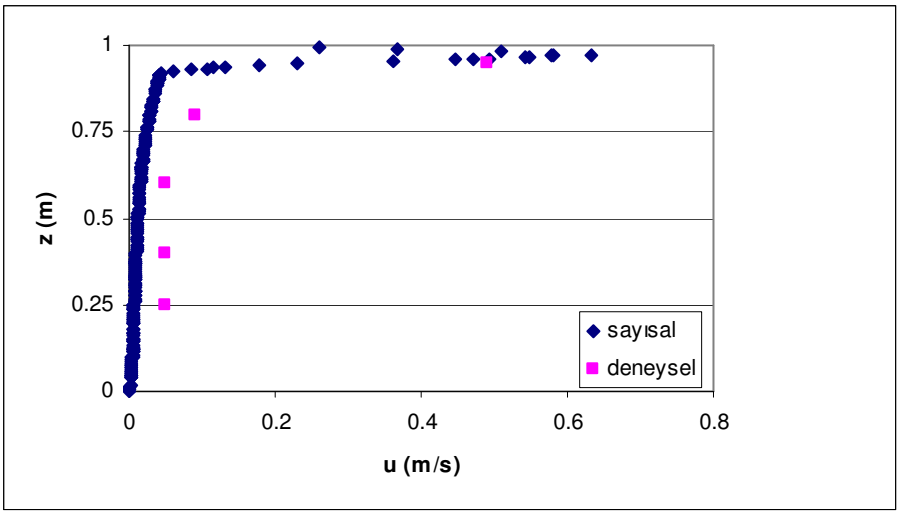
Öte yandan bir sonraki çalışma konusu olan sıcak akış çalışmasını da düşünülecek olursa, daha önce "Bölüm 4. Konfor Şartları" kısmında üzerinde değinilen Şekil 7.2'deki grafik konfor şartlarının irdelenmesi konusunda referans olarak alınabilir.



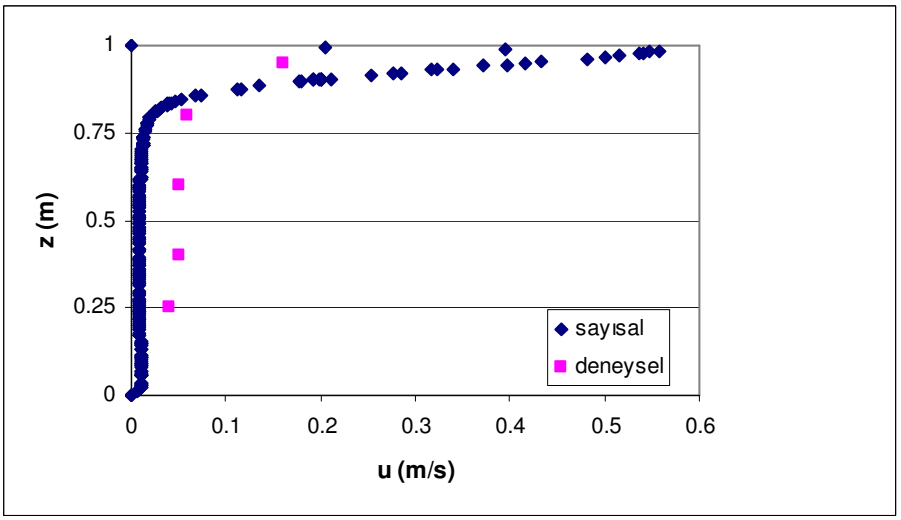
Şekil 7.2: Hava şartlandırılması yapılmış bir ortamda, hava cereyanına göre hoşnut olmayan insanların yüzdesi [9].

7.1 Soğuk Akış İçin Deney Sonuçlarının CFD Çözümleriyle Karşılaştırılması

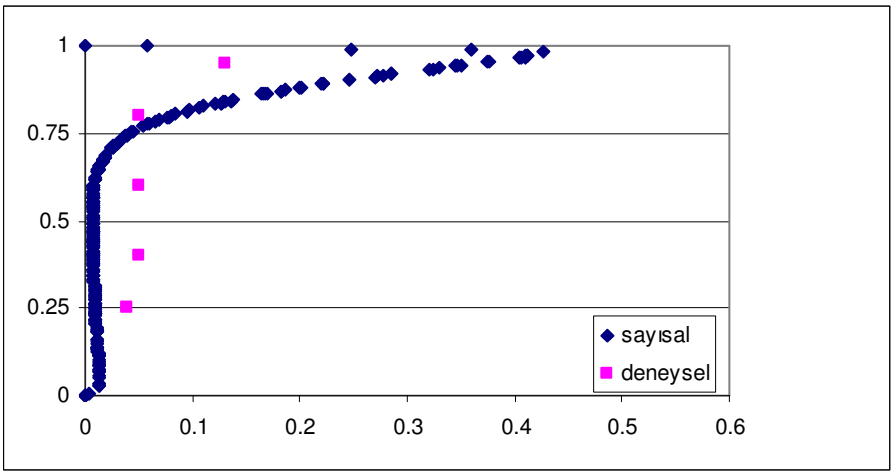
İlk yapılan çalışmada ortam sıcaklığında herhangi bir ısıtmaya maruz bırakılmamış havanın hız dağılımı incelenmiştir.



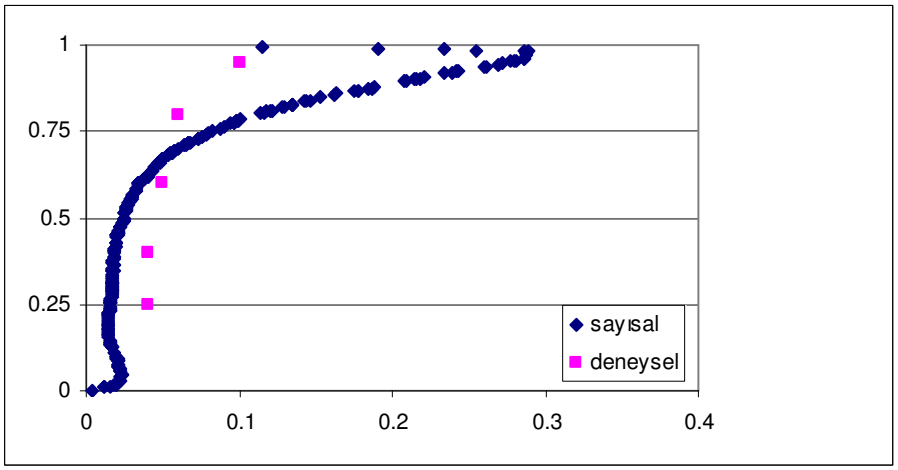
Şekil 7.3: A1 doğrusundaki hız profilleri



Şekil 7.4: A3 doğrusundaki hız profilleri

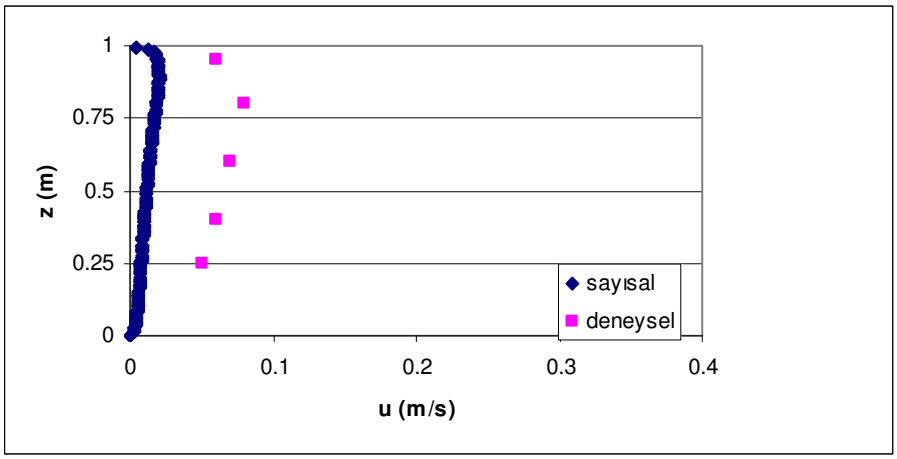


Şekil 7.5:A5 doğrusundaki hız profilleri

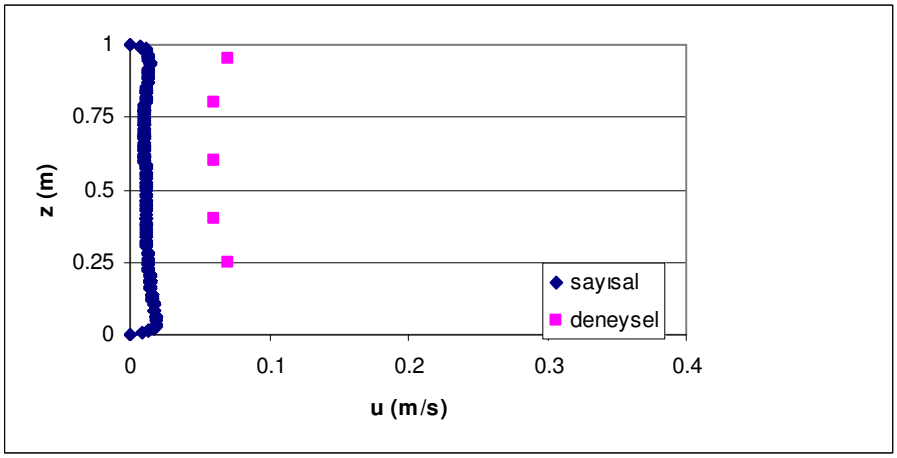


Şekil 7.6: A7 doğrusundaki hız profilleri

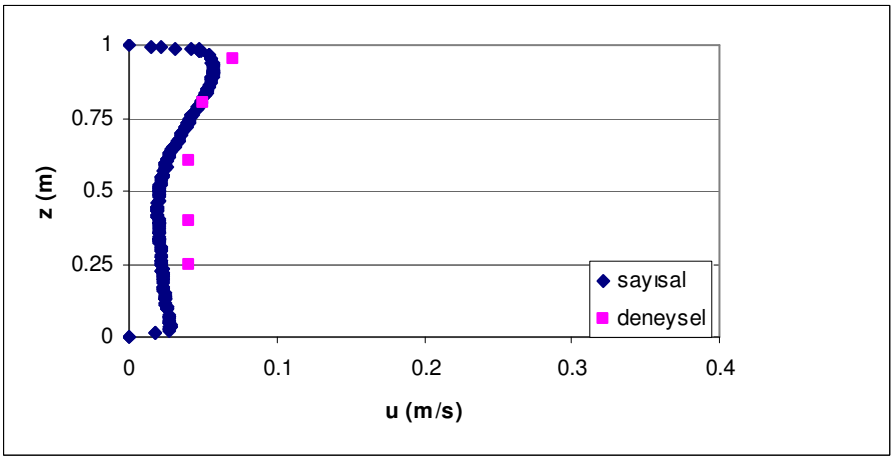
Buraya kadar olan Şekil 7.3-7.6 grafiklerinde a serisi ölçüm noktalarından alınan deneysel değerler ve sayısal çalışma karşılaştırılmıştır. Grafik eğrilerin bazı noktalar örtüşmemiş olsa dahi genel karakteristiğin uyduğu ve değer farklarının ise oldukça küçük olduğu görülmektedir. Öte yandan a serisi ölçüm noktalarının hava ağızlarıyla aynı eksende olduğunu bu yüzden özellikle üst bölgelerde yüksek hızların olduğu görülmektedir.



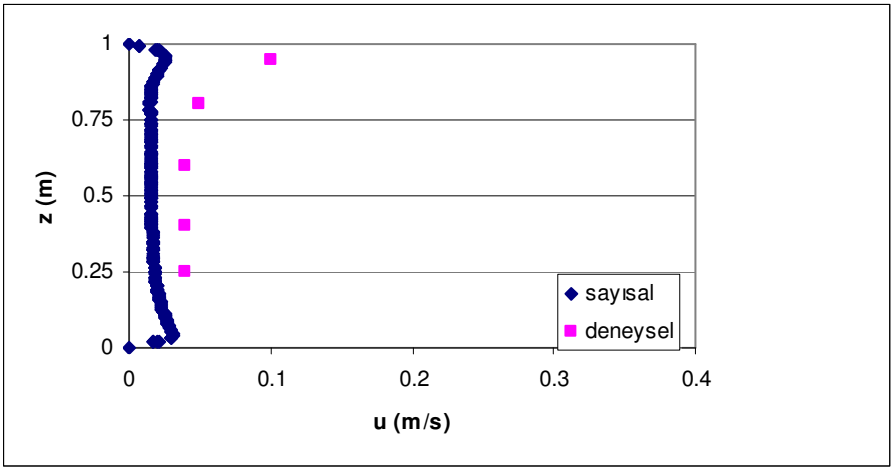
Şekil 7.7: B1 doğrusundaki hız profilleri



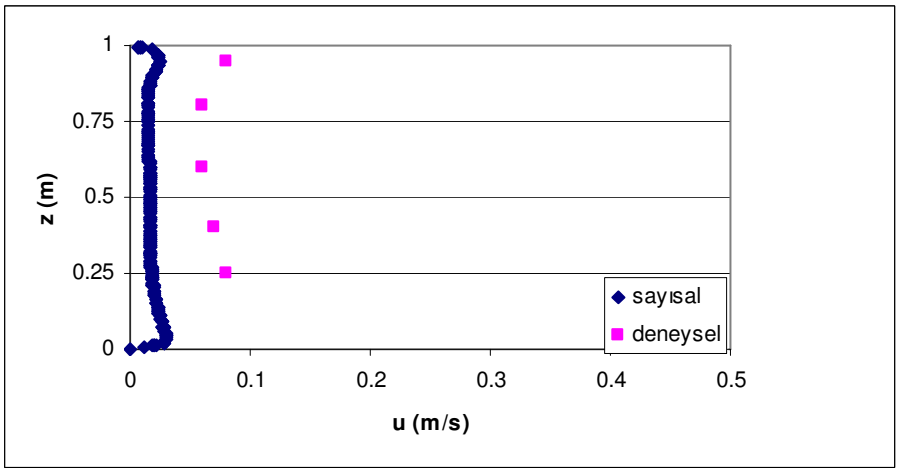
Şekil 7.8: B4 doğrusundaki hız profilleri



Şekil 7.9: B7 doğrusundaki hız profilleri

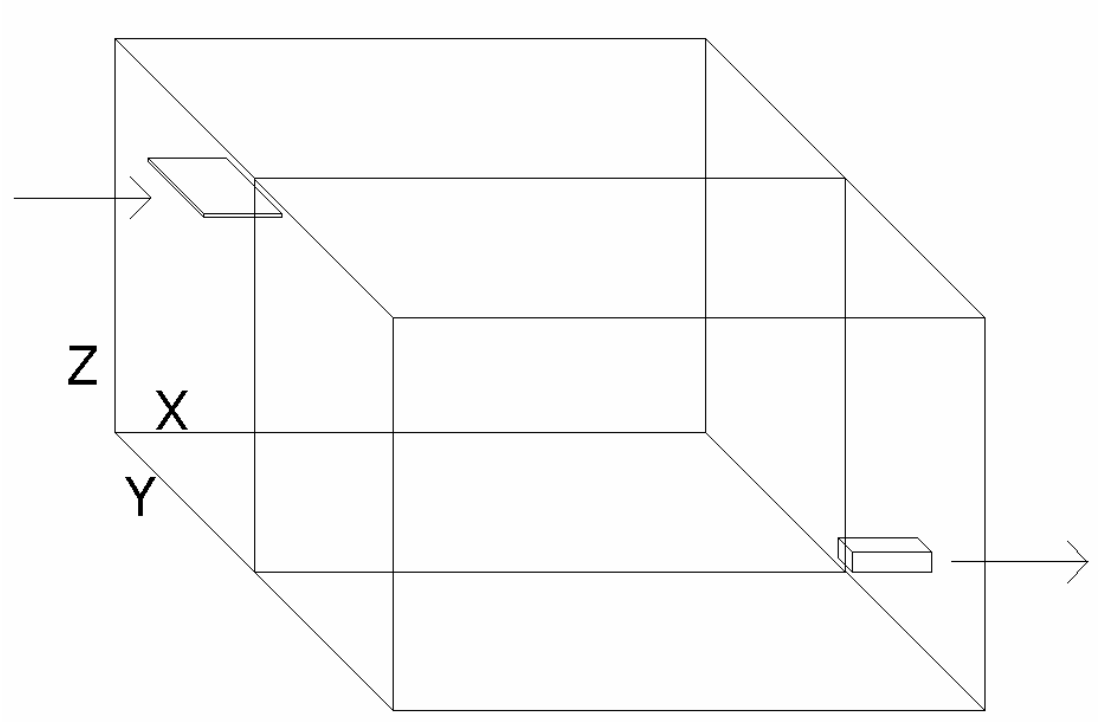


Şekil 7.10: C1 doğrusundaki hız profilleri

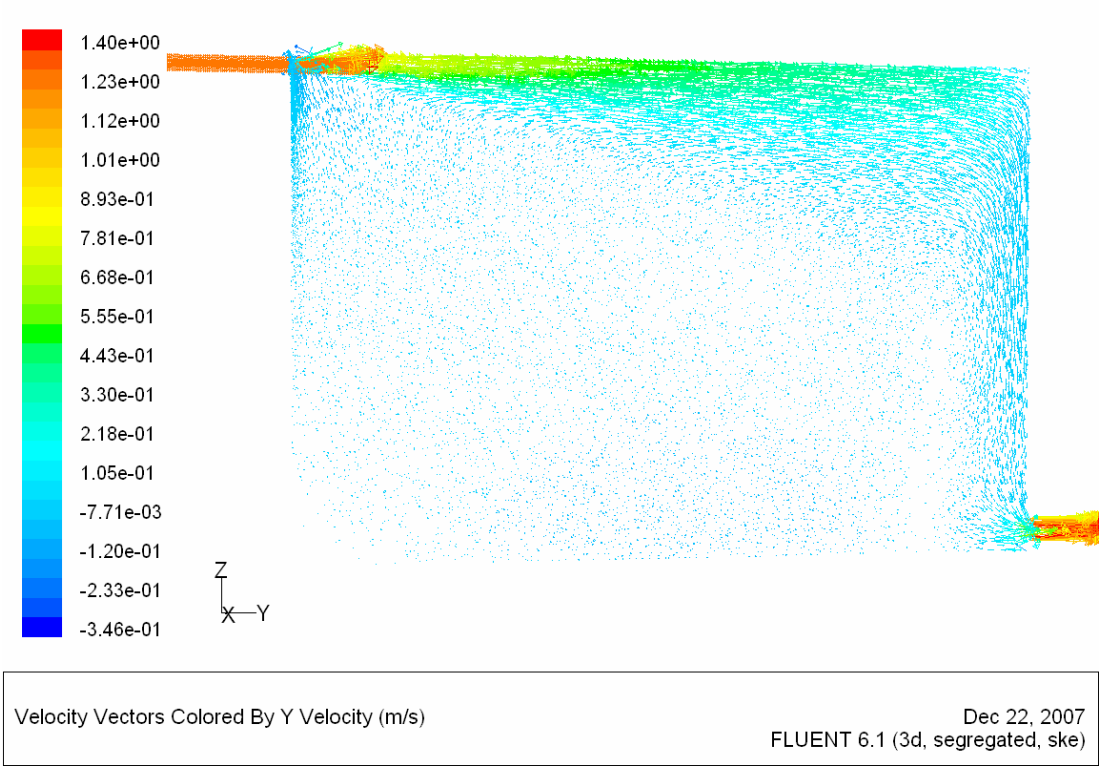


Şekil 7.11: C5 doğrusundaki hız profilleri

Soğuk akış için yapılan bu çalışmada Şekil 7.3 ile Şekil 7.11 arasında görüldüğü üzere çok düşük hızlarda ölçüm yapıldığı ve ölçüm aletlerinin de tolerans değerleri göz bönüne alındığında yapılan deneylerde ve CFD çözümlerinde hız değişim diyagramlarında a, b ve c düzlemleri boyunca fiziksel modelin CFD çözümü ile elde edilen hız profillerinin, deneye ait sonuçlarla bazı noktalar dışında örtüştüğü ve örtüşmeyen noktalarda da ölçü karakteristiğinin korunduğu görülmektedir. Bunun yanında b ve c düzlemlerinde hava hızların hava ağız eksenlerine olan mesafelerinden dolayı daha düşük olduğu görülmektedir. Yukarıda ki grafiklerin yanında bizim için kritik bölgenin Şekil 7.12'de gösterilen merkezsel düzlem olduğunu söylenebilir ve bu düzlem ve bu düzlemdeki hız vektörlerin dağılımı Şekil 7.13'de görülmektedir.



Şekil 7.12: Merkez düzlem.



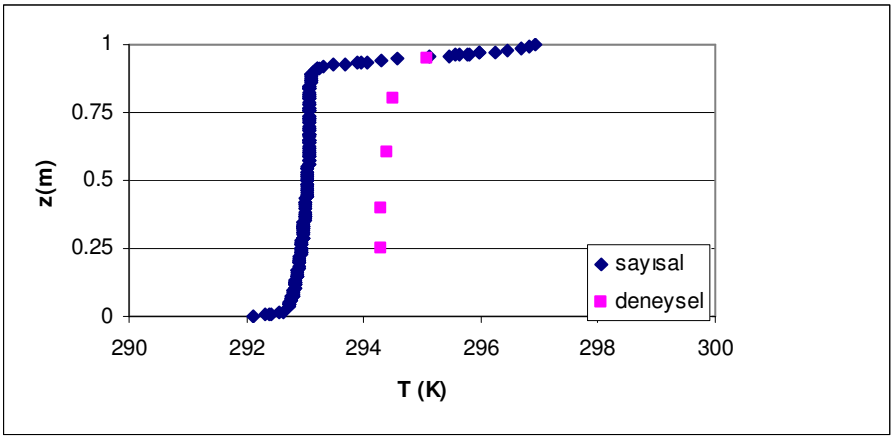
Şekil 7.13: Merkez düzlemdeki hız vektörleri

7.2 Sıcak Akış İçin Deney Sonuçlarının CFD Çözümleriyle Karşılaştırılması

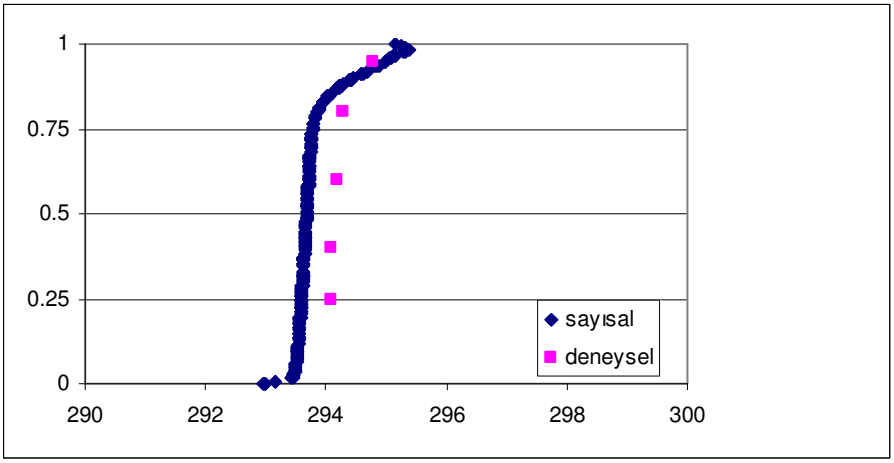
Sıcak akış çalışmasında, sınır şartları daha önceden belirlendiği şekilde, 1,5 x 1 x 1 m^3 hacmindeki fiziksel model için CFD çözümleri ile fiziksel model için 1,44 ± 0.01 m/s hava hızında ve 26,2 ºC'de elde edilen deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Girişte sabit sıcaklık ve sabit hızdaki havayı sağlamak için hız anahtarlı bir fan ile sabit voltajda tutulan bir rezistansdan oluşan cihaz kullanılmıştır. Tablo 7.1'de ise, CFD çözümünde alınan sınır şartları verilmektedir.

Tablo 7.1: FLUENT çözümünde sınır şartları

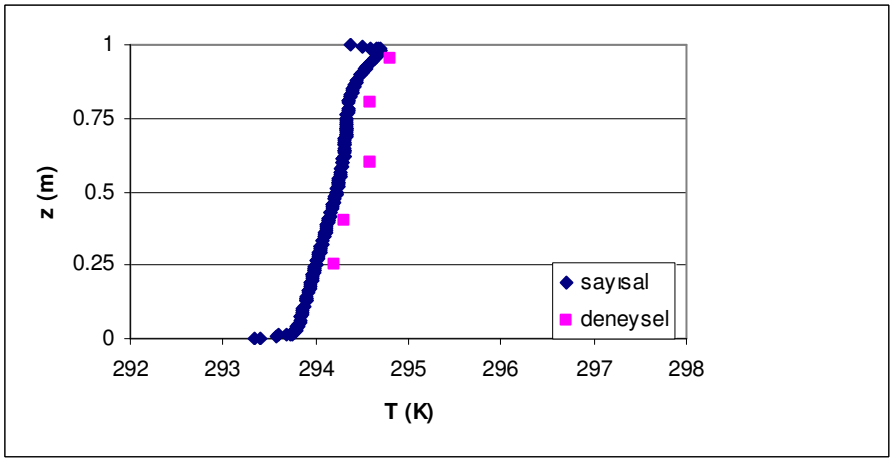
Bölge adı	**Açıklama**	**Sınır şartı**
hava-çıkış	Egzoz	Çıkış basıncı
hava-giriş	Üfleme	Hız giriş
üst duvar	Taban	Duvar (ısı akısı)
alt duvar	Tavan	Duvar (ısı akısı)
ön duvar	Üflenen kısımdaki duvar	Duvar (ısı akısı)
arka duvar	Egzoz edilen duvar	Duvar (ısı akısı)
yan duvar	Yan duvar	Duvar (ısı akısı)



Şekil 7.14: A1 doğrusundaki sıcaklık profilleri

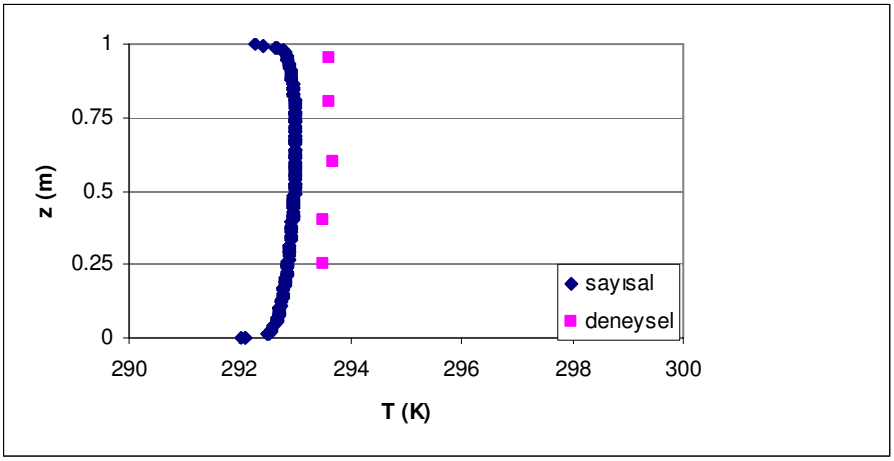


Şekil 7.15: A4 doğrusundaki sıcaklık profilleri

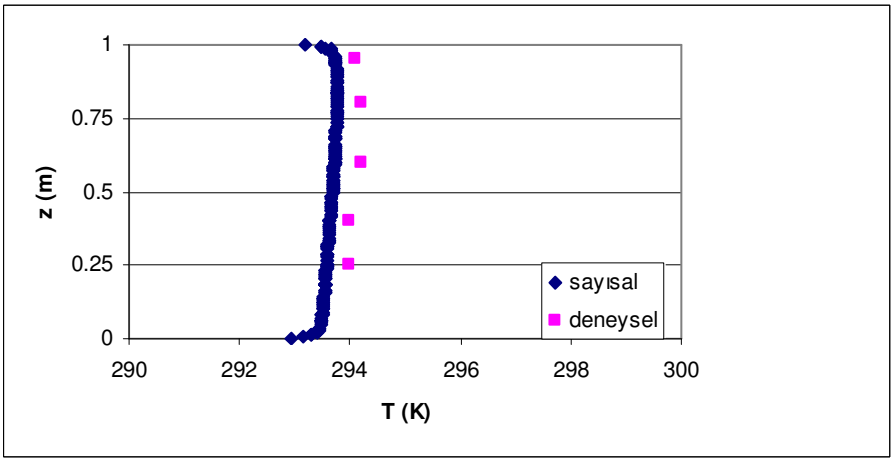


Şekil 7.16: A7 doğrusundaki sıcaklık profilleri

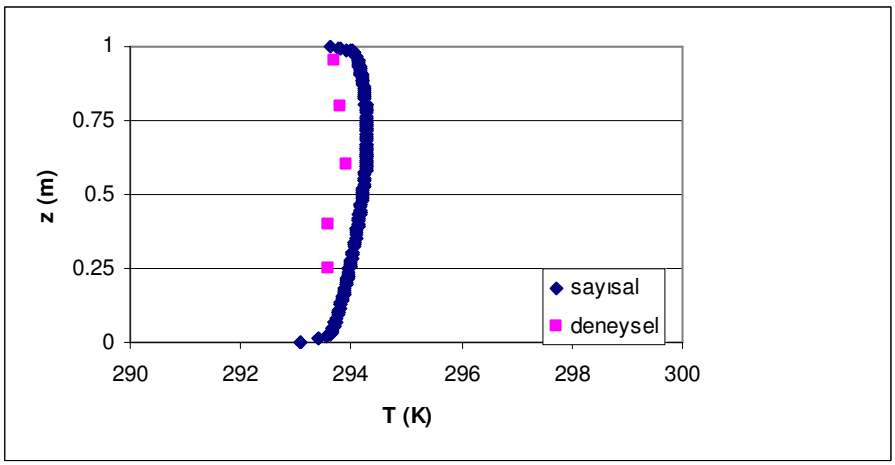
Buraya kadar Şekil 7.14 ile Şekil 7.16 arasında görüldüğü üzere a düzlemindeki ölçüm noktalarından alınan deneysel değerler ve sayısal çalışma karşılaştırılmıştır. Grafik eğrilerin, tüm ölçüm noktalarında, karakteristiğinin uyduğu ve değer farklarının ise oldukça küçük olduğu görülmektedir. Özellikle deney çalışmasında, dış ortam havasının sıcaklığındaki değişimler ve deney odasının izolasyon zorlukları ve benzeri hususlar aradaki ufak farklara neden olabilmektedir.



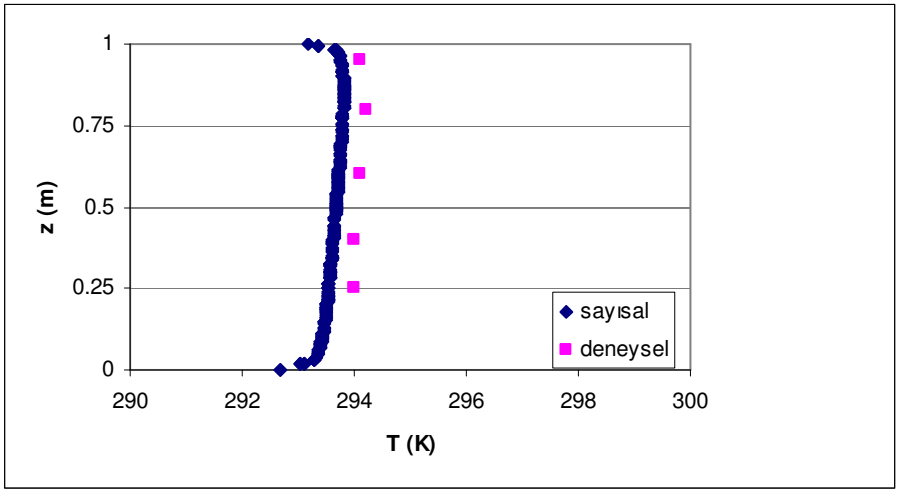
Şekil 7.17: B1 doğrusundaki sıcaklık profilleri



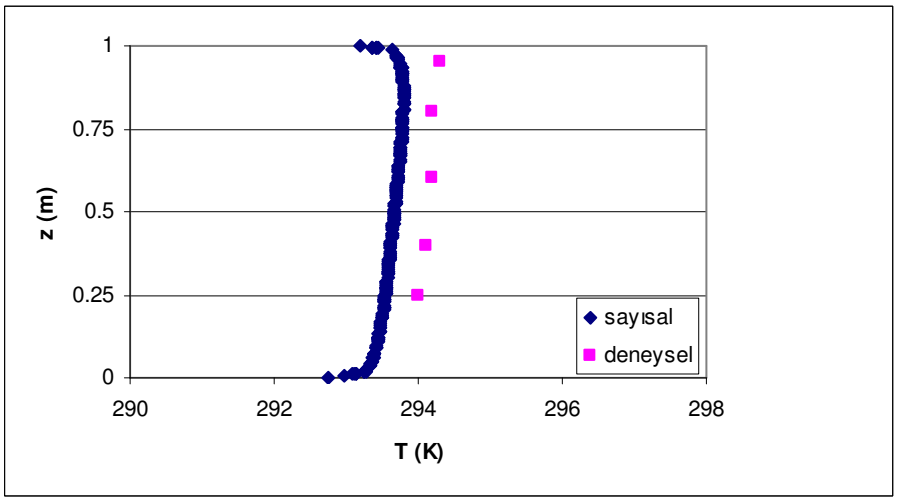
Şekil 7.18: B4 doğrusundaki sıcaklık profilleri



Şekil 7.19: B7 doğrusundaki sıcaklık profilleri



Şekil 7.20: C1 doğrusundaki sıcaklık profilleri

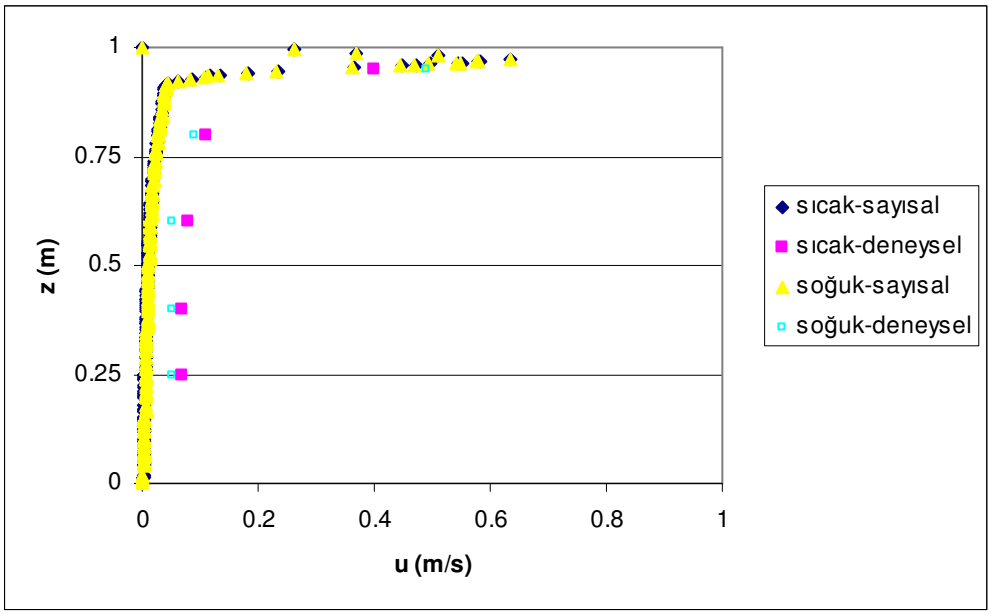


Şekil 7. 21: C5 doğrusundaki sıcaklık profilleri

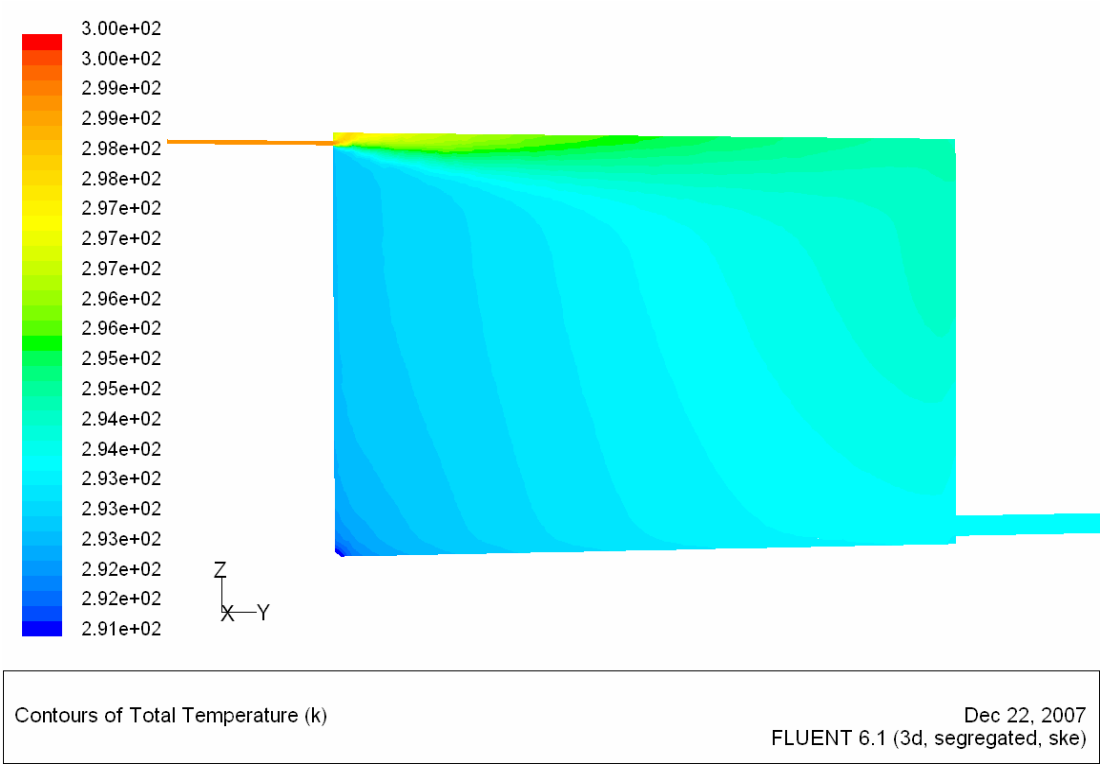
Sıcak akış için yapılan bu çalışmada sıcaklık profilini karşılaştırıldığında Şekil 7.17-Şekil 7.21'de görüldüğü üzere bir uyum söz konusu olup, karakter olarak benzemektedirler. Fakat tam bir tutarlılık yoktur. Bunun nedeni de odanın çok iyi bir şekilde yalıtım yapılamaması, deneyde kullanılan sıcaklık ölçüm elemanlarının tolerans değerlerinden ve fiziksel modelin ufak olmasından dolayı çevre etkenlerden çabuk etkilenebilmesi olabilir.

Hız profilleri incelediğinde ölçüm çizgilerinde sıcak ve soğuk akışa ait hız profillerinin Şekil 7.22'de görüldüğü üzere örtüştüğü gözlemlenmiştir. Diğer ölçüm çizgilerinde de aynı sonuca ulaşıldığından a1 çizgisine ait hız profillerini örnek

olarak sunmak yeterlidir. Öte taraftan merkez düzlemdeki sıcaklık profili Şekil 7.23'deki gibidir.



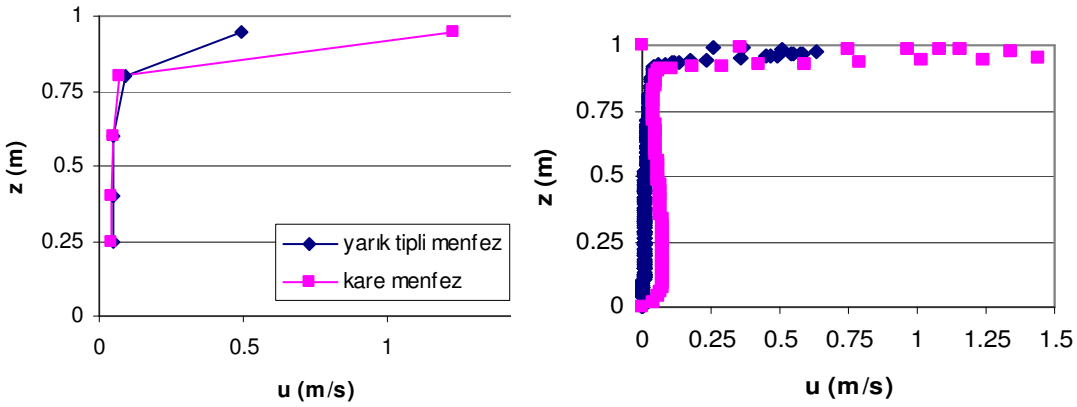
Şekil 7.22: Soğuk ve sıcak akışa ait a1 doğrusundaki hız profilleri.



Şekil 7.23: Merkez düzlemdeki sıcaklık dağılımı.

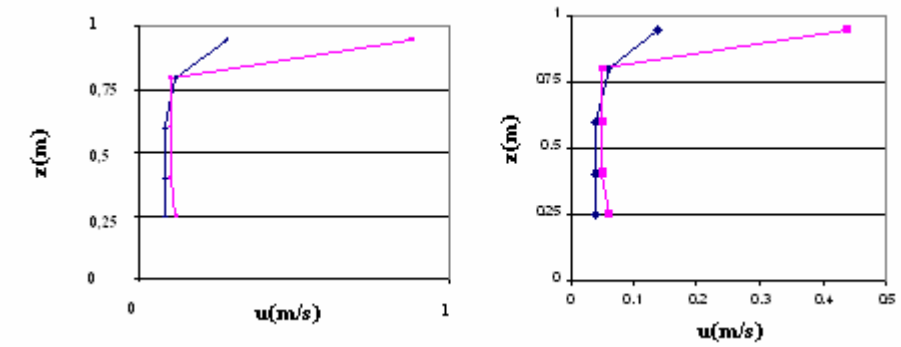
7.3 Yarık Tipli Hava Besleme Menfezi İle Kare Hava Besleme Menfezinin Oda İçi Hava Dağılımına Etkilerinin Karşılaştırılması

Yukarıdaki bölümlerde yarık tipli menfez için sayısal ve deneysel sonuçların karşılaştırılması yapılmıştır. Bu bölümde ise kare menfez için yapılan mevcut bir çalışma ile yukarıdaki bölümlerde konu edilen yarık tipli menfez için yapılan çalışmayı karşılaştırma imkanı doğmuştur. Bu iki çalışmada da hava giriş menfezleri dışında tüm şartlar ve ölçüler bire bir aynıdır.



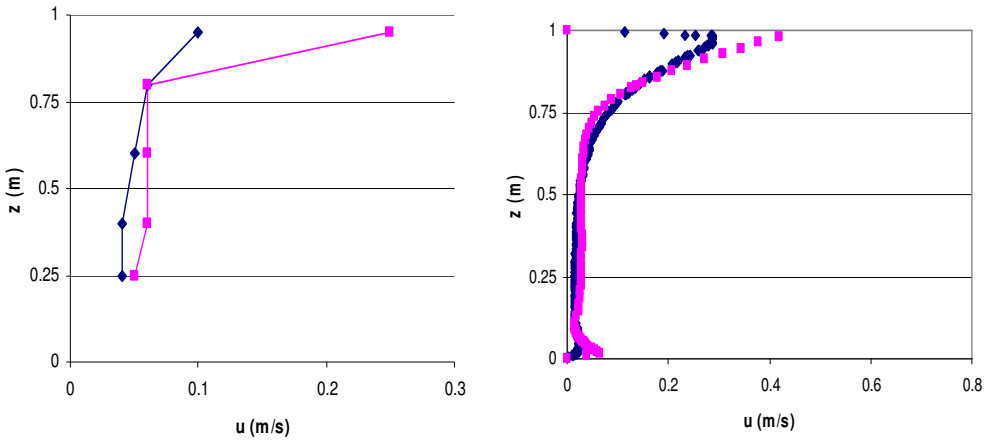
(a) (b)

Şekil 7.24: a. Deneysel b. Sayısal –a1 doğrusundaki hız profilleri



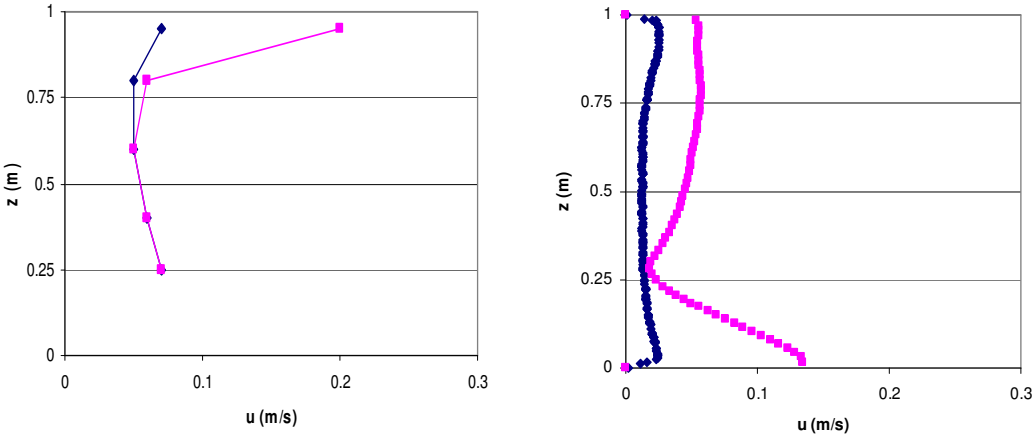
(a) (b)

Şekil 7.25: a. Deneysel b. Sayısal –a4 doğrusundaki hız profilleri



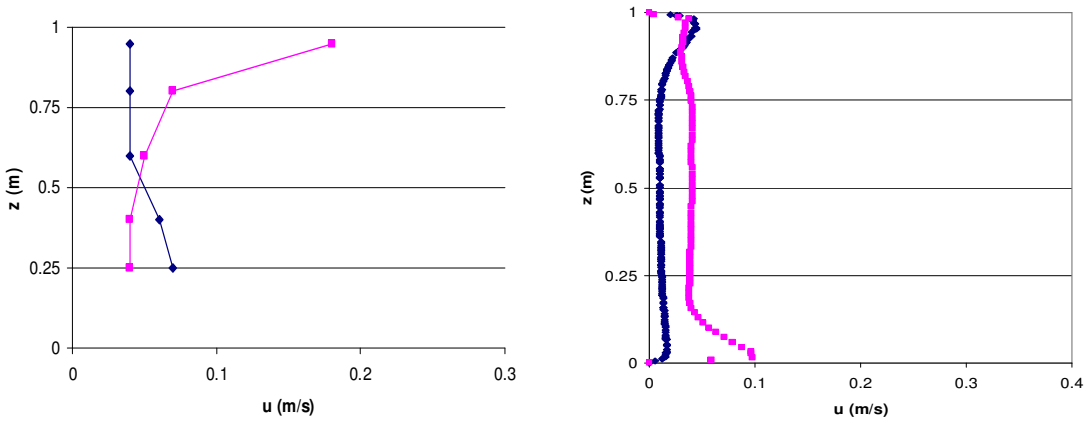
(a) (b)

Şekil 7.26: a. Deneysel b. Sayısal –a7 doğrusundaki hız profilleri



(a) (b)

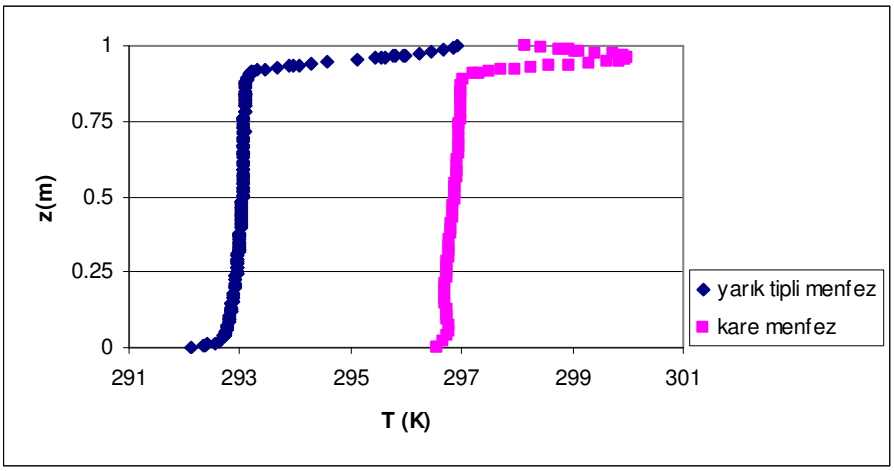
Şekil 7.27: a. Deneysel b. Sayısal –b5 doğrusundaki hız profilleri



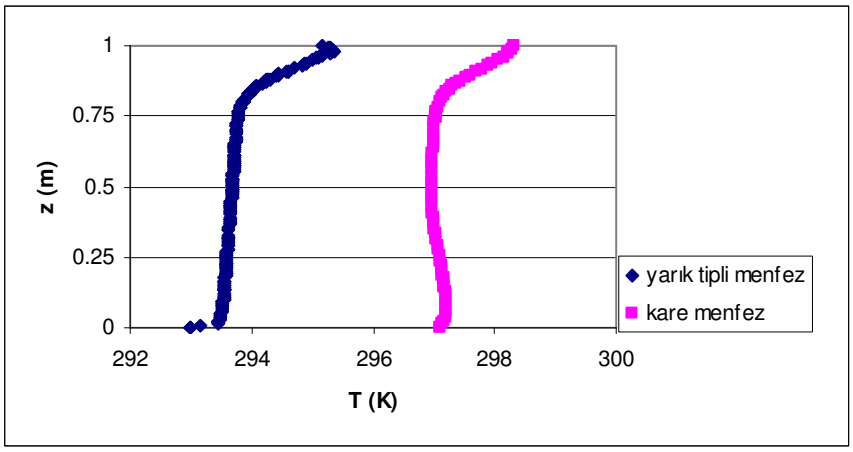
(a) (b)

Şekil 7.28: a. Deneysel b. Sayısal –c2 doğrusundaki hız profilleri

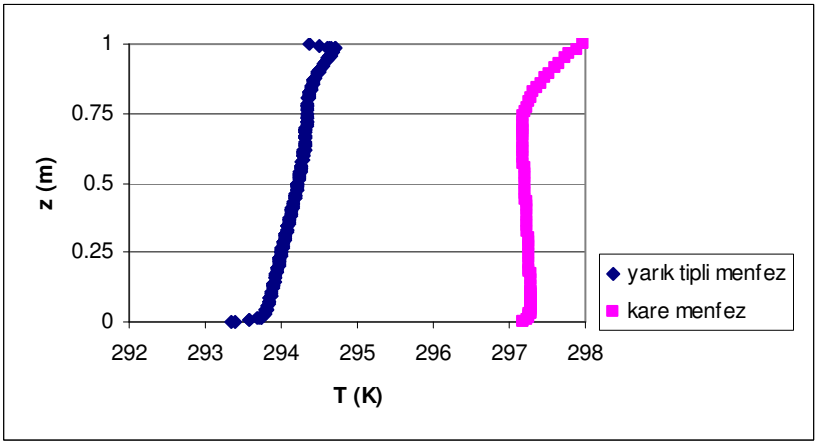
Burada hız profilleri karşılaştırıldığında Şekil 7.24 ile Şekil 7.28 arasında görüldüğü üzere, kare hava girişinin yarık tipli hava girişine oranla odanın özellikle orta ve alt kesimlerinde daha yüksek ve daha değişken hızlarda olduğunu söylenebilir. Slot çıkış ağzı daha dar ancak daha yayvan olduğundan girişe yakın yüksekliklerde nispeten daha keskin değişimler görülmektedir. Burada ölçüm aletlerinin slot ağız hizasında ölçüm yapamamasından ötürü bu değişim deneysel çalışmada belirgin olamamaktadır. Sıcaklık profilleri karşılaştırılırken deneysel çalışma ile sayısal çalışmanın grafik karakteristikleri örtüştüğünden daha belirgin olmasından dolayı sayısal çalışmaların sonuçları karşılaştırılmıştır.



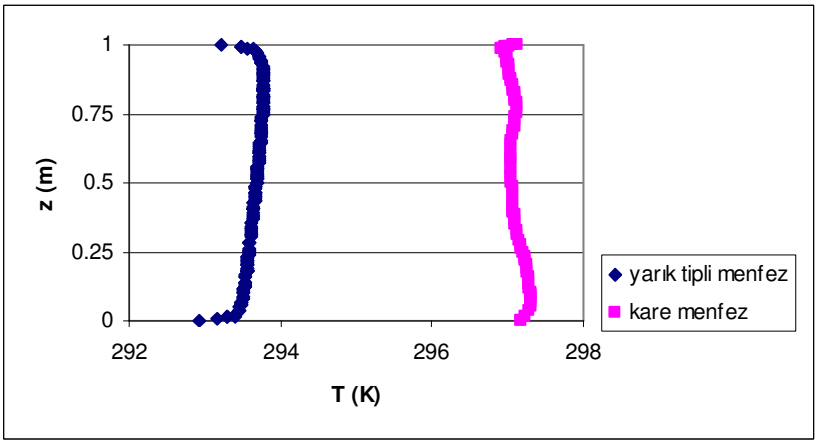
Şekil 7.29: Sayısal –a1 doğrusundaki sıcaklık profilleri



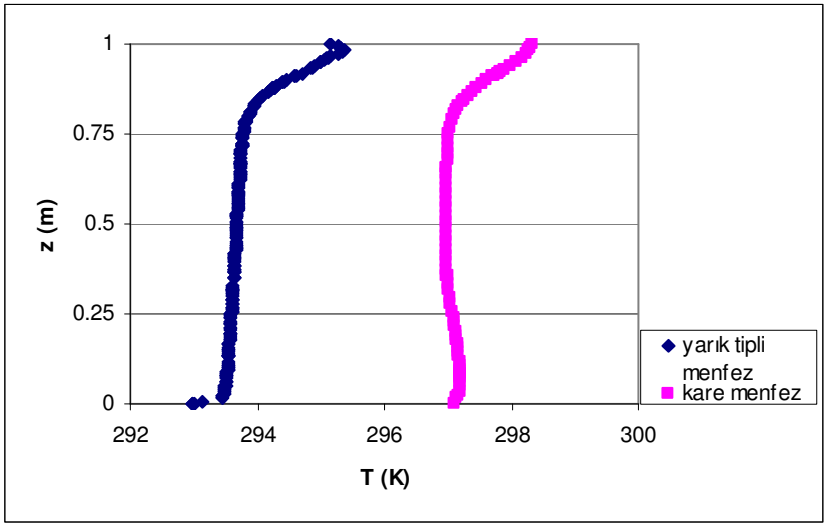
Şekil 7.30: Sayısal –a4 doğrusundaki sıcaklık profilleri



Şekil 7.31: Sayısal –a7 doğrusundaki sıcaklık profilleri

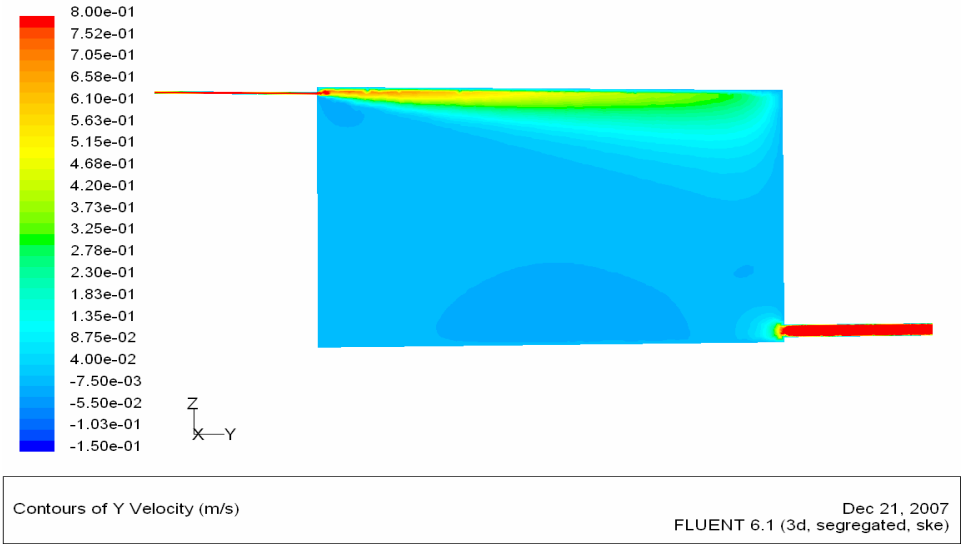


Şekil 7.32: Sayısal –b4 doğrusundaki sıcaklık profilleri

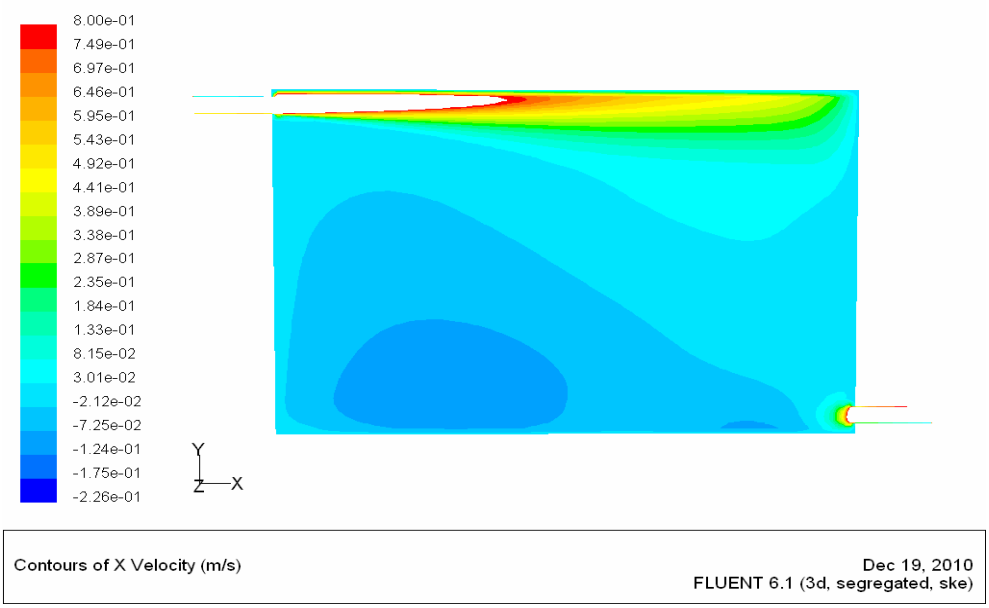


Şekil 7.33: Sayısal –c3 doğrusundaki sıcaklık profilleri

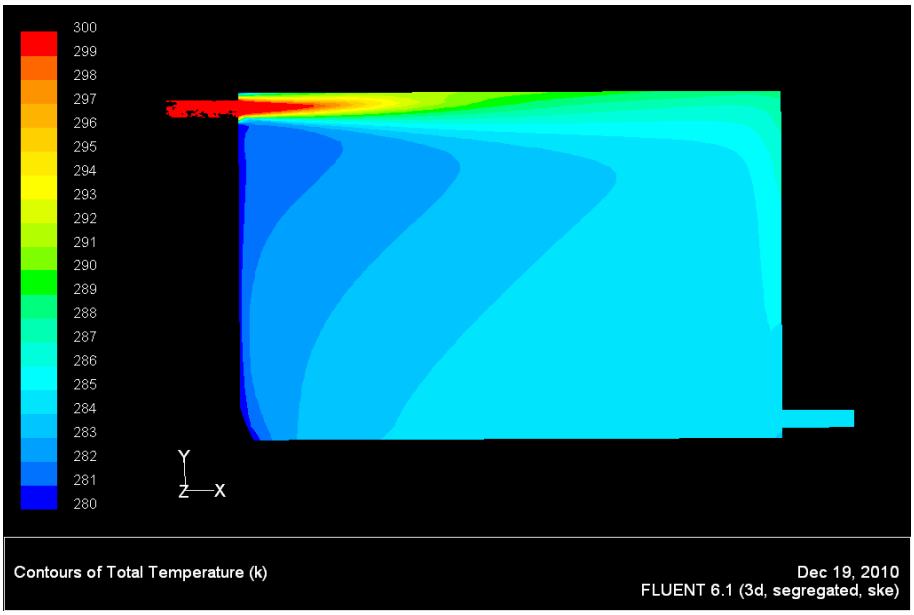
Burada yarık tipli hava besleme manfezi ile yapılan çalışmada duvarlardan ısı akısı -2 W/m² iken, kare açıklık ile yapılan çalışmada ısı akısının-1 W/ m² olarak alınmıştır. Bu yüzden sıcaklıkların yaklaşık 4ºC ötelendiği görülmektedir. Bu yüzden sıcaklıkları karşılaştırırken değerlerin değil profillerin karakteristiğinin karşılaştırılması daha uygundur. Şekil 7.29-Şekil 7.33'de arasında görüldüğü üzere, burada hızda olduğu gibi sıcaklık değerlerinde de kare üfleme ağzı kullanıldığında orta ve alt noktalara değerlerin daha değişken olduğu görülmektedir. Bu değişimler Şekil 7.34-Şekil 7.36'dan da anlaşılmaktadır.



Şekil 7.34: Yarık tipli menfez-merkez düzlemdeki hız dağılımı



Şekil 7.35: Kare menfez-merkez düzlemdeki hız dağılımı

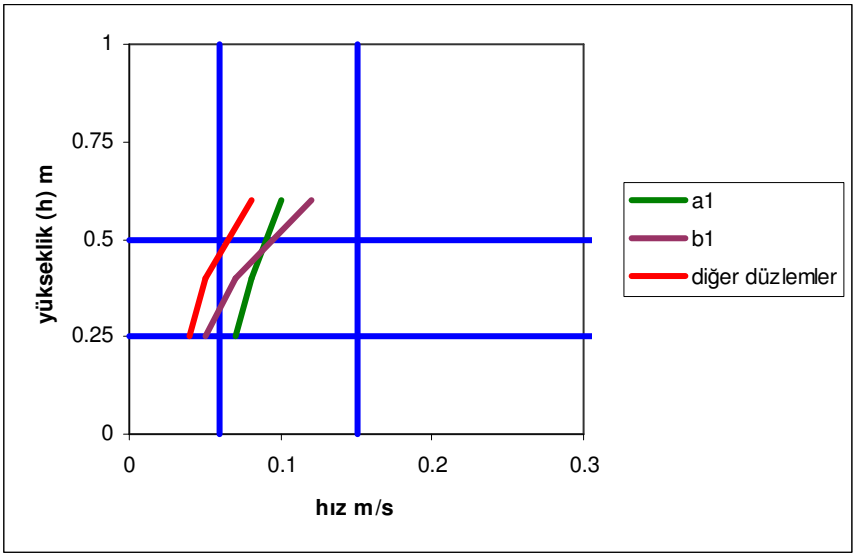


Şekil 7.36: Kare menfez-merkez düzlemdeki sıcaklık dağılımı

Sayısal çalışmalardan alınan veriler ile oluşturulan Şekil 7.34 ile Şekil 7.36 arasında görüldüğü üzere yukarıdaki hız ve sıcaklık dağılımları deneysel ve sayısal grafiklerde görülen eğrileri doğruluyor. Üst noktalarda doğal olarak yarık tipli açıklığının daha etkili olduğu, ancak alt noktalarda daha durgun hava hızı ve sıcaklık dağılımı görülmektedir.

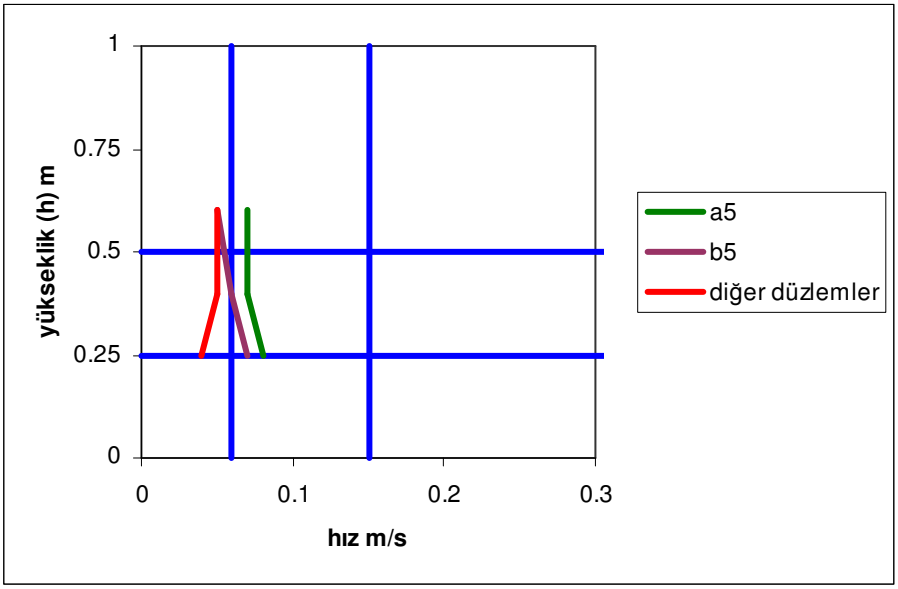
7.4 Yarık Tipli Hava Besleme Menfezinin Konfor Şartlarına Etkisi

Yarık tipli menfezin konfor şartlarına etksini incelemek için soğuk akış ile yapılan çalışmada Şekil 7.1 referans olarak kullanılmıştır. Ölçüm düzlemleri bu grafiğe oturtulduğunda a1 ve b1 ölçüm düzlemlerinin konfor şartlarını şağladığı görülmektedir. Ancak diğer düzlemler (a2 a3, a4, a5, a6, a7, b2, b3, b4, b5, b6, b7, c1, c2, c3, c4, c5) incelendiği bu düzlemlerdeki hızların bir miktar düşük olduğu görülmektedir. Ancak Şekil 7.37'de de görüldüğü üzere diğer düzlemlerde ki değerler kabul edilebilir değerler olup, bu düzlemlerde insanlarda esintisizlik hissi oluşacaktır.



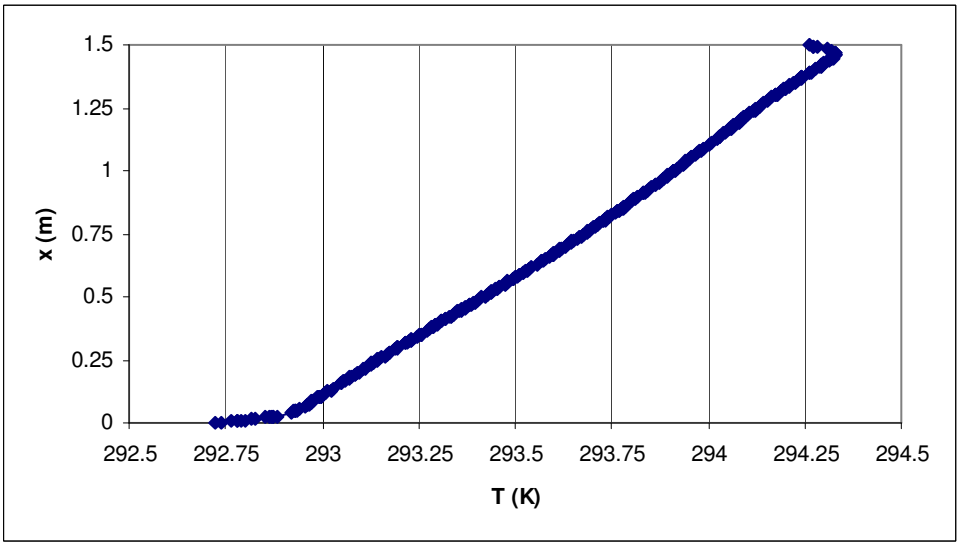
Şekil 7.37: Yarık tipli menfez ile yapılan çalışmada ölçüm noktalarının konfor diyagramındaki dağılımı

Öte yandan kare menfez çalışmasının değerleri aynı grafiğe yansıtıldığında Şekil 7.38' de görüleceği üzere a5 ve b5 düzlemleri konfor bölgesinin içinde kalmakta, diğer düzlemler ise kabul edilebilir değerler içinde olmakla beraber esintisizlik bölgesindedirler. Burada a5 ve b5 doğrularında hızların yüksekliği basma menfezinden çıkan havanın 0,5 m kotuna yayıldığı düzlemler olmaları sebebiyle olabilir.



Şekil 7.38: Kare menfez ile yapılan çalışmada ölçüm noktalarının konfor diyagramındaki dağılımı

Sıcak akış uygulamasında ise boyun hizasında (gerçek boyutlarda 1,5 m, küçültülmüş modelde ise 0,5 m), odanın herhangi bir aynı kotunda sıcaklık farkı 1,5°C den büyük olmamalıdır [1].



Şekil 7.39: Merkez düzlemdeki (a1-a7) x ekseni boyunca sıcaklık dağılımı

Şekil 7.27 den de görüleceği üzere en büyük fark a1 ile a7 düzlemleri arsındaki 1,5 °C lik farkdır ki bunun muhtemel dedeni a1 düzleminin giriş ağzının bulunduğu duvara en yakın olan düzlem olmasıdır ki dar olan slot ağızdan çıkan havanın bu kadar kısa bir mesafede yayılması bir hayli zordur, a7 düzleminin ise ağızdan çıkan havanın karşı duvara çarparak aşağıya yöneldiği bölge üzerinde olması ısısının yüksek olmasına neden olabilir. Şekil 7.39'da x ekseni merkez düzlem boyunca yatay mesafedir, y ekseni bu mesafe boyunca 0,5 m kotunda ki sıcaklık değerleridir.

8. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Yapılan bu tez çalışmasında havalandırılan bir ofis odası içersine verilen havanın, hacim içindeki hız ve sıcaklık dağılımları sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. İki farklı deney yapılmıştır. İlk deney soğuk akış deneyi olup ortam havası içeri verilmiş, ikinci deney hava sabit sıcaklığa kadar ısıtılarak sıcak akış deneyi gerçekleştirilmiştir. Bu deneylerin sonucunda yarık tipli menfezin konfor şartlarına etkisi incelenmiştir. Bunlara ilaveten kare menfez ile daha önce yapılan çalışmadaki değerler kullanılarak [36], yarık tipli hava basma menfezi ile kare hava basma menfezi kullanılarak elde edilen sonuçların kıyaslanması imkanı doğmuştur.

Sıcak akış ile soğuk akışa ait hız profilleri karşılaştırıldığında bir tutarlılık söz konusudur. Sayısal ve deneysel çalışmalardan alınan değerler birbirine oldukça yakındır. Deneysel ve sayısal çalışmalara ait oda içi hava hız ölçümlerinde bir miktar fark olması doğaldır. Bunun nedeni ölçüm aletlerinin tolerans değerleri, ölçüm probunun yarık tipli menfez seviyesinde ölçüm yapamaması, dış ortamın deney düzeneğini etkilemesi olabilir.

Sıcak akış çözümünde, kapalı hacim içersinde yine aynı çizgiler boyunca alınan fiziksel modele ait CFD çözümünden ve deneylerden elde edilen sıcaklık profillerine bakıldığında bire bir örtüşme olmamasına karşın profil olarak uyum göstermektedirler. Örtüşmemenin nedeni, deneysel çalışmada sızdırmazlığın tam olarak sağlanamaması, deneysel çalışmada duvarlardan olan ısı kaybını tam olarak saptanamaması, küçük değerlerde çalışılması çevre etkilerini denetim altına almanın zorluğu ve izolasyonun istenen şekilde yapılamaması olabilir.

Her iki çalışmada da 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.

Yarık tipli hava basma menfezi ve kare hava basma menfezi ile yapılan çalışmalar karşılaştırıldığında yarık tipli menfezin üst kotlarda daha etkin bir hava akışına neden olduğuna buna karşın alt noktalarda hava hızlarının kare menfez ile yapılan çalışmaya göre daha düşük kaldığı görülmektedir. Bu ise konfor şartları irdelendiğinde esintisizliğe ve insanlarda rahatsızlığa neden olabilmektedir.

Sonuç olarak, oda içersindeki incelenen hava hareketi ve cebri havalandırma problemi oldukça karmaşıktır ve birçok parametreye bağlıdır. Akışın üç boyutlu ve türbülanslı bir akış olmasından ve bunun neticesinde çözümlerin çok uzun süreler almasından dolayı, parametrik çalışma yapmak oldukça zordur. Bir başka zorluk ise deney düzeneğini hazırlamaktır. Çünkü çok küçük değerler ile çalışıldığından en ufak bir sızıntı, izolasyonda yetersizlik, çevre koşullarında değişiklik veya fandaki balanssızlık deney sonuçlarını etkilemektedir. Bu çalışmada hava değişim sayısı olarak 4 alınmıştır. Ancak görüldüğü üzere bu değer arttırılabilir. İlerleyen çalışmalarda daha yüksek hızlarda, daha büyük hava değişim sayıları ile, ofis içerisinde mobilya veya insan olduğunu düşünerek çalışmalar yapılabilir. Öte yandan ilerleyen çalışmalarda tavandan anemostat ile besleme, zeminden besleme vb. değişik havalandırma yöntemleri kullanılarak performansları ve konfor şartlarına etkileri karşılaştırılabilir. Görüleceği üzere bu çalışmalar birbirini izlemesi gereken ve birbirini tamamlayabilecek çalışmalar olup, bu çalışmalar tamamlanması sonucunda oda içi hava hız dağılımı ve oda içi havalandırma şekillerinin konfor şartlarına etkisi ile ilgili önemli kaynaklara kavuşulmuş olacaktır.

KAYNAKLAR

[1] **TS 3419**, 1979. Havalandırma ve iklimlendirme tesislerinin projelendirilmesi kuralları

[2] **Sunaç**, **B. ve Kenber, E.**, 2000. Havalandırma Tesisatı, Alarko yayınları.

[3] **Uralcan, İ.Y.,** 2003. Havalandırma Tesisatı I, Makina Mühendisleri Odası, Yayın No:297, İstanbul

[4] **Awbi, H. B.**, 1991. Ventilation of Buildings, E & FN Spon, London.

[5] **DIN 1946**, 1994. Raumlufttechnik , Teil-2.

[6] **DIN EN 12239**, 1995. Havalandırma - Havalandırma Uç Elemanları - Aerodinamik Deneyler ve Yer Değiştirmeli Akış Uygulamaları İçin Deneyler.

[7] **DIN EN 12238**, 2001. Havalandırma - Havalandırma Uç Elemanları Aerodinamik Deneyler.

[8] **Köktürk, U.,** 1978. İklimlendirme ve Klimatoloji Tekniği Cilt-1 ; İklimlendirme tesislerine ilişkin temel hesaplar.

[9] **ASHRAE,** Eylül 1997. ASHRAE Temel El Kitabı, Bölüm 31, İç Hacimlerde Havanın Yayılması.

[10] **ASHRAE,** Handbook-Systems and Equipment, Bölüm 17.

[11] **Miller P.L.**, 1989. Room air and air contaminant distribution. *ASHRAE Atlanta, GA.*

[12] **Reinmann, j., Tuve, G.L.**, 1959. Evaluation of three room air distribution systems for summer cooling. *ASHRAE Transactions* ***65.717*****.**

[13] **Houghten, F.C., Ark, M.**, 1938. Draf temperatures and velocities in relation to skin temperatures and feelings of warth. *ASHRAE Transactions* ***44.289*****.**

[14] **Koestel, A., Tuve, G.L.**, 1955. Room air distribution. *ASHRAE Transactions* ***60.385*****.**

[15] **Uralcan, İ.Y.,** 2003. Havalandırma Tesisatı Π, Makina Mühendisleri Odası, Yayın No:313, İstanbul

[16] **ANSI/ASHRAE 62**, 1999. Ventilation for acceptable indoor air Quality, Sahrae.

[17] **Bilge, M.**, 2000. Havalandırma Tesisatı, Isısan Yayınları.

[18] **Zhang, J.S., Christianson, L.L., Riskowski**, **G.L.,** 1990. Regional airflow characterşistic in a mechanically ventilated room under nonisothermal conditions. *ASHRAE Transactions* ***96(1)***

[19] **Zhang, J.S., Christianson, L.L., Wu, G.J., Riskowski**, **G.L.,** 1992. Detailed measurements of of room air distribution for evaluating numerical solution models. *ASHRAE Transactions* ***98(1)***

[20] **Miller, R.G., Nevins, A.**, 1972. An analysis of the performance of rooom aşir distribution systems. *ASHRAE Transactions* ***78(2)***

[21] **Miller, R.G., Nevins, A.,** 1972. Analysis, evaluation and comparison of room air distribution performance. *ASHRAE Transactions* ***78(2).***

[22] **Miller, R.G., Nevins, A.,** 1969. Room air distribution with an air distributing ceiling-Part 1

[23] **Miller and R.G. Nevins.,** 1969. Room air distribution with an air distributing ceiling-Part 2

[24] **Özcimler, H.K., Başkaya, Ş., Atılgan, İ,** 2007. Mobilyalı bir ofis odası içindeki sıcaklık dağılımının iklimlendirme şartlarına göre değişiminin deneysel olarak incelenmesi.

[25] **Department of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, National Taipei University of Technology**, 2006. Air flow characteristics in the outlet region of a vortex room air difuser.

[26] **Moureh, J., Dick, F.,** 2004. Airflow characteristics within a slot-ventilated enclosure.

[27] **Sun, Y. and Smith, T.,**2004. Air flow characteristics of a room with square cone diffusers.

[28] **Lata Sinha**, **S.,** 2000. Behaviour of inclined jet on room cooling.

[29] **Nielsen, P. V., Restivo, A. and Whitelaw, J. H**., 1978. The Velocity Characteristics of Ventilated Rooms, J. Fluids Eng., **100, 291-298..**

[30] **Kuas, G., Başkaya, Ş.,** 2002. Havalandırılan Bir Ofis Odasında Hava Hareketinin Sayısal Analizi, *J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.,* 17, 35-32.

[31] **Chung, K. C., Hsu, S. P.**, 2001. Effect of Ventilation Pattern on Room Air and Contaminant Distribution, *Building and Environment,* **36, 989-998.**

[32] **ASHRAE,** 1998. Principles of Heating, Ventilating and Air Conditioning, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.

[33] **Genceli, O. F. (Çeviren**), 1997. Fizyolojik İlkeler ve Isıl Konfor, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:5, İstanbul

[34] **Genceli, O. F. (Çeviren)**, 1997. İç Hacimlerde Havanın Yayılması, Türk Tesisat Mühendisleri Derneği, Teknik Yayın No:2, İstanbul

[35] **Hertger, K., Magnusen, T**, 1986. Wall-jet velocity profiles resulting from a ventilation inlet, *ASE Transactions*.

[36] **Karaoğlu, E., Ersoy, H.,** 2005. Mekan İçi Hava Hareketlerinin Sonlu Farklar Yöntemi ile Modellenmesi, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Teknik Yayın No: **89**,İstanbul.

[37] **Norback**, **R.,** 1949. Air distribution and draft. *ASHRAE transactions* ***95(2):1041-49.***

[38] **Straub**, 1957. Distribution of air within a room for year-round air conditioning. *University of Illiniois Engineering Experiment Bulletin No.****442.***

[39] **Ünal, M. F.,** 1988. Akışkanlar Mekaniği II Ders Notları.

[40] **TS 3419/**Haziran 1979 Havalandırma ve iklimlendirme tesislerinin projelendirilmesi kuralları˝ devam.

[41] **Yılmaz, Ş.,** 2005. Havalandırılan Kapalı Bir Hacimde Hava Dağılım Karakteristiklerinin Tayini, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[42] **Eser, H.Ç.,** 2006. Konfor Kliması uygulanan bir hacimde Hız Ve Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

ÖZGEÇMİŞ

Erdinç ÖNTAŞ, 1976 yılında Ağrı'da doğdu. İlkokul öğrenimini Kartaltepe İlköğretim Okulunda, orta ve lise eğitimini Cağaloğlu Anadolu Lisesinde tamamladı. 2000 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü'nden mezun olduktan sonra 2000 yılında İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Isı Akışkan Programı'nda Yüksek Lisans öğrenimine başladı.

2001 tarihinden itibaren tesisat mühendisi olarak çalışmaktadır.