

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL HAVALANDIRMA YÖNTEMLERİNİN SAYISAL MODELLEMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HÜLYA DEMİR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Erhan BÖKE

EYLÜL 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOĞAL HAVALANDIRMA YÖNTEMLERİNİN SAYISAL MODELLEMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**HÜLYA DEMİR
503101111**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Erhan BÖKE

EYLÜL 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 50310111 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Hülya DEMİR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “Doğal Havalandırma Yöntemlerinin Sayısal Modellemesi” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Y. Erhan BÖKE**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Eş Danışman : **Yrd. Doç.Dr. Necmi KAPTAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Özgür ATAYILMAZ**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **3 Mayıs 2013**
Savunma Tarihi : **12 Eylül 2013**

ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince fikirleri ve tecrübesiyle çalışmamı yürütmeme yardımcı olan değerli hocam Doç. Dr. Y. Erhan Böke'ye gösterdiği ilgi ve anlayıştan ötürü teşekkür ederim.

Tez çalışmama destek veren Eroğlu Holding yönetimi ve çalışanlarına teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimi boyunca bütün çalışmalarımı birlikte yürüttüğüm arkadaşlarım Yalçın Topaçoğlu, Koray Bedir, Onur Temel, Osman Avcı ve Yeşim Boylu'ya teşekkür ederim.

Öğrenim hayatım boyunca maddi ve manevi destekleri ile her zaman yanımda olan babam Cuma Demir, annem Tülin Demir ve kardeşlerim Mine Demir ve Burcu Demir ve arkadaşım Ezgi Erdoğan'a teşekkür ederim.

Mayıs 2013

Hülya DEMİR
Mak. Müh.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xvii
SUMMARY	xix
1. GİRİŞ	1
1.1 Havalandırma Sisteminin Hiyerarşisi.....	2
1.2 Doğal Havalandırmanın Avantaj ve Dezavantajları.....	3
1.3 Doğal Havalandırma ile Mekanik Havalandırma Arasındaki Farklar	4
1.4 Tasarıma Bakış	5
1.4.1 Kapsamlı dizayn prosesi.....	6
1.5 Literatür Araştırması	11
1.6 Hava Dağıtımı ve Tanımlar	14
1.6.1 Standartlara göre ısı konforu değerlendirilmesi	14
1.6.1.1 PMV-tahmini ortalama ısı duyum.....	14
1.6.1.2 PPD-Tahmini ortalama memnuniyetsizlik oranı	15
1.6.1.3 DR-hava cerryan oranı	15
1.6.1.4 PMV, PPD ve DR arasındaki ilişkiler ve ısı konfor	15
1.7 Havalandırma İndeksi	17
2. DOĞAL HAVALANDIRMADA FİZİKSEL PROSES.....	21
2.1 Yerçekiminin Havalandırma Akışı Üzerindeki Etkisi.....	21
2.2 Navier-Stokes Denklemleri	21
2.3 Hidrostatik ve Piezometrik Basınçlar.....	22
2.4 Zarf Akışları	24
2.5 Havalandırmada Karşılaşılan Akış Türleri.....	26
2.5.1 Laminer akış	26
2.5.2 Geçiş akış	27
2.5.3 Türbülanslı akış	28
3. AÇIKLIKLAR İÇİN DAİMİ AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİ	31
3.1 Boşaltma Katsayısı	31
3.2 Açıklıkların Sınıflandırılması	32
3.2.1 Açıklıkların şekilleri	32
3.2.2 Açıklıkların boyutları	34
3.2.3 Pratikte karşılaştığımız Reynolds sayısı	37
3.3 Açıklık Tipleri	38
3.3.1 Sabit boşaltma katsayısı	39
3.3.2 Keskin ağızlı açıklıklar ve hava menfezleri (Tip 2)	39
3.3.3 Uzun açıklıklar	41
3.3.3.1 İç kısım	47

3.3.3.2 İç akış	43
3.3.3.3 Dış bölge	43
3.3.4 Tamamlanmış akışlar	44
3.3.4.1 İç akış, geçiş ve türbülans	44
3.3.5 Uzun açıklıklar-kanal ve bacalar (TİP3)	45
3.3.5 Donanımın Cd üzerindeki etkileri	46
4. KLASİK ZARF AKIŞ MODELLERİ.....	53
4.1 Klasik Zarf Akış Modelleri	53
4.2 Esas Teori	54
4.2.1 Piezometrik basınç farkı.....	54
4.2.2 Akış denklemleri	57
4.2.3 Zarflar için kütle korunumu	57
4.2.4 Esas teori için yapılan kabuller	58
4.3 Tek ve Çok Hücreli Modeller.....	59
4.3.1 Tek hücreli modeller.....	59
4.3.2 Çok hücreli modeller.....	60
4.4 Çözüm İçin Kapalı ve Açık Methodlar	61
4.5 Analitik Çözümler	61
4.5.1 Rüzgar ve yerçekimi analizi	62
4.5.2 Uniform olmayan yoğunluk ve model 2	63
4.5.3 Yerçekimi ve dikey açıklıklar	65
4.5.4 Geniş açıklıklar	67
4.5.5 Çatlak tipi açıklıklar	68
4.5.6 Üstten havalandırma ile birlikte rüzgar etkisi ve model 3	68
4.6 Modellerin Analitik Hesap Sonuçları.....	69
4.6.1 Cp basınç katsayısı değerleri sonuçları	69
4.6.2 Modellere ait debi değerleri sonuçları	70
5. TÜRBÜLANS MODELLERİ	79
5.1 Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması	80
5.1.1 Reynolds averaged yaklaşımı ve LES	80
5.1.2 Spalart-Allmaras modeli	81
5.1.3 Standart k- ω modeli	81
5.1.4 Realizable k- ϵ modeli.....	82
5.1.5 RNG k- ϵ modeli	83
5.1.6 Standart k- ϵ modeli	83
5.1.7 Reynolds stress modeli (RSM).....	84
5.1.8 Les (Large Eddy Simulation) modeli	84
5.1.9 v^2 -f modeli	85
5.2 Uygun Türbülans Modelin Seçimi	85
6. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (CFD).....	89
6.1 CFD'nin Doğal Havalandırmadaki Başlıca Uygulamaları.....	89
6.2 Doğal Havalandırma Tasarımında Akış İlişkileri.....	90
6.3 Doğal Havalandırmayla İlgili Zorluklar.....	91
6.4.Kararlı ve Kararsız Akışlar	91
6.5 CFD'nin Esasları.....	92
6.6 Modelleme Süreçleri	93
6.6.1 Hesaplanan alan ve ağ (grid).....	93
6.6.2 Sınır Şartları	93
6.7 CFD Çözümleme.....	93
6.8 Numerik Metot Sonuçları.....	95

6.8.1 Çözüm araçları	95
6.8.2 Ağ yapısı	95
6.8.3 Akış hız dağılım sonuçları	97
Sonuç ve Öneriler.....	105
KAYNAKLAR	107
ÖZGEÇMİŞ	115

KISALTMALAR

ASHRAE: American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineering

COP : Coefficient of Performance (Etkinlik Katsayısı)

DO :Discrete Ordinates

DR : Draught (Hava Akımı)

ISO :International Standarts Organization

PD :Percentage of Dissatisfied (Memnuniyetsizlik Oranı)

PMV : Predicted Mean Vote (Tahmini Ortalama Oy)

PPD : Predicted Percentage of Dissatisfied (Tahmini Memnuniyetsizlik Oranı)

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Ashre ısı konfor skalası	14
Çizelge 1.2 : PMV değerlendirme örneği	15
Çizelge 1.3 : Akış tipi karakteristikleri için hava değişim etkinliği değerleri	19
Çizelge 3.1 : Açıklık tipleri ve alan karşılaştırması	36
Çizelge 3.2 : Havalandırma açıklıklarında karşılaşılan max.Reynolds sayısı	37
Çizelge 3.3 : Açıklık tipleri	49
Çizelge 3.4 : Açıklık tiplerinin Cd boşaltma katsayısı ile ilişkilendirilmesi	52
Çizelge 4.1 : Dört modele ait Cp değerleri tablosu	70
Çizelge 4.2 : Model 1 analitik değerler hesaplama tablosu 1	71
Çizelge 4.3 : Model 1 analitik değerler hesaplama tablosu 2	72
Çizelge 4.4: Model 2 analitik değerler hesaplama tablosu 1	73
Çizelge 4.5 : Model 2 analitik değerler hesaplama tablosu 2	73
Çizelge 4.6 : Model 3 analitik değerler hesaplama tablosu 1	74
Çizelge 4.7 : Model 3 analitik değerler hesaplama tablosu 2	75
Çizelge 4.8 : Model 4 analitik değerler hesaplama tablosu 1	77
Çizelge 4.9: Model 4 analitik değerler hesaplama tablosu 2	78
Çizelge 6.1 : Ortam hava hızının konfor şartlarına etkisi	99

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Havalandırma sistemlerinin hiyerarşisi	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.
Şekil 1.2 : Havalandırma stratejilerine örnekler (akış yolları)	5
Şekil 1.3 : İç bölge hız alanı ve ilgili fenomenler.....	10
Şekil 1.4 : PMV ve PPD ilişkisi ve Isıl Konfor Bölgesi.....	16
Şekil 1.5 : Oda Sıcaklığı, Ortalama Hava Hızı ve Türbülans Oranı arasındaki ilişki	17
Şekil 2.1 : Bir baca bir hava kanalına sahip zarf modeli	26
Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı. İki temel açıklık şekli i) düşük en-boy oranı ii) yüksek en-boy oranı.....	33
Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı. Çıkıntılı ve çıkıntılı olmayan açıklıklar.....	34
Şekil 3.3 : Küçük, geniş ve çok geniş açıklıklara örnekler.....	35
Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı. Hava değişim oranının rüzgara bağlı basınç farkıyla değişimi.....	36
Şekil 3.5 : Keskin köşeli açıklık doğrultusundaki akış çizgisi modeli ...	40
Şekil 3.6 : Δp ; 0.2-2 Pa aralığı için discharge coefficient	41
Şekil 3.7 : Uzun açıklık boyunca akışın 3 kısmı	42
Şekil 3.8 : Açıklıklar için kuadratik denklemlerle CFD denklemlerinin karşılaştırılması	45
Şekil 3.9 : Düzgün dairesel açıklıklar için C_d 'nin Re_0 ile varyasyonu.....	51
Şekil 4.1 : Tek ve iki hücreli yapılar.....	59
Şekil 4.2 : Farklı yüksekliklerde iki açıklığa sahip tek hücre.....	62
Şekil 4.3 : Üç farklı yoğunluk tabakası ve üç açıklığa sahip zarf modeli.....	64
Şekil 4.4 : Bir dikey uzun ve bir kısa açıklığa sahip zarf modeli.....	65
Şekil 4.5 : Farklı iki baca yoğunluğu için baca akış oranının rüzgar hızına göre değişimi.....	67
Şekil 4.6 : Geniş iç açıklık ve model 3.....	69
Şekil 4.7 : Üstten havalandırılmalı zarf modeli, model 4.....	75
Şekil 5.1 : Ölçeklendirilmiş modelin boyutları ve açıklık ölçüleriyle birlikte ön Görünüşü.....	86
Şekil 5.2 : a) Taban grid perpektif görüş b) model yüzey grid perspektif görüş.....	86
Şekil 5.3 : a) 10.000 iterasyonun üzerinde görüntülenmiş ölçeklenmiş artık değerleri b) Merkez boyunca belirlenmiş üç noktada 900 üzerinde iterasyon için akış rüzgar hız oranı.....	87
Şekil 5.4 : Hassasiyet analizi için CFD sonuçları (SST k-w modeli, 575.247 hücre)88	
Şekil 5.5: Dikey yüzeyde türbülans modelin rüzgar hızı üzerinde etkisi. Referans durum SST k-w modeli.....	89
Şekil 6.1 : Doğal havalandırmadaki akış şekilleri.....	92
Şekil 6.2 : Model 1 ağ yapısı görünüşü	95
Şekil 6.3 : Model 2 ağ yapısı görünüşü	96
Şekil 6.4 : Model 3 ağ yapısı görünüşü	96
Şekil 6.5 : Model 4 ağ yapısı görünüşü	97

Şekil 6.6 : Model 1 hız analizi sonucu.....	100
Şekil 6.7 : Model 2 hız analizi sonucu.....	101
Şekil 6.8 : Model 3 hız analizi sonucu.....	102
Şekil 6.9 : Model 4 hız analizi sonucu.....	103

DOĞAL HAVALANDIRMA YÖNTEMLERİNİN SAYISAL MODELLEMESİ

ÖZET

Bu çalışma doğal havalandırma modellemesi doğrultusunda yürütülmüştür. Doğal havalandırmanın avantajları ve dezavantajları gösterilmiş. Kapalı ortamlar için konfor parametreleri incelenmiş ve ASHRE 55 kriterleri ile bu parametrelerin optimum değerlerine ulaşılmıştır. Bu parametrelerin verimlilik ölçüsü boyutsuz sayılarla ifade edilmiştir.

Doğal havalandırma kaldırma kuvveti ve rüzgar kuvvetinin etkisi altında vuku bulmuştur. Dört ayrı model ele alınmış ve modeller üzerinde doğal havalandırma gerçekleştirilecek şekilde tasarım süreçleri uygulanmıştır. Bu dört model üzerindeki açıklık ve baca boyutları parametrik olarak ele alınmıştır. Açıklıklar kısa, geniş ve çok geniş olmak üzere üç şekilde sınıflandırılmıştır. Modeller üzerinde tek taraflı havalandırma, karşılıklı havalandırma, yukarıdan aşağıya havalandırma gibi doğal havalandırma modelleri yürütülmüştür.

Rüzgar hakimiyetinde karşılıklı akışlı havalandırma iki ya da daha fazla açıklık gerektirir. Sıcak iklimlerde soğutma yapmak için genel bir stratejidir. Açıklıklar çok geniş olduğu için akıl oranı yüksek ve sıcaklık farkları sonuç olarak düşüktür. Bunun anlamı kaldırma kuvveti ihmal edilebilir ve rüzgar yalnız başına hakimiyetini sürdürebilir. Tek taraflı akışlar ise tek açıklıkla farklı tipteki akışlardır.

Modellerin analiz çalışmaları Excel üzerinde gerçekleştirilmiştir. Her model için öncelikle Meteoroloji Müdürlüğü'nden alınan İstanbul Ocak ayı ortalama sıcaklık değerlerinde çalışılmış ve sonrasında havalandırma modeline bağlı olarak baca boyutları, baca sıcaklıkları ve ortalama sıcaklık değerleri parametrik olarak değiştirilip bu parametrelerin doğal havalandırmanın varoluş sebebi olan basınç farkı üzerindeki etkisi gözlemlenmiştir. Basınç farkları akış debilerini, akış debileri de hava kalitesini etkilemiştir.

Modelleme sürecinin ilk aşamasında modellerin üç boyutlu geometrisi GAMBİT üzerinde oluşturulmuştur. Simülatif ve iteratif çözümlemeler yaygın olarak kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent programında yapılmıştır. Doğal havalandırma tasarımı; teorik modellemenin deneysel ölçümlerle desteklenmesiyle daha kapsamlı ve hassas sonuçlar sağlar. Bu doğrultuda Fluent üzerinde türbülanslı akışın modellemesi Ramponi 2011 makalesinin sonuçları doğrultusunda en yüksek hassasiyeti gösteren SST k-w modeli kullanılarak yapılmıştır. Böylece deneysel olarak da sonuçlar desteklenmiştir.

NUMERICAL MODELLING OF NATURAL VENTILATION METHODS

SUMMARY

Ventilation can be brought about either by mechanical means whereby large volumes of air are moved around a building by fans, or by natural means where it is driven by wind effects on a building and by temperature differences between internal and external air.

Natural ventilation occurs in almost all dwellings whether it is consciously intended or not. The earliest form of ventilation is probably that occurring in caved dwellings whereby the effects of wind would cause 'exchange flows' at the cave entrance. This bi-directional movement of air would remove stale air and replace it with fresh air. A similar phenomenon also occurs in houses with open fires where air is drawn into the room through cracks in the building envelope to replace that which exhausted via the chimney. Of course this type of natural ventilation offers little or no control over the amount of fresh air entering the space or, more importantly the temperature of this air. Consequently draughts can be a major problem in older houses.

Until the early 19th century very little (formal) consideration was given to the ventilation of buildings. Some of the attempts to control ventilation in large buildings can be found in the House of Commons building in 1836 (see CIBSE, 1997) and Octagon in Liverpool in 1867 (Banham 1984). These buildings used fires to drive large volumes of air upward through chimneys.

The earliest fully air-conditioned building is believed to be the Milam Building in San Antonio, Texas, completed in 1928. It comprises a large refrigeration plant in the basement with air-conditioning plant distributed at regular height intervals over the twenty-one storey building.

Recently employers have become increasingly aware of the high cost associated with running an air-conditioned building and the amount of physical space required to house the equipment.

This study has been proceeded through natural ventilation modelling. Much of the experience gained over the centuries can be recognised in modern naturally ventilated buildings. However, modern buildings are more demanding. Standards for health and comfort have to be met, while simultaneously satisfying requirements for low energy consumption and sustainability. Typically the energy cost of a naturally ventilated building is 40% less than that of an air-conditioned building. Natural ventilation's advantages and disadvantages are described. Perhaps the main advantage claimed for natural ventilation is that it contributes to a sustainable building environment. From the commercial viewpoint, it is often claimed that natural ventilation systems offer reduced capital cost and lower operating costs (energy, maintenance) than mechanical systems.

Indoor air quality parameters are investigated and that parameters' optimum values are achieved by ASHRE 55 criterions.

Natural ventilation occurs by buoyancy, wind force and with both of them. Four different models have been discussed and by means natural ventilation will be occur on that models the design process was applied. On four models the envelopes openings and also chimneys sizes was determined as of parameters. Two properties of an opening need to be specified, namely its geometry (size and shape) and its position in the envelope. The geometry enables its flow characteristic to be determined. The position of its inlet and outlet is important for determining buoyancy pressures and external wind pressures. If the openings are classified in a small number of types, that involves; small, large and very large openings. Perhaps the most important distinction is between small and large openings, because small openings are suited to conventional envelope flow models. But in general way the envelope openings are classified into five types. Type 1 openings are all adventitious. Purpose-provided openings are divided into four types. Types 2, 3 and 4 are distinguished by their size and shape and the consequential flow characteristics. Type 3 openings are long openings such as chimneys and stacks. Type 4 openings, such as large window openings, present greater difficulty, due to the large area ratio. Type 5 openings are very large, in that they cannot be treated by conventional envelope flow models. Wind-induced cross-flow ventilation, Single-sided ventilation and top-down ventilation are the types of natural ventilation that has applied on our four models. Wind-induced cross-flow ventilation, requiring two or more openings, is a common strategy for cooling in hot climates. Since the openings are very large, the flow rates are high and the temperature differences are consequentially low. This means that buoyancy can often be ignored and the wind-alone case has received the most attention. Single-sided ventilation with only one opening is a different type of flow.

Computational fluid dynamics is now well established in many fields of engineering and is used on a routine basis. It offers solutions to problems that would otherwise be impossible or very time consuming to obtain. CFD is usually taken to refer to numerical solution of the Navier–Stokes equations, which are based on treating the fluid as a continuum. As far as methods based on the Navier–Stokes equations are concerned, they range from direct numerical solution of the equations (DNS), to solution of a time-averaged form of the equations (RANS). Lying somewhere between these two are methods based on large eddy simulation (LES). The distinctions between these methods are briefly described. In particular, turbulence modelling is very closely associated with CFD and there can be little doubt that this is one of the more complex and challenging topics in fluid dynamics.

The choice of calculation domain and the associated grid (or mesh) has long been recognised as being very important to the results of the calculations. It is not just a matter of the size of the individual cells that comprise the grid, but also their shape and orientation. Boundary conditions have to be specified at the surfaces of the domain and at solid surfaces within the domain. For the external part of the domain, the boundary conditions for velocity and/or pressure have to be specified at the inlet, outlet and the remaining surfaces.

To illustrate the basic theory, a long vertical opening in a single cell with one other opening is used. The same equations apply to the multi-cell case. The aim is to make use of the still-air discharge coefficient, which gives the flow rate in terms of the piezometric pressure difference, Δp , across an opening. An expression is

therefore required for Δp in terms of the hydrostatic pressures and external wind pressures. The densities are known, so the hydrostatic pressures are known. It is not necessary to make use of the momentum equation, since this is accounted for by the discharge coefficient, which is also known. The convention adopted here is that a flow into the cell is positive. Consequently, the piezometric pressure difference, Δp , across an opening in the envelope is also positive with inward flow. Although the external density can generally be treated as uniform it is clearly not necessarily true for the interior. Since the internal density distribution is assumed to be known and to be stratified (i.e. varies only with z), it is simply a matter of specifying it in a convenient form and then integrating with respect to z to obtain the hydrostatic pressure as a function of z .

CFD computational fluid dynamics, which allows for the modeling of a wider array of flow phenomena, ranging from simple to complex cases. Since the method uses models to simulate turbulent flow, this leads to some uncertainties and requires model validation with experimental studies in order to have full confidence in the results. CFD solves the equations by discretizing them through the use of finite volume techniques that convert the flow-governing equations to a set of numerically solvable algebraic equations. Based on the comparison and analysis of the different research methods, this investigation uses the CFD method to study the buoyancy effect and the combined effect of wind and buoyancy on single-sided ventilation.

In this study CFD calculations have been continued on with programme FLUENT. The three dimensional geometries of the models were constituted by GAMBIT. Natural ventilation design as we know it today makes much more use of theoretical modelling, supported by experimental (laboratory and field) measurements. So also in this study the results were compared with a different study IMPACT that involves experiments and numerical results. Turbulence is simulated by the SST k- ω model which is reported as a most sensitive approximation from Ramponi R. 2011 article.

At the end velocity results are defined and that are used to evaluate the models from the point of comfort. The air velocity is the most important parameter for determining comfort conditions. Very fast and too much slowly air all time effect individuals negative mean. So that the important point; to find optimum conditions for feeling comfortably. The study results shows that the third model is the most available one. Because of its openings places. They provide flow equilibrium in the internal of the model. The flow equilibrium is also ensured by flow rates cross the openings.

For the next studies; the model may contain unit heater and also openings sizes can be modifiable. The effects of two of them be observed and can be evaluated by individual or together. That brings new studying subjects.

1. GİRİŞ

Çevrenin korunması artık bütün dünya için ortak görüş olmakla birlikte esasında yüksek seviyede enerji elde eldesi olarak fosil yakıtların kullanılması ekonomik olarak da artık kabul edilebilir bir durum değildir. Gelişmiş ülkelerde her bireyin enerji tüketimi 7 milyarlık dünya nüfusuna uygulanırsa atmosferin karbondioksit içeriği ve yakıt tüketimi 10 faktörüyle artış gösterecektir. Gelişmiş batı ekonomisinde yakıt tüketiminin yarısı binalar içindir. Bu yüzden binaların yakıt tüketimini çok geniş oranlarda düşürecek tasarımlar veya uygulamalar yapılmalıdır.

Bu sebepler göz önüne alındığında doğal havalandırma önemli üstünlükleriyle ön plana çıkar. Binalar için doğal havalandırma konforlu ve sağlıklı iç çevre yaratır ve mekanik sistemlere kıyasla enerji tasarrufu sağlar.

Doğal havalandırma yeni bulunmuş bir şey değildir. Ancak yaklaşık 150 yıldır mekanik havalandırma da kullanılmaktadır. Bu periyottan öncesinde ise insanlar tarafından yapılan bütün duvarlar doğal havalandırmayla havalandırılmaktaydı. Doğal havalandırma tasarımının başlangıcı bu duvarların özel inşalar haline geldiği zaman olarak göz önüne alınabilir. Bu özel inşaa havalandırmasına ait bulgular taş devrine ait dönemde Çin’de bulunmuştur. Bu tasarımlar esasen ampirik ve tecrübelerden gelişmiştir.

Yüzyıllar boyunca kazanılan birçok deneyim modern doğal havalandırmalı binalar için kabul edilebilir. Buna rüzgar destekli cihazlar iyi bir örnek olarak verilebilir. Bununla birlikte modern binalar oldukça zahmetlidir. Sağlık ve konfor standartları buluşmak zorundadır ve aynı zamanda düşük enerji tüketimi için gereksinimler sağlanmalıdır. Ofis binaları bilhassa zahmetlidir. Onlar modern gelişimle ilişkilidir ve zemin boşluğunun ekonomik kullanımı için ticari basınçları sağlamalıdır.

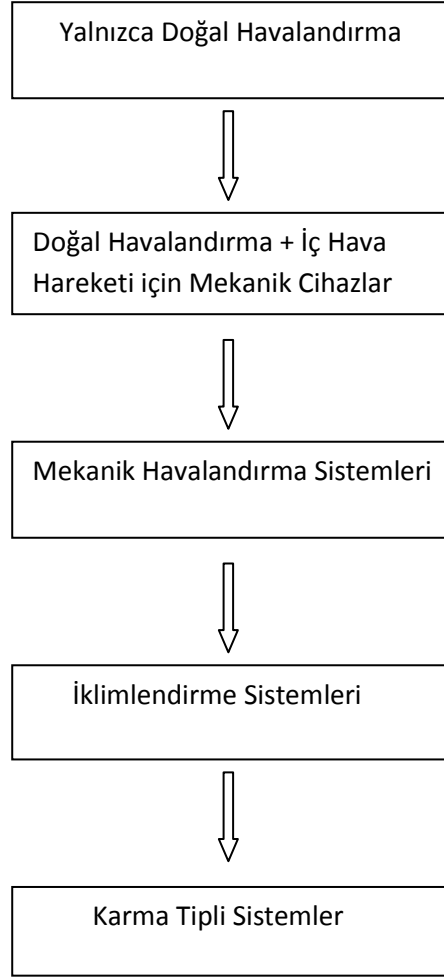
Modern tasarım metinlerine Constantine (1899) ve Boyle (1881) verilebilir. Sonrası ise bilhassa ilginçtir ki mekanik havalandırmadan ziyade doğal havalandırma savunulmuştur. Bununla birlikte not edilmesi gerekir ki, mekanik sistemler modern sistemlerle kıyaslandığında inceliksiz, basit kalmıştır. İki metin de tasarımda pratik

deneyimin önemi üzerinde durmakta ve altını çizmektedir. Doğal havalandırma tasarımı bugün de bildiğimiz gibi deneysel ölçümlerle desteklendiğinde teorik modellemeyi daha kullanılır kılmakta. Teorik kısımda, en iyi bilinen konsept tarafsız düzlemde kaldırma kuvvetine bağlı havalandırma 1926 Emswiler ve daha öncesine dayanmaktadır. Bu zamanlardan beri teknik bilgi ve prosedürler büyük ölçüde ilerletilmiştir.

1.1 Havalandırma Sisteminin Hiyerarşisi

Artan karmaşıklık düzeni ve kontrolüyle havalandırma sisteminin hiyerarşisi aşağıda gösterildiği gibi genişçe tanımlanabilir (Etheridge 2012).

Yakın zamanlardaki ilerleme karma tipli sistemlerin benimsenmesiyle artış göstermiştir. Bunlar hibrit veya desteklenmiş naturel sistemler olarak tanımlanırlar. Hibrit havalandırma Heiselberg 2002 uluslar arası projesine konu olmuştur. Konut dışı binalar için üç tipte sistem CIBSE (2005)'te tanımlanmıştır. Bunlar; koşullu, bölgesel ve bütünleyicidir. Koşullu sistemlerde doğal havalandırma kullanılmakta ama bina tasarımı sonrasında mekanik sistem donanımına izin vermekte. Bu durum gereklidir aynı zamanda. Bölgesel tipte ise binanın farklı bölümlerinde farklı sistemler kullanılmakta ve bütünleyici tipte ise doğal ve mekanik sistemler kurulmuştur ama bunlar farklı zamanlarda çalışırlar. Geniş ticari binalarla doğal havalandırma risk olarak algılanabilir ve karma tipli sistemler riski azaltmak için ayrı bir yol sunmaktadır. Şekil 1.1 hiyerarşi adımlarını göstermektedir.



Şekil 1.1: Havalandırma sistemlerinin hiyerarşisi.

1.2 Doğal Havalandırmanın Avantaj ve Dezavantajları

Doğal havalandırmayı, mekanik sistemler ve iklimlendirme ile kıyasladığımızda kesin açıklamalar yapmak zordur. Çünkü kullanılması planlanan binanın boyutuna ve iklim şartlarına bağlıdır.

Doğal havalandırma için öne sürülen en önemli avantaj bina çevresi için sürdürülebilir bir katkısının olmasıdır. Doğal havalandırmanın binlerce yıldır olduğu göz önüne alınırsa bu iddianın tartışılması zordur. Burada buna katkıda bulunan faktör; doğal havalandırma fan için elektrik enerjisine ihtiyaç duymaz ki mekanik havalandırma da elektrik tüketiminin %25'ini oluşturmaktadır. Bazı boyutlarda dengelenmiş mekanik sistem ısı geri dönüşümü yaparak bunu dengelemekte ama bu konuda başarılı olabilmek için zarf modelimizin oldukça dar olması gerekmektedir.

Ayrıca buna bir kanıt olarak bina sakinlerinin kendi çevrelerini kontrol etmeyi ve dış çevreden tamamiyle izole olmamayı tercih etmeleri gösterilebilir. Klasik iklimlendirme sistemleri bunu gerçekleştiremezken doğal havalandırma bu iki ihtiyacı da sağlayabilir.

Doğal havalandırmanın dezavantajı ise; sıcak iklimlerde bilhassa nemli olanlarda soğumayı sağlarken boyutlarla sınırlı kalmasıdır. Doğal havalandırma için bu bazı iklimlerde kabul edilir olabilirse de bunu sürdürülebilir soğutma sistemleriyle birleştirmek gereklidir.

Ticari bakış açısıyla doğal havalandırma sistemlerinin genellikle düşürülmüş yatırım maliyeti ve mekanik sistemlere göre düşük işleyiş maliyeti sundukları savunulur. Ev gibi basit bir bina için bu durum güvenilir gözükmemekte bununla birlikte enerji küçülmelerinin havalandırma kayıplarının mekanik sistemlerde gerçekleştirilenden daha düşük seviyede tutulmasına dayanır. Konut dışı binalarda diğer ticari konular ağır basabilir. Doğal havalandırmayla ilgili harcamalar zemin alanının kullanılmasıyla maksimum düzeye ulaşabilir.

Doğal havalandırma teçhizat odası veya kanal ağı için boşluğa ihtiyaç duymaz. Ama bacalar için boşluk genelde gereklidir. Tasarımdaki hatalar önemli bir dezavantaj oluşturur çünkü doğal havalandırma sistemlerinde düzeltilmesi oldukça zordur. Karma tipli sistemler bu probleme çözüm sunabilmekte.

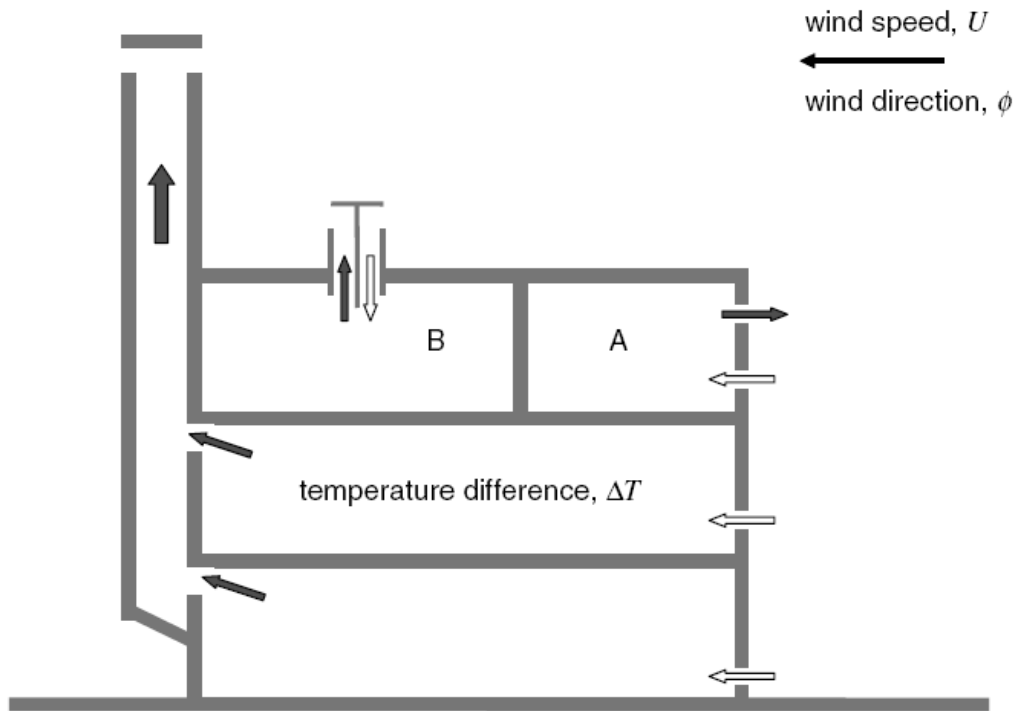
1.3 Doğal Havalandırma ile Mekanik Havalandırma Arasındaki Farklar

Yalnızca doğal havalandırma ile yalnızca mekanik sistemler arasında önemli farklar vardır. Doğal havalandırma sistemlerinde zarf akış oranı ve yönü tahmin edilemeyecek şekilde değiştiği için bu altı çizilmesi gereken bir farktır. Buna bağlı olarak farklar öncelikle zarf akışlarının ve iç hava hareketinin göz önünde bulundurulmasıyla en iyi şekilde tanımlanabilir.

Aşağıdaki şekilde çok açıklıklı çok hücreli bir zarf modelinde doğal havalandırma gösterilmekte. Verilen herhangi bir zaman için açıklık doğrultusundaki akış oranı q devamındaki faktörlerle tanımlanır; rüzgar hızı ' U ', rüzgar yönü ' θ ', iç ve dış sıcaklık farkı ΔT ve açıklık alanı A olmak üzere. Bu faktörlerden her biri zamandan bağımsızdır ve bu sadece q büyüklüğünde değil yöndeki istenmeyen değişimleri de

yönlendirir. Buna rağmen dengelenmiş bir mekanik sistem yönü ve büyüklüğü sabit olan bir akış oranı sağlar.

Şekil 1.3 iç hava hareketi ve ilişki olaylarla ilgilidir. Oda içerisindeki hareket momentum ve kaldırma kuvveti kaynaklarıyla üretilmiştir. Açıklık doğrultusundaki akışların kaynağı momentum ve kaldırma kuvvetidir ve bunlar yukarıda verilen sebeplerden dolayı zamanla değişmektedir. Mekanik bir sistemle birlikte havanın sağlandığı ve çıkartıldığı pozisyonlar sabittir ki bu da akış oranını tanımlar. Katı yüzeylerden gerçekleşen ısı transferi genelde kaldırma kuvvetinin ana kaynağıdır. Örneğin yüzeylerin ısıtılması, soğutulması ve bir cihazla ışıklandırılması. Bütün bu etkenler doğal ve mekanik sistemler değişkendir. Bununla birlikte önemli bir de fark vardır. Doğal sistemlerde iç sıcaklık varyasyonu akış oranını etkileyebilir.



Şekil 1.2: Havalandırma stratejilerine örnekler (akış yolları).

Doğal sistemlerde, sonuçta, tahmin edilemeyen ‘q’ değişkenliği ve iç hava hareketi bazı yollardan tanımlanmalıdır. Tasarımdaki başlıca amaç sürdürülen akışın gerekli yönünden ve zarf doğrultusunda değişmeyen akıştan emin olmak. Tasarımda ilgili diğer bir amaç debi büyüklüğünün kontrolüne izine veren açıklıkların büyüklüklerinden ve pozisyonlarından emin olmaktır.

1.4 Tasarıma Bakış

Doğal havalandırılmalı sistemlerin tasarımı kendisinin doğal ve kusursuz olmayan işleyişidir. Hava ve kişi davranışları gibi tahmin edilemeyen değişkenleri içerir. Fiziksel prosesler rüzgar sürüklenme kuvveti ve kaldırma kuvveti dolayısıyla karmaşıklaşmıştır. Önemli parametrelerin belirlenmesinde dikkate değer bir belirsizlik vardır. Örneğin rüzgar basınçları, iç sıcaklıklar ve bina sızıntıları gibi.

Daha da fazlası havalandırma sistemi bina tasarımının bir parçasıdır. Bununla birlikte havalandırma sistemleri bütün bina tasarımıyla uyumlu olmalıdır. Teorik ve ölçümlü araştırma çalışmaları fiziksel prosesi doğal havalandırma ve hesaplama ve ölçüm yollarını anlamamızı sağlamakta. Bununla birlikte birçok araştırma tasarım için direkt kullanışlı değildir.

1.4.1 Kapsamlı dizayn prosesi

Doğal havalandırma için dizayn süreci beş bölüme ayrılmıştır. Bu basitleştirilmiş bir yapıdır çünkü binanın diğer tasarım hususlarıyla ilgili etkileşimini göz ardı edilmiştir. Benzer olarak çeşitli bölümleri arasında da etkileşim olacaktır. Birinci bölümde doğal havalandırmanın uygulanabilirliği değerlendirilir. Eğer bu sağlanırsa diğer aşamada havalandırma stratejisine karar verilir. Üçüncü ve en önemli kısım; gerekli ve sıralanan şartlar altında zarfın ve açıklıklarının tasarımını başarmak. Dördüncü bölümde iç çevreye uygulanmış hesaplamaların sonuçları elde edilir. Üç ve dördüncü bölümlerden tatmin edici sonuçlar elde edildiği kabul edilerek final kısımda işletmeye alma gerçekleştirilir.

1.Adım: Uygulanabilirlik Değerlendirmesi;

Doğal havalandırmanın uygunluğuna karar verirken pek çok konu göz önünde bulundurulmalıdır. Muhtemelen teknik olarak en zor konu iklim (hava) ile alakadar olacaktır. İklimler özellikle soğutma gereksinimlerinin baskın olduğu yerler en zorlu bölgelerdir.

İkametgah edenler ayrıca çok önemlidir hem aktif hem pasif anlamda. İkametgah edenlerin istekleri ve hem iç hem dış şartlara adaptasyon yetenekleri en üst derecede sıcak iklimleredir. Bu adaptasyonun dışında doğal havalandırmanın çalışma yeri dışında kabul edilebilir olması olağan dışı bir durumdur. Daha da fazlası sistem ikametgah edenlerin onu kontrol etmesine dayanabilir. Ticari binalarda, içinde

yaşayanları tatmin etmek de bilhassa önemlidir. Verimliliğin kaybedilmesi muhtemelen yatırım tutarlarına ve maliyetlere ağır basacaktır.

Ayrıca bina planı ve yerleşimi, dış şekli ve etrafındaki çevre uygunluk sistemi için etkileyici faktörler olabilir.

2. Adım: Havalandırma Stratejisinin Seçimi;

Strateji kelimesi zarf açıklığı doğrultusunda geçen havanın akış modelini ifade eder. Mimari tasarımlarda bu durum akıllı diye bilinen oklarla ifade edilir. Bununla birlikte bu durum basit gözüktüğü de, tasarım için anahtardır. Mühendis ya da tasarımcı bu akış modelini gerekli şartlar üzerinden ve gerekli akış oranını sağlayarak başarmalıdır. Şekil 1.2 karışık stratejilerle birlikte hipotetik bir binanın karşılıklı havalandırmasını göstermektedir. Genel amaç temiz havanın bütün boşluklardan içeri girmesi örneğin hava dış taraftan direkt girmekte. İki alt tabaka için bacalarla bu başarılmıştır. Üst katlarda, A odası bir duvarda iki açıklıkla havalandırılırken, B odası çatıda montelenmiş dengelenmiş vantilatör ile havalandırılmış. Bütün durumlarda açık oklar temiz hava girişini göstermekte ve doldurulmuş oklar boşluktan hava çıkışını göstermektedir. Yukarıdan aşağıya havalandırma gibi soğutma sistemiyle bütünleştirilmiş başka stratejiler de mevcuttur. Açıkçası akış modeli fiziksel olarak mümkün olmalıdır ve bu durum zarf modeliyle ilk etaplarda kontrol edilebilir.

Şekil 1.2'deki iki alt tabaka için strateji yukarı doğru strateji olarak tanımlanır. Örneğin hava alçak seviyelerden girmekte, yüksek seviyelerden dışarı çıkmaktadır. Rüzgar ve kaldırma kuvvetinin birleşik davranması bakımından bu akış modelini kurmak oldukça kolaydır. Rüzgar basınçları yüksek seviyelerde negatif olma eğilimindedir ve sonuçta zarf doğrultusunda yukarı doğru akışa neden olmaktadır. Benzer olarak binalarda genel olarak iç sıcaklıklar dış sıcaklıklara göre yüksektir. Bu da aynı şekilde yukarı doğru akışa sebep olur.

Yukarıdan aşağıya stratejisi aşağı doğru akış üzerinde en az unsuru olan akıştır. A odasındaki dengelenmiş vantilatör bu strateji için iyi bir örnektir. Baca içerisindeki okları ters çevirmek alt iki kat somut örnekler sağlar. Yukarıdan aşağıya stratejisi yüksek seviyelerde soğutucu havaya neden olur. Bu tipte bir stratejiyle tasarım şartlarında daha büyük bir dikkat gerekebilir. Literatürde rüzgarın küçük ya da hiç etkisi olmadan sadece kaldırma kuvvetine yoğunlaşan bir durum sık karşılaşılan bir

durum değildir. Elbette yaz soğutma şartlarında hava sıcaklık farkı düşük olduğu için rüzgar etkisi daha baskın gelecektir.

Şekil 1.2 ile alakalı diğer bir önemli tasarım konusu rüzgarın türbülanslı olmasından dolayı tek taraflı havalandırma hesaplamalarının zor olmasıdır. İki açıklık doğrultusundaki akış oranı gerçek anlamda yerel türbülansa dayanır. Rüzgar türbülansı ayrıca çok geniş açıklıklar doğrultusundaki akışlar için önemlidir. Bunlarla soğutma yaparken soğutma amaçlı havalandırma yapılırken karşılaşılır.

3. Adım: Havalandırma Stratejisinin Sağlanması;

Mühendis yada tasarımcının görevi belirlenmiş hava şartlarında gerekli akış oranıyla gerekli akış modelinin sağlanmasıdır. Bunun basitleştirilmiş formunda, açıklıkların pozisyonlarının ve bunların minimum ve maksimum boyutlarının belirlenmesi anlamına gelmektedir. Bu da ikametgah edenlere konfor şartlarının sağlanmasına izin verir.

Bunu yapabilmek için en genel yol zarf akış modelinin kullanılmasıdır. Verilen hava şartlarıyla açıklıklar doğrultusunda gerekli akış oranının belirlenmesiyle açıklıkların boyut ve pozisyonları belirlenebilir. Bunu yapabilmek için açıklıkların akış karakteristiklerini bilmek gereklidir. Örneğin; açıklık model ve şekli arasındaki ilişki ve üzerindeki basınç davranışının yarattığı akış oranı. Açıklıkların akış karakteristikleri geniş bir biçimde çeşitlenebilir. Bazıları diğerlerini tanımlamaktan daha kolaydır. Gerçek rüzgar şartlarında laboratuvar şartlarına göre açıklık karakteristikleri değişebileceği için belirsizlikler artabilir.

Soğutma sezonunda binalar serbest-devinimli moda işlerler. Bu şartlarda iç sıcaklıklar binanın termal karakteristiği ile tanımlanır.

Açıklıkların boyut ve pozisyonlarının belirlenmesi prosesi gerekli havalandırma modelini tasarımda anahtar bölüm olarak verir. Zarf akış modelleriyle birlikte açık yöntem olarak bilinen çözümleri benimsemek mümkündür. Bu metot tasarımcılara sadece belirlenmiş akış oranını başarmak için gerekli açıklık boyutlarını değil ayrıca mümkün olan havalandırma stratejisi altındaki şartları da tanımlar. Çözümde daha genel bir yol kapalı metot; verilen açıklıklar için akış oranları hesaplanabilir ve sonrasında tasarım şartlarının geliştirilmesi içinde kullanılabilir.

Zarf akış modellerinin kullanımı basit gözükabilir ama iki temel neden için böyle değildir. Birincisi çözümleri elde etmek için kapsamlı veriler gereklidir. İkincisi ise elde edilen sonuçlarda pek çok belirsizlik kaynağı vardır. En önemli veri gereksinimi rüzgar basınç dağılımı ve açıklığın akış karakteristiği ile alakalıdır. Çizelgeleştirilmiş basınç dağıtımının elde edilebilir olmasına rağmen bu basit bina şekillerine eğimlidir ve veriler model sonuçlarının elde edilmesinde belirsizliklere yönlendirebilir. Spesifik sonuçlar elde edebilmek için rüzgar tüneli modellemesi veya CFD'nin kullanılması gerekir. Hangi yaklaşım seçiminde ise, belirsizlik kaynağı birden fazla olduğu için eleme yapmak zordur.

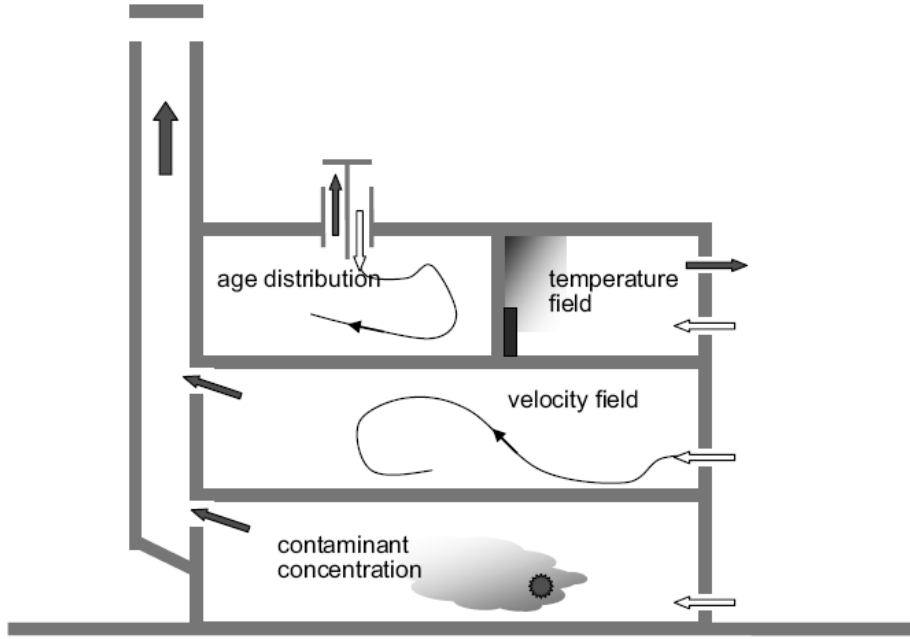
Amaca yönelik açıklıkların hava kanalları, pencereler ve açıklıklar gibi akış karakteristikleri laboratuvar ölçümleriyle tanımlanır. Genelde bu data üretimcilerin literatüründe mevcuttur ve buradan tasarımcı uygun açıklığı seçebilir. Bilgileri zarf akış modeline uygulamak genelde açık ve basittir. Bununla birlikte daha önce not edildiği gibi bir binaya yerleştirildiği zaman akış karakteristiği yerel rüzgar hızına maruz kaldığında önemli ölçüde değişebilir.

4. Adım: İç Hava Hareketi ve İlgili Fenomenler;

Şekil 1.3 potansiyel olarak tasarımcıyı ilgilendiren fenomenle ilişkilidir. İç hava hareketi konfor açısından önemli olduğu için direk önemlidir. Isıtma sezonunda soğuk taslaklar konforsuzluğa neden olur. Soğutma sezonunda yüksek hızlar serbest koşumlu binalarda soğutmayı sağlamak için istenir. Hava sıcaklığı konfor için büyük öneme sahiptir. Hava sıcaklık alanı kaynaklar ve bunların hız alanıyla iletişimiyle tanımlanır.

Hız alanı iç hava kalitesinden önemli derece de sorumludur. Diğer bir önemli faktör kaynağın pozisyonu ve türüdür. Hava kalitesi için daha genel bir işaret boşluktaki dağıtım yaşıdır. Örneğin havanın boşluğa girmesinden sonra geçen zaman gibi. Bu yalnızca hız alanıyla tanımlanır.

Açıkçası iç hız ve sıcaklık alanı konforlu ve sağlıklı iç çevrenin sağlanmasında önemlidir. Bu da tasarımda nasıl davranılması gerektiği konusundaki soruları artırmıştır. Mekanik sistemle birlikte hava kaynak noktalarının pozisyonlarını belirlemek mümkündür. Doğal havalandırmayla açıklıkların pozisyonları sınırlandırılmıştır. Daha fazlası bireysel akışların büyüklükleri mekanik sistemle kontrol edilebilir.



Şekil 1.3: İç bölge hız alanı ve ilgili fenomenler.

Doğal sistemlerde kontrol açıklık boyutlarına dayanarak çeşitlenir. Bu daha az belirginliktir çünkü akış bir diğeriyle etkileşebilir. Sonuç olarak doğal havalandırma sistemlerinde iç hava hareketinin hesaplanması oldukça zordur. Doğal havalandırmayla birlikte iç hava hareketi termal etkilere karşı daha hassas olur. Çünkü jet gibi alışılmadık bir akış kaynağı mevcut olabilir.

İlke olarak CFD verilen şartlar için hız ve sıcaklık alanlarının hesaplanmasına imkan verir. Tasarım için bu tarz detayların elde edilmesinde tek yoldur. Bu anlamda CFD tektir ve çok güçlü bir araçtır tasarım için. Bununla birlikte sınırlamaları vardır. Bu sınırlamaların bazıları sayısal donanımda pratik sınırlamaların bir sonucudur. Esas sınırlama hesaplama şartlarının belirlenmesi ile ilgilidir. Akış oranında esas çeşitlilik iç çevrenin sınır şartları için tasarım şartlarının seçimini zorlaştırır. Daha da fazlası CFD tarafından sağlanan detaylar sınır şartlarını kapsayan benzer detay seviyesinde belirtilmelidir. Kısacası CFD hesaplamalarının hassasiyeti belirlenmiş sınır şartları için önemli bir mevzudur.

5. Adım: İşletmeye Alma;

Doğal havalandırılmalı sistemlerin işletmeye alınması mekanik sistemlerin alınmasından daha zordur. Çünkü performansları hava şartları için belirli bir aralığın üzerinde kontrol edilmelidir. Zarf sızıntılarının ölçülmesi de yerleştirme prosesinin bir parçası olarak göz önüne alınabilir.

1.5 Literatür Araştırması

Marcello Caciolo'nun 19 Aralık 2011 çalışmasında; tek taraflı havalandırma için CFD ve iki türbülans model (RANS ve LES) kullanılarak üç deney yinelenmiştir. Deneysel, ayarlar, numerik metotlar ve deneysel ve simülasyonlar arasındaki karşılaştırmalar için detaylı açıklamalar sağlanmıştır. RANS ve LES türbülans akış alanı, yerel hava hızı, türbülans ve açıklık sıcaklık ve hava akış oranları için deneysel sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalar göstermiştir ki birçok durumda LES sonuçları RANS sonuçlarından daha fazla hassasiyet sağlamıştır. Bununla birlikte LES hesaplama maliyeti RANS'a göre daha fazla çıkmıştır.

K.-S. Nikas ve N. Nikolopoulos'un birlikte yürüttükleri çalışmalarında bir binanın içerisinde ve etrafında başlatılmış karşılıklı doğal havalandırma akış modellerinin üç boyutlu numerik tahminlerini incelenmiştir. Hava değişim oranı rüzgar hızı ve geliş açısının fonksiyonu olmak üzere zarf üzerindeki karşılıklı iki açıklıkla kontrol edilir. Numerik metot (CFD kodlarının fluentte kullanılmasıyla) Navier-Stokes denklemlerinin numerik sonsuz hacim çözümüne dayanır. Numerik sonuçlar bina odalarının tazelenme oranı ile ilgili elde edilebilir deneysel verilerle, pencere açıklıklarındaki hız profilini karşılaştırır. Daha da fazlası doğal havalandırmanın detaylı tanımlaması sağlanırken başlatılmış hız ve basınç alanı ile ilgili ilave bilgiler sunulmuştur. Bilgiler deneysel metotlarla kolayca sonuca ulaşamayabilir. Sonuç olarak akış alanı üzerindeki bina topoloji etkisi geliştirilebilir.

M. Fordham 1999 yılındaki çalışmasında; binaların denetlenebilir doğal havalandırmayla tasarlanması üzerinde durmuştur. Çok geniş çeşitlilikte doğal havalandırma oranı gerekliliği ve bu yüzden içerisi ile dışarısı arasındaki ısı transfer oranı uygun şartlar için seçilebilirliğinden bahsetmiştir. Binalar doğal havalandırmayla birlikte tasarlanmalı ve fuel enerji kullanımı minimize edilmeli yargısıyla sonuçlandırmıştır.

Yuguo Li, ve Angelo Delsante 2000 yılındaki çalışmasında tek alanlı bir binada termal baskının olmadığı bir durumda doğal havalandırma akış oranı ve hava sıcaklıklarının hesaplanması için analitik çözümler yürütülmüştür. Bu çözümlerlerde, bağımsız değişkenler ısı kaynağı ve rüzgar hızı yerine iç hava sıcaklıkları olarak verilmiştir. Üç hava değişim oranı parametresi α , β ve γ ; termal kaldırma kuvveti, zarf ısı kaybı ve rüzgar kuvveti etkilerini karakterize eder.

Boyutsuz grafikler havalandırma akış oranı ve hava sıcaklıkları ve hava açıklıklarının boyutlandırmasının hesaplaması için sunulmuştur. Rüzgar kaldırma kuvvetini akışa ters yöne destekleyebilir. Rüzgarın desteklemesinden dolayı akış her zaman yukarı doğrudur ve çözümler belirgindir. Ters rüzgar için ise akış aşağı ya da yukarı yönlü olabilir bu iki kuvvetle ilişkilidir. Bu durumda akış oranı için çözüm ısı kaynağını fonksiyonu olarak kompleks yapılar sunulur. Esas dinamik analiz kararlı çözümlerin tanımlamasıyla başılır.

D. Co' stola 2009 yılındaki çalışmasında; Rüzgar basınç katsayılarının etkilendiği parametreler üzerinde durulmuştur. Bunlar bina geometrisi, dış yüzey detayları, cephe pozisyonları, siperleme derecesi, rüzgar hızı ve rüzgar yönü. Pratik olarak bütün değişkenleri hesaba katmak mümkün değildir. Bina enerji simülasyonu (BES) ve hava akış ağı (AFN) programları genellikle basit bir yolla bunu kapsamına alır. Sınırlama esas Cp veri kaynakları arasında yapılmıştır. Tam ölçekli ölçümler, rüzgar tünellerindeki indirgenmiş ölçekli ölçümler ve CFD simülasyonları ve ikinci dereceden kaynaklar analitik modelleri gibi. Veriler arasındaki karşılaştırmalar BES-AFN programlarında uygulandığında, Cp değerleri kaynak adaptasyonuna bağlı olarak oldukça farklılık göstermiştir. İki etkili parametre olarak cephelerin pozisyonu ve siperleme derecesi ifade edilmiştir. Bu makale BES-AFN programlarında Cp uygulamalarının gelecekteki güvenli gelişimi için data kaynaklarındaki belirsizlikleri neticelendirmeyi amaçlamıştır.

James O.P. Cheung 2010 yılındaki çalışmasında; CFD teknikleri kullanarak doğal havalandırma müdahalesinin binalardaki etkisini araştırılmaktadır. Bina kümelerindeki hipotetik binaların karşılıklı havalandırma oranı izotermal şartlar altında standart k-ε modeli kullanılarak incelenmiştir. Havalandırma oranının rüzgar yönüne göre hassasiyeti, bina ayrılması ve bina yerleşimi çalışılmıştır. Birbirinden uzak yerlere yerleşen binalar havalandırma oranı büyük oranda harekete geçmiş, bina ayrılması bina genişliğinin beş katı kadar olduğunda elverişsiz müdahale kesintiye uğramıştır(optimum ayrılma). Bina yerleştirme adaptasyonu ile optimum ayrılma üç bina genişliğine düşürülebileceği ve buna ek olarak hava akış oranı uygun boşluklarla çift kata çıkarılabileceği gözlemlenmiştir. Bina yerleşiminin doğal havalandırma performansının kalabalık çevrelerde geliştirilmesi için fizibil sonuçlardan biri olduğu sonucuna varılmıştır.

T. Karimipannah çalışmasında; iç havayı geliştirmek için sınıf içerisinde jet havalandırma ile benzer deneysel ayarlar kullanılmıştır. Hava hız ölçümleri, hava sıcaklıkları ve izleyen gaz konsantrasyonları dört farklı termal şart için uygulanmıştır. Ek olarak CFD simülasyon sonucu ilave bilgi sağlamak için elde edilmiştir. Bunlar havalandırma etkinliği, hava değişim etkinliği, akış oran etkisi, radyasyon etkisi, sıcaklık kaynağı etkisi gibi. Ve bunlar ölçülmüş verilerle karşılaştırılmıştır.

Louis Stephan Alain Bastide'nin 2010 yılındaki çalışmasında; doğal havalandırma açıklık boyutları için ters hesaplamaya dayanan yeni bir metot uygulanmıştır. Bağımsız parametrelerin sayısı düşürülmüş ve ikametgah edenlerin termal konforu optimize edilmiştir.

C. Buratti 2011 yılındaki çalışmasında; bir ofisteki rüzgar kaynaklı doğal havalandırma incelemesini sunmaktadır. ISO 16000-8:2007 Standardı ile birlikte deneysel ve numerik prosedür göz önüne alınmıştır. Deneysel veriler numerik metodu geçerli kılmak için kullanılmıştır. Daha da fazlası sızdırma oranı analiz edilmiştir.

Doğal havalandırma ofisin pencere ve kapı açıklıklarıyla sağlanmıştır. Odanın simülasyon modeli fluentte CFD kodları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Prosedürün deneysel ayarları gaz renk çözücü ile geliştirilmiştir. Hem nümerik hem de deneysel olarak ortalama hava ömrü yaklaşımıyla havalandırma etkenliği hesaplanmıştır.

1.6 Hava dağıtımı ve tanımlar

Hava dağıtımının anlamı, bir odada konfor koşullarını sağlamak amacıyla besleme havasının oda içerisinde yayılması ve odadaki havanın odadan çıkarılmasıdır (Fordham,2000). Besleme havası bir odaya ısıtma ve/veya soğutma, nemlendirme ve/veya nem alma havalandırma gibi değişik nedenlerle verilir. Besleme havası oda içinde yayılırken odada rahatsız edici bir hava akışına neden olmadan odanın her yanına erişebilmelidir.

1.6.1 Standartlara göre ısı konforu değerlendirilmesi

1.6.1.1 PMV-tahmini ortalama ısı duyumu

Sıcaklık sayısal olarak ifade edilmesine rağmen, ısı duyum diğer fizyolojik duyular gibi niteliksel olarak değerlendirilir (Teknik Bülten 2012). Isıl çevrenin bir grup tarafından fizyolojik değerlendirilmesini sayısallaştırmak amacıyla PMV tabloda verilen -3 ile +3 arasında değişen yedi noktalı ASHRE skalası kullanılır.

Çizelge 1.1: Ashre Isıl Konfor Skalası.

+3	Çok sıcak
+2	Sıcak
+1	Hafif sıcak
0	Nötr
-1	Hafif soğuk
-2	Soğuk
-3	Çok soğuk

Deneyisel bilgilerden, PMV indeksinin ortam sıcaklığına, metabolizma hızına ve vücutta üretilen ısı ile, vücut ile çevre arasındaki ısı transferi arasındaki fark olarak tanımlanan yüke göre değişimini veren bir eşitlik üretmiş, bu eşitlikte analitik ısı konfor denkleminde elde edilen yük yerine konularak, PMV indeksinin analitik ısı konfor denkleminde yer alan tüm parametrelere (kuru termometre sıcaklığı, hava hızı, hava nemi, ortalama ısınım sıcaklığı, aktivite, metabolizma hızı) bağlılığı analitik olarak ifade edilmiştir. Bu eşitliğe göre Fanger tarafından yapılmış çalışmanın tablo halindeki sonuçları çizelge 1.2’de verilmiştir.

Çizelge 1.2: PMV değerlendirme örneği.

Bir Konferans Salonu Örneğinde PMV	
Seçenekler	PMV
Konfor Sıcaklığı: 23,9 °C Aktivite: 1 met Hava Hızı: 0,2m/s Giysi Direnci: clo	0,02
Konfor Sıcaklığı: 26,9 °C Aktivite: 1 met Hava Hızı :0,2 m/s Giysi Direnci:0,5 clo	0,02

1.6.1.2 PPD-tahmini ortalama memnuniyetsizlik oranı

Ortalama Isıl Duyum İndeksi (PMV), belirli bir ısı çevrenin içinde yaşayan insanların tamamı tarafından fizyolojik değerlendirilmesinin ölçütüdür (Fisk 1995). Bu ortalama değere bakarak, söz konusu insanların hangi oranda bu ortamı ısı çevre açısından konforlu bulduklarını veya bulmadıklarını tahmin etmek mümkün değildir. İnsanlar birbirinden farklıdır ve aynı çevreyi farklı olarak algılayabilirler. Bir ortamda yaşayan insanlar içerisinde ortamı ısı açıdan konforlu bulmayanların yüzdesi Isıl Memnuniyetsizlik Yüzdesi (PPD) olarak adlandırılır.

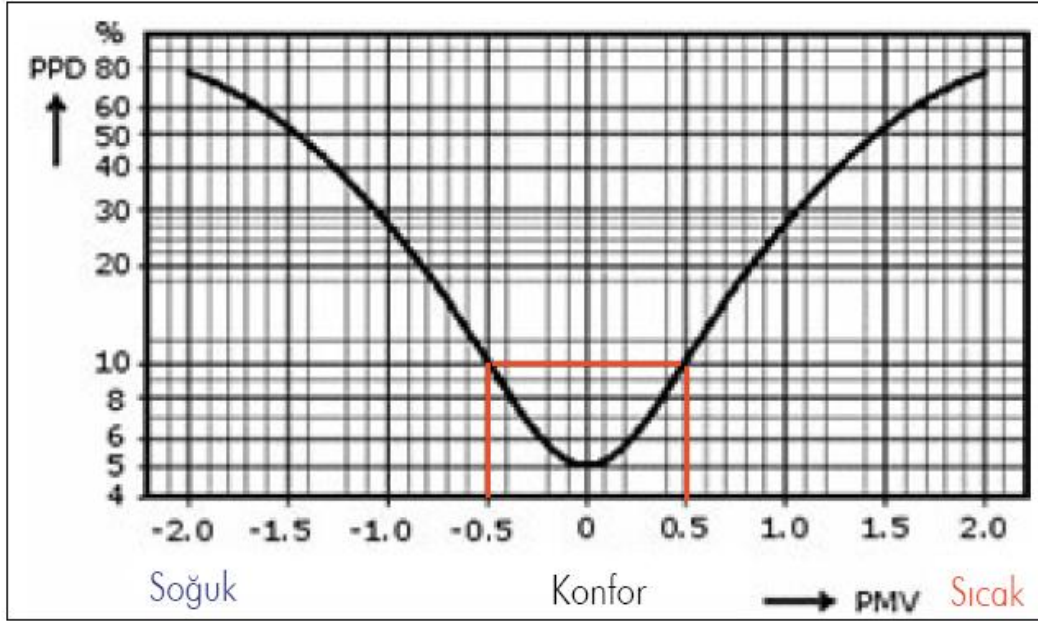
1.6.1.3 DR-hava cereyan oranı

Hava cereyanından rahatsız olanların yüzdesini ifade eder.

1.6.1.4 PMV, PPD ve DR arasındaki ilişkiler ve ısı konfor

PMV ve PPD değerleri arasında sabit bir ilişki vardır. Fanger, probit analiz yöntemini kullanarak, Ortalama Isıl Duyum İndeksi ile Isıl Memnuniyetsizlik Yüzdesi arasındaki ilişkiyi deneysel verilere bağlı olarak incelemiş ve grafik olarak ifade etmiştir. Ortalama Isıl Duyum İndeksi'nin ısı konforun analitik teorisi ile ısı parametrelerine göre tahminini veren eşitlik ve bu grafik kullanılarak Isıl Tatminsizlik Yüzdesinin bulunması mümkündür.

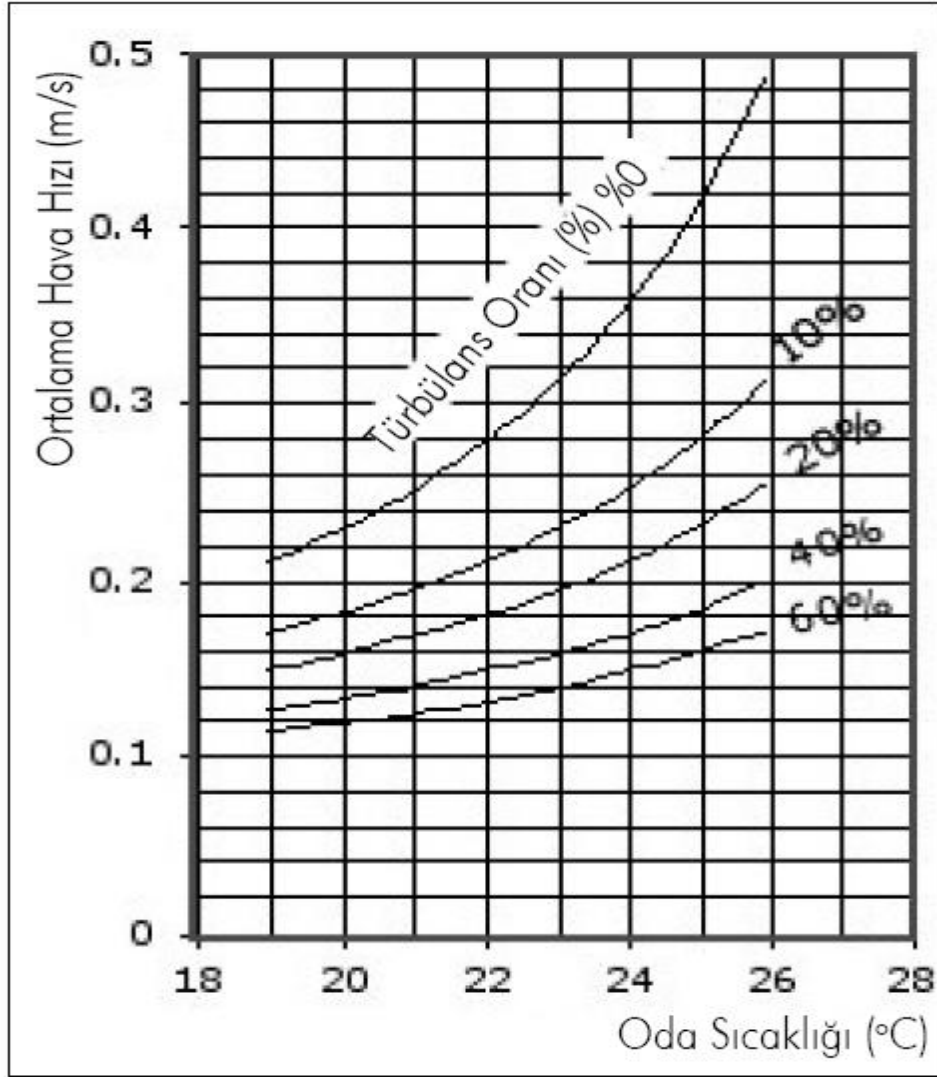
Şekil 1.4'deki eğri PMV'de ekseninde '0' noktasına göre simetriktir. Yapılan araştırmalara göre insanlar soğuğu sıcaktan daha hızlı algılar. Buna göre bu eğrinin tam simetrik olmaması gerekir. Ancak bu dikkate alınmaz. ASHRAE 55 Standartı, $-0,5 < PMV < +0,5$ koşulunu getirmiştir. Buna göre bir ortamda en az %5'lik grubun ısı açıdan tatmin olmadığı görülmektedir. Şekil 1.4'den görüleceği üzere bu limit en %10'luk bir memnuniyetsizliğe izin verir. Dolayısıyla PMV değeri önerilen -0,5 ile +0,5 arasında olduğu zaman PPD %10'dan daha düşük olur.



Şekil 1.4: PMV ve PPD ilişkisi ve ısı konfor bölgesi.

Bu noktada ısı konfor koşullarını sağlayacak hava hızı NEN-EN-ISO 7730 standartına göre belirlenir. Bu standart DR değerinin en yüksek %15 olarak önerir. Hava hızının türbülans yoğunluğunun, DR'nin değerini hesaplayacak şekilde zorunludur. Türbülans yoğunluğu ölçülen ortalama hava hızı ile ilişkili gerçek hava hızının bant genişliğidir. İzin verilen ortalama hava hızı şekil 1.5'deki grafikteki hava sıcaklığı ve türbülans yoğunluğuna göre belirlenir. Temel varsayım odada bulunanların %15'inin rahatsız olabileceği kabulüne dayanır.

Örneğin, 25°C sıcaklığında ve %10 türbülans yoğunluğundaki bir odada şekil 1.5'deki grafiğe göre izin verilen hava hızı 0,28 m/s, %20 türbülans yoğunluğunda 0,23 m/s, %40 türbülans yoğunluğunda 0,18 m/s ve %60 türbülans yoğunluğunda 0,16 m/s'dir.



Şekil 1.5: Oda sıcaklığı, ort. hava hızı ve türbülans oranı arasındaki ilişki.

1.7 Havalandırma İndeksi

Oda iç hava kalitesi son zamanlarda üzerinde durulan önemli bir konudur (Karimipanah 2004). Bunun sonucu olarak araştırmacılar geniş sayıda farklı hava kalite indikatörü geliştirmişlerdir. Bunlardan hava değişim etkenliği ϵ_a , contaminant removal effectiveness ϵ , tasarım ve yerleşik ölçümlerinde kullanılmak için uygun indikatörlerdir.

Binalardaki havalandırma sistemi iki ana fonksiyonu gerçekleştirmek üzere tasarlanır. Bunlardan birincisi, üretilen kirlilikler uzaklaştırılırken taze hava dağıtımıdır. İkincisi ise üzerinde çalışılan yerleşke içerisindeki bireylere uygun ısı konforun sağlanmasıdır. Havalandırma sisteminin işletim sürecinde bireyler daha

termal konfor üzerinde yoğunlaşırlar. Çünkü termal konforun algılanması doğrudan gerçekleşir ve termal konfor rahatsızlığı tolere edilebilir bir durum değildir. Bununla birlikte fakir hava kalitesinin tespit edilmesi çok daha zordur ve sonuçta bireyler uzun zaman periyotları sonucunda ancak tepki verirler. Buna ek olarak tasarımcılar genel olarak termal konfora daha çok önem verirler. Çünkü termal konfor standartlarla çok daha iyi tanımlanır. Örneğin, ASHRAE Standard 62-2001 bir hava kalite indikatörü olarak havalandırma etkenliğini tanımlar. Ancak bu standart E_v 'nin nasıl değerlendirilip ölçüleceği ile ilgili bilgileri sağlamaz. Ayrıca çok daha önceki zamanlarda araştırmacılar; havalandırma tasarımcıları için karşılatırmalı kılavuzlar olmadan çok sayıda farklı hava kalite indikatörü değerlendirip tanımlamışlardır. Bununla birlikte; en geniş kapsamda kullanılan dört indikatör; hava değişim sayısı (n_{AC}), contaminant removal effectiveness (ϵ), havalandırma etkenliği (E_v) ve hava değişim etkenliği (ϵ_a)'dır.

Hava değişim sayısı; boşlukta birim zaman için havalandırma yoğunluğu hakkında bilgi sağlamak için kullanılır. Bu indikatör sağlanan toplam hava veya toplam taze hava miktarı için tanımlanabilir. Bununla birlikte, n_{AC} değeri, taze hava dağıtım kalitesi üzerinde bilgi sağlamaz. Sonuç olarak hava değişim sayısı algılanan hava kalitesi üzerinde tamamlanmamış bilgi sağlar.

Gerçek anlamda algılanan hava kalitesini tanımlayan ilk indikatör contaminant removal effectiveness'dır. Bu indikatör odadaki ortalama kirlilik konsantrasyonuna dayanır (C). Mevcut kirlilik konsantrasyonu (C_s), dışarı atılan kirlilik konsantrasyonu (C_e) olmak üzere;

$$\epsilon = \frac{C_e - C_s}{C - C_s} \quad (1.1)$$

Diğer algılanır hava kalite indikatörü, havalandırma etkenliği E_v , iki bölge modeline dayanır. Boşluk zeminin 1,8m üzerinde dikey bir yüzey ile iki karma bölgeye ayrılır. Bu iki iyi-karma bölge kabulü her zaman doğru değildir. Daha da fazlası, bu model mevcut hava kesintisi içerir (s). Direk dışarı bypass edilen bu hava ASHRAE Standard 62-200'de tanımlanır. Bununla birlikte, bu standart, havalandırma etkenliğinin tanımı için önemli olan resirkülasyon oranı 'r' ve kesinti (s)'nin hesaplanmasına ya da ölçülmesine dair bir prosedür sunmaz.

$$E_v = \frac{(1 - s)}{(1 - r.s)} \quad (1.2)$$

Havanın yerel ömür değerine (τ) dayanan diğer bir algılanan hava kalite indikatörü kimya mühendisliğinde geliştirilmiştir. Daha sonra deneysel ve teorik olarak iç oda hava kalitesi için kullanılmak üzere değerlendirilmiştir. Bu indikatör hava değişim etkinliği ϵ_a ; havanın odada yer değiştirmesi için gerekli olan en kısa zamanın (τ_n), hava değişimi için ortalama zamana (τ_{exe}) oranıdır;

$$\epsilon_a = \frac{\tau_n}{\tau_{exe}} = \frac{\tau_n}{2.<\bar{\tau}>} \quad (1.3)$$

Hava değişimi için ortalama zaman $\tau_{exe} = 2.<\bar{\tau}>$ olarak hesaplanabilir. $<\bar{\tau}>$ havanın ömrünün ortalama yerel değerini ifade eder. Havanın oda içerisinde değişimi için mümkün olan en kısa zamanın karşılık değeri havanın oda içerisindeki değişim sayısıdır ; $\tau_n = \frac{1}{n_{AC}}$ 'dir. Aşağıdaki tabloda akış tipi karakteristikleri için hava değişim etkinliği değerleri verilmiştir;

Çizelge 1.3: Akış tipi karakteristikleri için hava değişim etkinliği değerleri.

Akış Tipi	Hava Değişim Etkinliği	Ortalama Değişim Zamanı ile Karşılaştırması
Tek yönlü akış	0,5-1,0	$\tau_n < \tau_{exe} < 2\tau_n$
Mükemmel karışım	0,5	$\tau_{exe} = 2\tau_n$
Kısa devre	0-0,5	$\tau_{exe} > 2\tau_n$

Bahsettiğimiz her yeni indikatör belirli tipteki havalandırma sistemlerinin analizi için kullanışlıdır. Bununla beraber taşınım etkenliği ϵ ve hava değişim etkinliği ϵ_a tasarımda kullanılmak için ve standartlarda en uygun gözüken indikatörlerdir.

Çünkü bunlar geneldir ve genelde diğer indikatörler bunların uzantısıdır. Ayrıca bu indikatörler her tipteki havalandırma sistemine uygulanabilir ve sahada veya laboratuarlarda kolayca ölçülebilir.

Bu iki indikatörün karşılaştırmasında sorulabilecek en önemli soru tasarım ve standartlarda genel olarak hangisinin kullanımının daha uygun olabileceğidir.

2. DOĞAL HAVALANDIRMADA FİZİKSEL PROSES

2.1 Yerçekiminin Havalandırma Akışı Üzerindeki Etkisi

Havalandırma problemleri yerçekiminin sürükleyici etkisi ve hiçbir etkisinin olmadığı durumlar şeklinde sıralanır (Etheridge 2012). İleriki durumlarda sürükleyici kuvvetimiz atmosferik rüzgar olacaktır (mekanik havalandırmada fan eklenir).

Genel olarak iki sürükleyici kuvvetinde var olduğunu görülür ancak bu haliyle ele almak daha da zordur. Bununla birlikte zarf akışları için bazı basitleştirmelerle kaldırma kuvvetinin, daha az önemi olan iç hava hareketiyle hesaba katılması mazur görülebilir. Yerçekimin havalandırma problemlerinde rol oynayıp oynamaması yaklaşımı, basit hareket denklemlerinde oldukça kullanışlıdır. Örneğin; Navier-Stokes denklemleri.

2.2 Navier-Stokes Denklemleri

Bu denklemler Newton'un ikinci kanunu ve Newton'un viskos kayma gerilmeleri bağlantıları için olan ifadelerdir. Bir nokta etrafında gözden hızlıca kaybolan bir kontrol hacmine uygulanırlar. Denklemlerin akışkan özellikleri konusunda varsayımlara dayanan çeşitli formları mevcuttur. Aşağıda verilen denklemde; akışın kararsız ve yoğunluk ' ρ ' üniform olmadığı durum ele alınmıştır (μ_0 viskozite her yerde aynı kabul edilmiştir).

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\rho g - \frac{\partial P}{\partial w} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.3)$$

Hız bileşenleri u, v ve w x,y ve z yönlerindedir. ‘P’ ise bir noktadaki basıncı ifade eder. Yerçekimi hareketleri negatif z yönündedir. Herbir denklemde sol taraftaki terimler ele alınan parçanın ivmesinin, sağ taraftaki iki terim ise dış kuvvetlerden kaynaklanan basınç ve kayma gerilmelerinin karşılığıdır (üçüncü denklemde yerçekimi etkisi de eklenmiştir).

2.3 Hidrostatik ve Piezometrik Basınçlar

Durgun hava için Navier-Stokes denklemleri hidrostatik denkleme indirgenir. Denklem aşağıdaki hale gelir;

$$\frac{\partial P_h}{\partial z} = -\rho g \quad (2.4)$$

‘P_h’ hidrostatik basıncı ifade eder ve sadece ‘z’ yönünde değişir. Çünkü diğer iki denklem için diğer yönlerdeki değişim sıfıra gider. Aşağıdaki denklemi yerine yazıldığında;

$$P = P_h + p + \text{sabit} \quad (2.5)$$

‘P_h’ yalnızca z’nin fonksiyonu olduğu için yukarıdaki denklemler aşağıdaki gibi yazılır;

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.7)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\rho g - \frac{\partial P_h}{\partial z} - \frac{\partial p}{\partial w} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.8)$$

Eğer akışın yoğunluk dağılımı sadece ‘z’ yönünde değişim gösteriyorsa 2.8 denklemi yerine konulursa ifade aşağıdaki hale gelir;

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial w} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.9)$$

Sonuç olarak görülüyor ki üç denklem de yerçekimi terimi içermemektedir. Basınç yani ‘P’ iki terimin özetidir. Birincisi yerçekiminden kaynaklanan ‘P_h’ ikincisi ise hareketten kaynaklanan ‘p’ terimi. Eğer akış için verilen sınır şartları yerçekimi terimleri içermiyorsa akışta yerçekimi etkisi rol almayacaktır.

Bu yoğunluğun her yerde aynı olduğu durum için iyi bilinen bir sonuçtur. Açık bir biçimde atmosfer rüzgarı gereksinimi karşılar. Benzer olarak iç ve dış sıcaklık arasında fark olmadığında binaların içindeki havalandırma akışı yerçekiminden bağımsızdır. Üniorm yoğunluk dağılımı için;

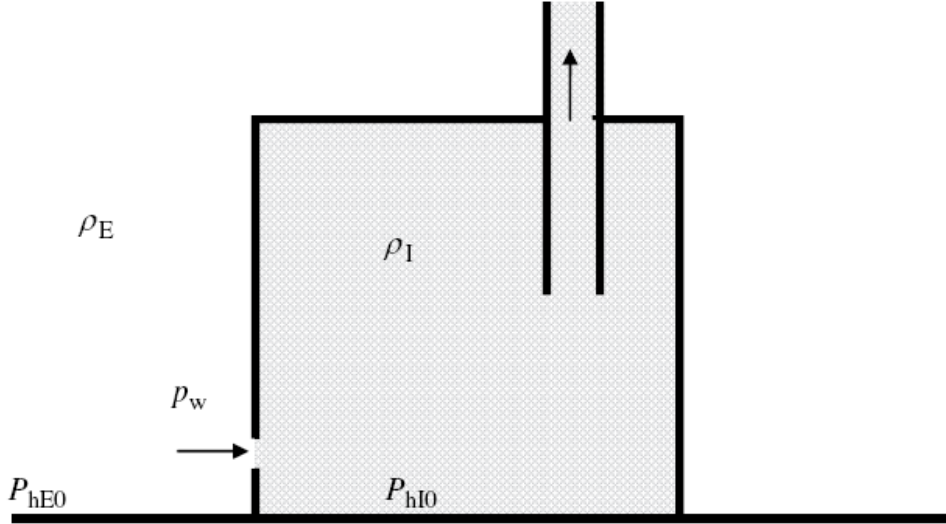
$$P_h = P_{h0} - \rho_0 \cdot g \cdot z \quad (2.10)$$

‘P_{h0}’ sabittir (z=0’da hidrostatik basınç). ‘z’ yüksekliğindeki bir nokta için ‘p’ ile ‘P’ arasındaki ilişki;

$$p = P + \rho \cdot g \cdot z + P_{h0} \quad (2.11)$$

‘p’ basıncı hareketten kaynaklanan basınç terimidir. Ayrıca piezometrik basınç olarak bilinir (hidrolikte ‘P+ρ.g.z’ piezometrik tüpte ölçülmüş basıncı ifade eder).

Kurallara bakılırsa basitleştirmeler yalnızca uniform yoğunluklara uygulanabilir çünkü uniform olmayan yoğunluk için havanın her hareketi yoğunluk dağılımında değişimlere yol açar. İleriki konularda yoğunluğun katman katman olduğu P_h’ın z’ye bağlı olarak değiştiği zarf modelleri için bu basitleştirmelerin uygulaması verilmiştir. Bu durum zarf akışından uzak bir noktaya değinildildiğinde; boşlukta hava hızının ihmal edilebilir ek varsayımıyla birlikte tutarlı bir durumdur.



Şekil 2.1: Uniform iç yoğunlukla havalandırılan bir baca ve bir hava kanalına sahip zarf modeli.

2.4 Zarf Akışları

Yukarıdaki denklemlerin yoğunluk farklılığında zarf akışlarına nasıl uygulandığını görmek faydalı olacaktır. Referans şekil2.1 olmak üzere; şekil2.1 bir hava bacası ve kanal ile havalandırılan bir zarf modelini gösteriyor. Dıştaki ve içteki yoğunluklar ρ_I ve ρ_E ile gösterilir ve burada ikisi de uniform alınmıştır. Akış bacadan dışarı doğru çıktığı kabul edilmiştir.

Dış akış yerçekiminden etkilenmediği için, rüzgar dolayısıyla oluşan basınç p_w basitçe hidrostatik basınca eklenir. Örneğin; dış basınç z yüksekliğindeki nokta için aşağıdaki gibi verilir;

$$P = P_{hE0} - \rho \cdot g \cdot z + p_w \quad (2.12)$$

$z = 0$ 'da hidrostatik basınç ' P_{hE0} ' ile belirtilir.

İç kısımdaki yoğunluk üniform olduğu için, zarfın içindeki akış sınır şartlarından dolayı yalnızca yer çekiminden etkilenir. Zarf akış modelleriyle birlikte, basınç sınır şartları çok önemlidir ve bu şartlar yukarıdaki denklemden elde edilir.

Yoğunluk üniform olduğu zaman yukarıdaki denklemler içerideki hava hareketine uygulanabilir. Yüksek rüzgar hızıyla birlikte yaz tasarım koşullarıyla ilgili düşük sıcaklık şartlarında bu güvenilir bir varsayımdır.

Genel olarak yerçekimi ihmal edilemez ve sıcaklık hesaplamaları içinde gereklidir. Bir noktada küçük bir kontrol hacmi üzerinde enerji korunum denkleminin uygulanmasıyla sıcaklık için 2.13 denklem elde edilir;

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.13)$$

Bu denklem sol tarafında ısı enerjinin taşınımı sağ tarafında ise ısı enerjinin iletilmesiyle kurulan dengeyi ifade eder. Diğer ısı üretim terimleri yok edilmiştir. Çünkü havalandırma akışında genel olarak ihmal edilebilirler. Örneğin viskoz sürtünmeyle üretilmiş ısı ihmal edilebilir bir sıcaklık yükselmesine neden olur. Bununla birlikte önemli miktarda kinetik enerji azalmasına eşdeğerdir. Gizli ısı ve ışınlama ısı transferi denklemde ihmal edilmiştir.

İdeal gaz kanunu basınç ‘P’, yoğunluk ‘ρ’ ve sıcaklık ‘T’ arasında bir ilişki sağlar. Viskozite ile sıcaklığı ilişkilendirmek için amprik bir denklem de gereklidir.

Bununla birlikte yoğunlukla alakalı esas alınabilecek iki basitleştirme mevcuttur. Birincisi sıkıştırılamayan gaz olarak davranan hava için basınç değişimi oldukça küçüktür. Bu durumda denklem yalnızca sıcaklık terimini içerir;

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \frac{T}{T_0} \quad (2.14)$$

‘0’ referans değeri belirtir. İkinci basitleştirme ise ‘bousinessq’ yaklaşımı olarak bilinir. Yoğunluk farkları genelde çok küçük olan bir hareketlenme yaratır. Bunun anlamı; Navier-Stokes denklemlerinde ivme terimini etkileyen yoğunluk farkları ihmal edilebilir. Bu yüzden denklem yerçekimi terimlerini içerir ve aşağıdaki hali alır;

$$\rho_0 \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \Delta p \cdot g - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu_0 \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2.15)$$

‘Δp’ basınç farkını ifade eder (p-p₀).

Bu yaklaşımlar numerik olarak çözüm için tartışılırdır. Bununla birlikte diğer yaklaşımlarda kullanılmaları için yeterli gerekçeleri vardır. Örneğin zarf modellerinin analitik çözümü gibi.

Kütle korunumu ilkesi küçük bir elemana uygulanırsa; kararsız akış ve uniform yoğunluk genel durumu için;

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2.16)$$

Uniform akışla bu denklem bir noktadaki hız için direkt bağlantı sağlar. Gerçek şu ki bu denklem irrotational denklem teorisinde kullanılır.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.17)$$

2.5 Havalandırmada Karşılaşılan Akış Türleri

Havalandırmada geniş oranda tipte akış ile karşılaşılır. Bunlar laminar, geçiş, türbülans, kararlı, kararsız ve bunların kombinasyonları gibi. Aralarındaki farkı ortaya çıkarmak için Reynold sayısı göz önüne alınmalıdır.

2.5.1 Laminar akış

Laminar akış hız alanında herhangi bir düzensiz bileşeni olmayan akıştır. Sınır şartlarından ileri gelir. Şunu da eklemek gerekir ki; açıklık doğrultusundaki akışlar rüzgar tarafından oluşturulan türbülans basınç ile sürdürülür. Laminar akışta verilen bir nokta için anlık hız belirleyicidir, prensip olarak Navier-Stokes denklemlerinin çözülmesiyle bilinen sınır şartlarından hesaplanabilir (Hız alanının başlangıç koşullarını içerir $t = 0$). Laminar akış için esas örnek kaldırma kuvvetinin yarattığı basınç hareketi altında küçük zarf açıklıklarında meydana gelen akıştır. Bu basınç etkileri türbülans rüzgar tarafından meydana getirildiğinde laminar akış kararsız olur.

2.5.2 Geçiş akış

Türbülans akış geçiş prosesiyle laminar akıştan gelişir. Genel bağlamda geçiş akışı akış alanının bir kısmı ne laminar ne de türbülans olmadığında meydana gelir. Bu ayrım odadaki akışta belirsiz olabilir ki geçişin merkezi akışın doğal sirkülasyonundan dolayı gizlenmiştir. Akışın baskın olduğu yönde uygulanabilirliği daha kolaydır. Örneğin; açıklık doğrultusunda.

Klasik teorilerde geçiş; çok kısa mesafelerde kendiliğinden vuku bulan akışın kuvvetlenme davranışı olarak tabir edilir. Yakın zamanlarda yapılan tanımlamalar ise

karmaşık hareketin kararsız denklemlerine dayanır. Bunlar basitçe iki geçiş denklemdir ve ikisi de havalandırmayla ilişkilidir. Birinci tip akışa maruz cisimlerde görülür. Örneğin uniform bir akış içerisindeki ‘U’ hızına sahip düz bir plaka. Yüzeyde kaymama şartı sonucu gereği sınır tabaka içerisinde hız yüzeyde sıfırdan başlayarak yukarı doğru çıktıkça artar ve en üst noktada hız ‘U’ ya eşit olur. Bu kayma tabakasıdır ve hız profiliyle (hızın tabaka doğrultusunda değişmesi) ve tabaka kalınlığı δ ile karakterize edilir.

Düzensizliklerin güçlendirilmesi veya sönümlenmesi düzensizliğin kısmen doğasına dayanır. Ayrıca şekle, hız profiline ve viskoziteye dayanır. Bu faktörler kısaca iki faktöre indirgenebilir. Bunlar; profil şekli ve x başlangıç noktası uzaklığına bağlı büyüklük Reynolds sayısıdır.

$$Re_x \equiv \frac{\rho \cdot U_x}{\mu} \quad (2.18)$$

Re_x ’in belirlenmiş değerleri altında geçiş gerçekleşmez. X ’in büyük değerleri için düzensizlik güçlendirilmiştir. Birçok büyüklük için örneğin prosesin sonunda, tamamiyle türbülans saptanmıştır. Uzun pürüzsüz bir kanalın içinde türbülansın tespit edilmesi için gereken Re_x değeri 10^5 civarındadır. Bu durum zarf açıklığı yönündeki akışla ilgilidir. Önemli nokta proses sonlu bir uzunluğu meşgul eder. Geçiş için tanımlanan kriter; hidrolik çapa dayanan bir Reynolds sayısının ‘ Re_0 ’ kullanılmasıdır. Örneğin boru için genel olarak belirlenmiş geçiş sayısı 2000’dir. Bu uzun borular için de güvenilirirdir. Bununla birlikte bu geçiş prosesinin kendisi mesafeye bağlı bir hesaplamayı gerektirmez. Havalandırma açıklıkları ise 2000’i aşan Re_0 değerlerine sahip olabilir. Ama bunların uzunlukları akışı her yerde laminar gösterecek şekilde olabilir. Bunun açıklıklardaki akış karakteristiği ile açık bir alakası vardır. Keskin köşeler için geçiş bölgesi oldukça kısadır. Böyledir çünkü akış ayrılması görülür ve jet akış oluşur. Hız profilinin sonucu olarak da düzensizliklerde çok fazla büyüme görülür.

İkinci tip geçiş ise, akış ayrılmasıyla artan düzensizliklerle alakalıdır. Keskin dik yüzeylerden ayrılış, binalar ve odalardaki objeler gibi, özellikle havalandırmayla alakalıdır. Düşük hızlarda periyodik girdapların saçılmasında artış verir. Hız arttıkça girdap saçıntısı artarak karmaşıklaşır. Bu durum aşağı yönlü akış gelişigüzel türbülans tarafından bastırılana kadar devam eder. Bu prosesin odalarda genelde var

olduğu kabul edilir. Bu yüzden hava hareketi türbülanstır. Bununla birlikte düşük havalandırma oranlarında, iç hızlar çok küçük olabilir ve türbülans modelleme daha da zorlaşabilir. Gerçekte ise bazı kanıtlar laminar akış varsayımının kabul edilebileceğini gösteriyor.

2.5.3 Türbülanslı akış

Türbülans akış hızın ve basıncın eşfazlı bileşeninin bir noktada düzensiz çalkantıları olan akış türüdür. Açıkçası türbülanslı akışlar her zaman kararsızdır. Eğer ki eşfazlı bileşeni sabit ise bu durumda akış kararlı gibi davranabilir. Sonuç olarak bu anlık hız bileşeni denklem 2.19 ile ifade edilebilir;

$$u(x, t) = \bar{u} + u'(x, t) \quad (2.19)$$

$\bar{u}$ kararlı (sabit) bileşen ve u' seçkisiz türbülans çalkantısını ifade eden bileşen. Kararsız türbülans akış tesadüfi olmayan bileşeni zamanla değişen akıştır.

Kararlı türbülans akışa; rüzgar hızı ve yönü sabit olmak kaydıyla binaların etrafında rüzgar tarafından yaratılan akışı verebiliriz. Oda içindeki akışlarda genellikle sabit ve türbülans olarak tanımlanır. İç akışa verilebilecek iyi örneklerden biri; geniş açıklıklarda büyük rüzgar hızları tarafından oluşturulan akış olabilir. Kararsız türbülans akış ise; açıklıklardan biri yavaş yavaş kapanıyor ve akış kararlı bir durumdan diğerine değişiyor iken oluşabilir. Akış sadece kaldırma kuvvetinin etkisiyle oluşuyorsa türbülans geçiş prosesiyle oluşur. Hızlar genelde çok küçüktür ve akış bazı açılardan geçici olarak tanımlanır. Buna rağmen bazı kararlı durumlarda geçiş prosesi belirgin olmayabilir.

Türbülans hız alanı Navier-Stokes denklemlerinin kararsız formuyla ifade edilir. Bu denklemler türbülansın düzenli olup olmadığını belirler. Bu çıkarım ile yalnızca gerçek akışta, eğer düzensizliğin başladığı nokta biliniyorsa ve zamana bağlı sınır şartları belirlenmişse, hızın bir noktadaki geçici varyasyonunu hesaplamak mümkündür. Bu tarz bilgiler gerçek akış için ölçülebilir değildir. Çünkü düzensizlikler yani çalkantılar çok küçüktür. Bununla birlikte istatistiksel olarak türbülansın sonuçlarının hassas olmadığını ispatlamak mümkündür. Düzensizliklerin özgün yapısı oldukça küçüktür, bu da kaotik karakterlerini gösterir.

İlke olarak Navier-Stokes denklemlerini kullanarak $u(x,t)$ hesaplamak mümkündür ve hesaplanmış istatistikler $\bar{u}(x,t)$ gerçeğe yakın olmalıdır. Ancak böyle olsa bile anlık değerler böyle olmayacaktır. Örneğin; düzensiz proseslerin istatistikleri tahmin edilebilir ama zamana bağlı gerçek varyasyonlar değildir.

Havalandırma tasarımları esas olarak ortalama değerlere dayanır. Çünkü; rüzgar ve iç hava hareketi ile alakalı türbülanslı zaman skalasıyla kıyasladığımızda, insanların ve binaların karşılık vermeleri oldukça yavaştır.

Bazı durumlarda ise anlık değerler önemlidir. Örneğin patlayıcı bir gazın anlık konsantrasyonu gibi. Diğer bir örnek ise bacalardaki akışın anlık hesabıdır. Burdaki amaç akışın geri dönmesinden kaçınılmasıdır.

3. AÇIKLIKLAR İÇİN DAİMİ AKIŞ KARAKTERİSTİKLERİ

Bu bölümdeki üç önemli kısımda açıklıkların genişliklerinin sınıflandırılması amaçlanmıştır. Buna göre belki de en önemli ayırt edici durum küçük ve büyük açıklıklar arasındaki olacaktır. Çünkü küçük açıklıklar klasik durumlara en uygun zarf akış modelleridir.

Klasik zarf modellerinde boşaltma katsayısı 'Cd' den faydalanılır. Amaç daimi akış karakteristiklerini, farklı geometrik şekil ve Reynolds sayısına bağlı olarak değişen 'Cd' sayısını içeren ifadelerle tanımlamaktır. Maalesef ki bir zarf üzerine yerleştirilen açıklık için gerçek Cd sayısı daimi akış için olandan farklılık gösterir. Bu durum yerleştirme husunda önemli bir yer tutar. Görüldüğü gibi yerleştirme hususları tamamen dış akış alanı ile ilgilidir.

3.1. Boşaltma Katsayısı

Boşaltma katsayısı aşağıdaki ifadeyle tanımlanır;

$$Cd = \frac{q}{A} \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p}} \quad (3.1)$$

q = Hacimsel debi (m^3/s)

A = Tanımlanmış açık alan (m^2)

ρ = Havanın yoğunluğu (kg/m^3)

Δp = Açıklık doğrultusundaki piezometrik basınç farkı (Pa)

3.2 Açıklıkların Sınıflandırılması

Havalandırmada çok geniş oranda şekil ve büyüklükte açıklıkla karşılaşılacaktır ancak bunları belirlenmiş küçük bir sayıdaki tip içerisinde sınıflandırmak mümkündür.

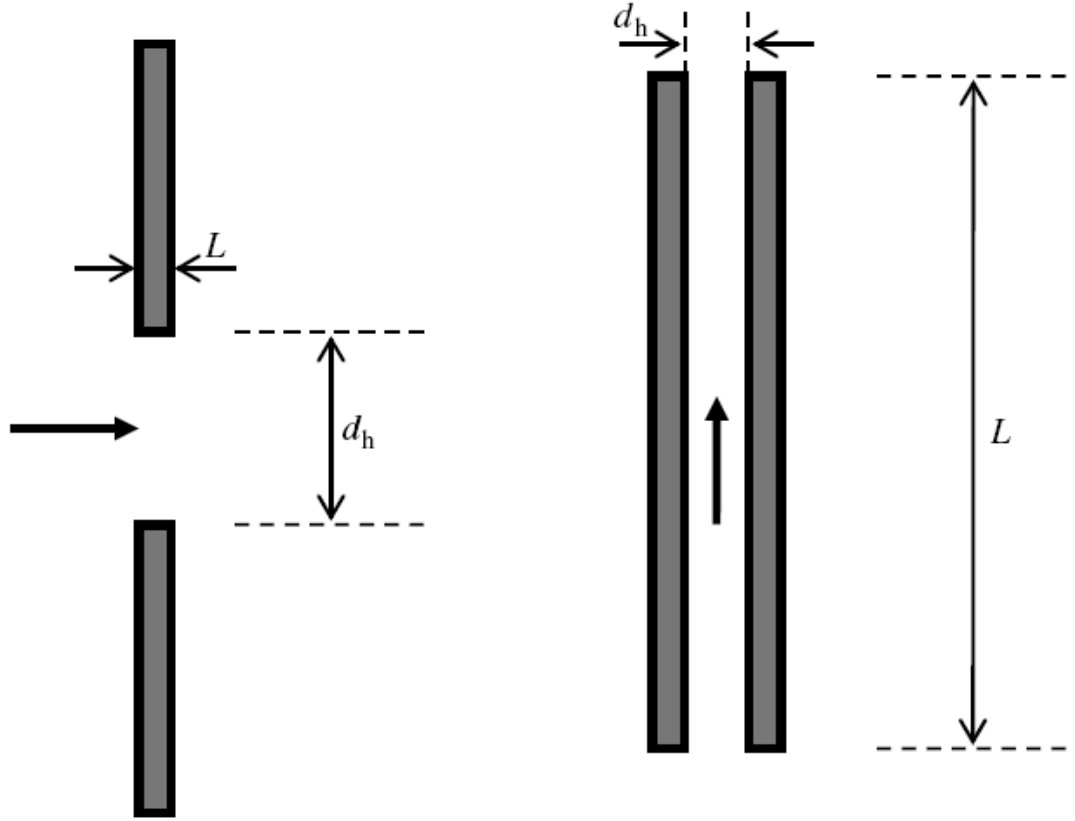
İlerlemeden önce not edilmesi gereken bir mevzu; açıklıklar iki esas kategoride değerlendirilebilir. Bunlar; amaca yönelik ve çatlak tipi açıklıklardır. Tasarımdaki asıl amaç açıklıkların (bacalar ve pencereler vs.) büyüklükleri (minumum ve maksimum değerler) ve tasarlanmış açıklıkların pozisyonlarının tanımlanmasıdır. Çatlak tipi açıklıklar istemsiz açıklıklardır; yarıklar, duvarlardaki çatlaklar, kapılar ve pencereler gibi. Bunlar basitçe tasarım ürünü olmayan açıklıklardır. Doğal oluşum şartlarından dolayı bunlar genelde küçük boyutlara eğilimlidir ve genelde yerleri belirlenemez. Esasen tamamen hava geçirmeyen bir yapı inşa etmek mümkün değildir. Aslında eğer havalandırma sistemi kış şartlarında çalışıyorsa haddinden fazla çatlak sızıntısı sakıncalıdır. Yaz koşullarında geniş açıklıklarla birlikte çalışan bir havalandırma sisteminde çatlak sızıntılar ihmal edilebilir.

Çatlak tipi açıklıklar bileşen (component) açıklıklar ve arka plan (background) açıklıklar olarak alt gruplara ayrılabilir. Component açıklıklar belirlenebilen açıklıklardır. Kapı ve camlar gibi. Background açıklıklar ise geriye kalan bütün açıklıkları içerir. Bunlar tamamen ya da kısmi olarak teşhis edilebilir değildir. Bu tarz açıklıklar geometrik olarak karmaşık olabilir. Örneğin çok yönlü akış yolu gibi. Gözenekli elementler sınırlayıcı durumu oluşturur. Bugünlerde tasarımda üzerinde en çok durulan konulardan biri; çatlak tipi sızıntıların bireysel katkılarını hesaplamaktansa toplamda saptanmış minumum değerlere düşürmektir.

3.2.1 Açıklıkların şekilleri

Açıklıkların şekillerinde iki önemli özellik ön plana çıkar. Birinci husus şekil 3.1’de gösterilen L/d_h en boy oranıdır. Burada ‘L’ akış doğrultusundaki açıklık uzunluğu, d_h ise açıklığın hidrolik çapıdır. En boy oranının boşaltma katsayısı üzerinde önemli bir etkisi vardır. Düşük L/d_h oranına sahip açıklıklar köşelerde akış ayrılması şeklinde tanımlanan akış karakteristiğine sahiptirler. Buna verilebilecek en klasik örnek ise keskin uçlu açıklıklardır. Bu tarz açıklıklar kısa açıklıklar olarak tanımlanır. Kısa açıklıklar için belirlenmiş bir özellik; boşaltma katsayısı sabit tanımlanmış reynolds sayısından bağımsızdır. Klasik örneği ise $L/d_h \ll 1$ oranı ile açık camlar.

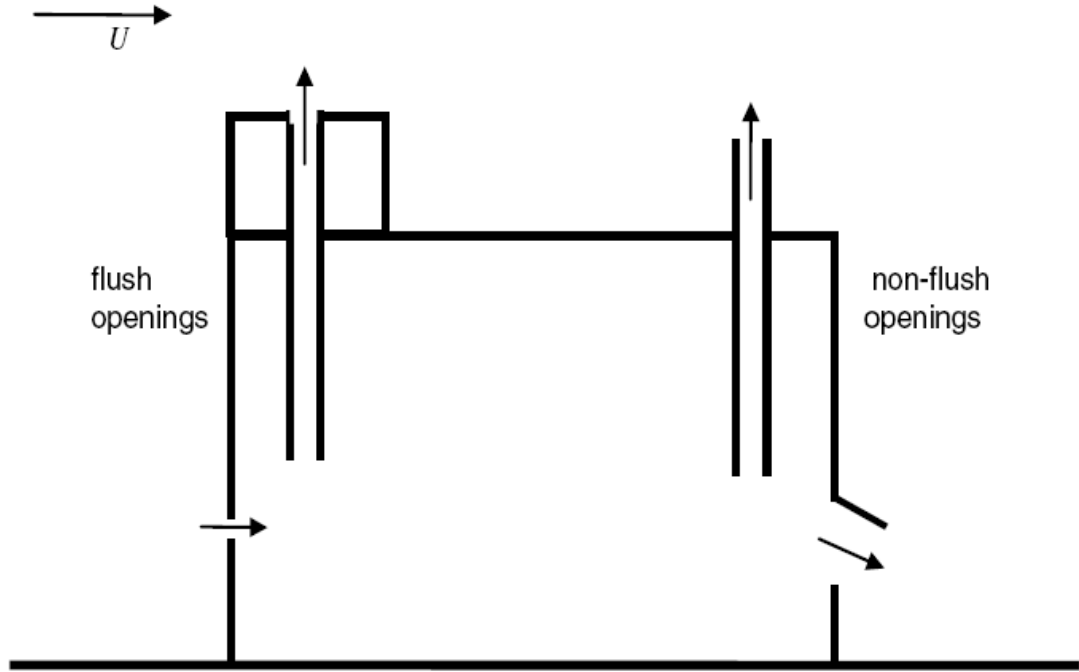
Diğer bir durum ise L/d_h oranının 5’ten büyük olduğu geniş açıklıklar. Bu açıklıkların boşaltma katsayısı Reynols sayısına bağlıdır. Bunlara örnek olarak ise baca gibi kanallar ve çatlak tipi açıklıkları verebiliriz.



Şekil 3.1: İki temel açıklık şekli; i. düşük en-boy oranı ii.yüksek en-boy oranı.

Pratikte uzun açıklıkların önemimi iki kat fazladır. Bunun anlamı basit teorik hesaplamalar daha zordur.

İkinci önemli husus ise; maruz kalınan dış akıştır. Bunun artan rüzgarında katkısıyla donanım hususları üzerinde çok önemli etkileri vardır. Küçük açıklıklar için boşlatma katsayısından olan ayrılmayı tanımlar.



Şekil 3.2: Çıkıntılı(flush) ve çıkıntılı olmayan(non-flush) açıklıklar.

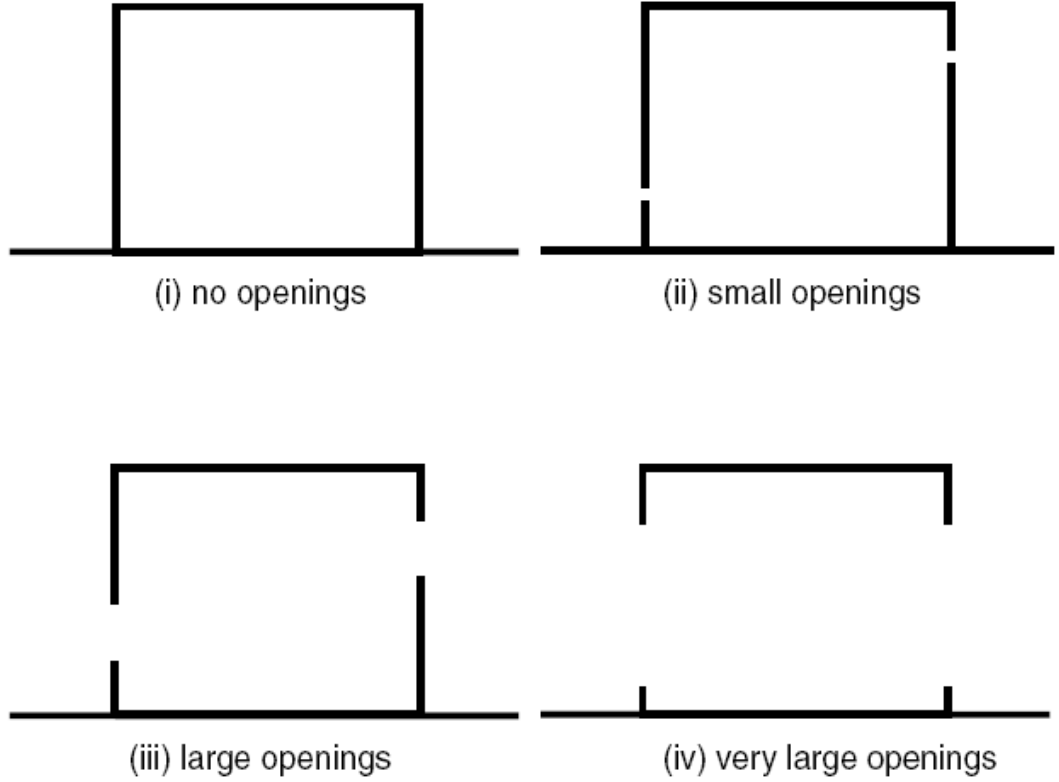
Çıkıntılı açıklıklara örnek olarak bir hava deliği ve yüzeyden çıkışta ise bir baca. Çıkıntılı olmayan açıklıklara ise açık bir cam bir vanayla birlikte olabilir ve bacanın dışında basit bir açıklık verilebilir.

3.2.2 Açıklıkların boyutları

Boyutlandırmada küçük, geniş ve çok geniş olmak üzere üç sınıflandırma ölçüsü mevcut. Aşağıdaki gösterilmiş dört zarf modeliyle bu sınıflandırma ilişkisi basitçe görülebilir. Birinci zarf modelinde hiçbir açıklık bulunmamaktadır. Verilen bir rüzgâr hızı ve yönü için, dış yüzey üzerinde sabit bir hız ve basınç alanı oluşur.

İkinci zarf modeli üzerinde ise küçük açıklıklar mevcuttur. Bu açıklıklar zarf dış yüzeyindeki hız ve basınç alanının değişmeden kalmasına yetecek derece küçük açıklıklar. Yalnız açıklıklara çok yakın bölgeler bu durumun dışındadır. Bunun anlamı ise açıklıkların olmadığı bölgeler için tanımlanmış basınç ve hız alanı açıklık doğrultusunda sınır şartı olarak kullanılabilir. Açıklıklar bu doğrultudaki akış tek yönlü sayılabilecek kadar küçüktür. Bu şartlar altında C_d yalnızca kaldırma kuvveti için uygulanabilir. Bu şartlar küçük açıklıkların anlamını ifade eder. Rüzgar olduğu zaman açıklıkların yerleştirilme hususları ön plana çıkar ve mutlaka da göz önünde bulundurulmalıdır. Küçük açıklıklar klasik zarf modellerinin temelini

oluşturur. Çatlak tipi açıklıklar her zaman bu kategoridedir.



Şekil 3.3: Küçük, geniş ve çok geniş açıklıklara basit örnekler.

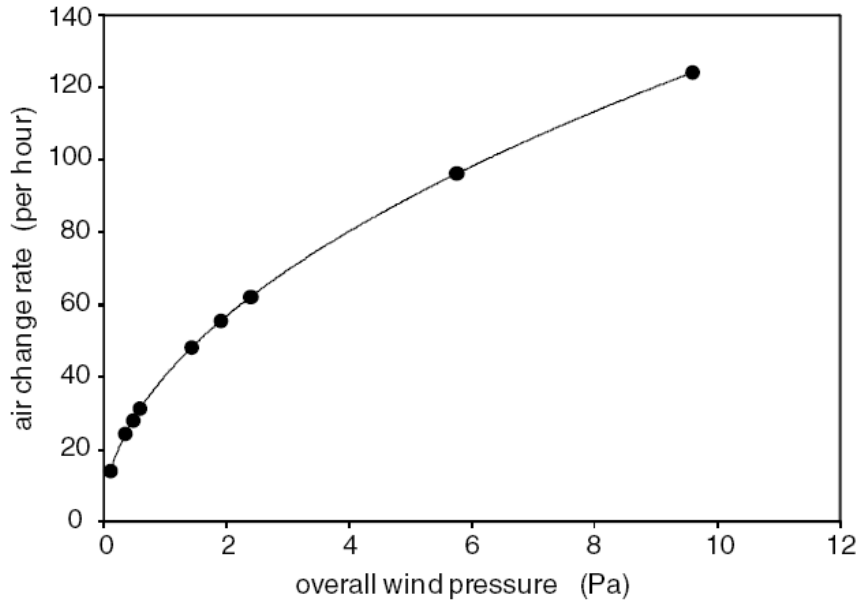
Üçüncü zarf modeli ise geniş açıklıklara sahiptir. Bu açıklıklar akışın bu doğrultuda tek yönlü olmamasına yetecek kadar geniş açıklıklardır (rüzgar ve kaldırma kuvvetinin mevcut olduğu durumlarda). Bu yüzden kararlı C_d kaldırma kuvveti şartları altında uygun değildir. Buna ek olarak rüzgarın varlığında açıklıklar rüzgar ve basınç alanını açıklık çevresinde önemli ölçüde değiştirirler. Bu sebepten birinci modelde olduğu basınç ve hız alanı sınır şartı olarak kullanılamaz. Şekil 3.4’ de rüzgarın etkisi görülmektedir. Kararlı C_d uygun olmadığı içinde diğer akış katsayıları göz önünde bulundurulmalıdır. Geniş açıklıklarla ilgili bir diğer konu iç kısımdaki akışın yarattıkları klasik zarf akış modellerindeki gereksinimleri sağlamaz.

Dördüncü zarf modeli ise iki çok büyük açıklığa sahiptir. Çok büyük açıklıklar büyük açıklıklara göre ilave özelliklere özelliklere sahiptir. Akışın çerçevelediği modelin boyutları değişmiştir. Bu yüzden açıklık doğrultusundaki akış ve zarfın dışındaki akış ayrılıyormuş gibi davranmazlar. Buna ek olarak, zarfın içerisindeki akış karşılıklı açıklıklar arasında güçlü bir etkileşim yaratacak mertebede tahrik yaratır. Klasik modellerde uygulanabilir değildir. Bu da geniş açıklıklar için özel modeller geliştirilmesine sebep olur.

Genel anlamda yukarıdaki hususlar yüzey alanıyla ilişkili açıklık boyutlarına bağlıdır. Dış rüzgar akışı üzerinde durulduğunda binanın bütün yüzeyiyle ilişkili yüzey alanı, A_b , duvarın boşluk olan kısmı yani havalandırılan açıklık ise A_w şeklinde belirtilsin. Aşağıdaki tabloda belirtildiği üzere A_b ve A_w değerleri 10 m^2 olarak alınsın. Küçük bir katlı duvar olarak düşünölsün;

Çizelge 3.1: Açıklık tipleri ve alan karşılaştırması.

Açıklık	Tipik Açıklık Alanı, $A \text{ (m}^2\text{)}$	$A/A_w \text{ (\%)}$ $A_w = 10 \text{ m}^2$	Dış Şekil
Çatlak tipi açıklıklar	<0,005	<0,05	Genellikle çıkıntılı, ama her zaman değil
Hava deliği ve küçük pencereler	0,005 - 0,2	0,05 - 2	Genellikle çıkıntılı ama her zaman değil
Bacalar	0,05 - 5	İlişkili değil	Genellikle çıkıntılı değil
Geniş açık pencereler	0,5 - 5	5 -50	Genellikle çıkıntılı değil



Şekil 3.4: Hava değişim oranının rüzgara bağlı basınç farkıyla değişimi.

3.2.3 Pratikte karşılaştığımız Reynolds Sayısı

Sakin-hava değişim katsayısı ilke olarak akışın Reynolds sayısına bağlıdır. Açıklığın Reynolds sayısı ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır;

$$Re_0 = \frac{\rho \cdot u_m \cdot d_h}{\mu} \quad (3.2)$$

‘ u_m ’ açıklık doğrultusundaki mekansal hızı ifade eder;

$$u_m = \frac{q}{A} \quad (3.3)$$

Çizelge 3.2’de açıklık tiplerine bağlı olarak elde edilebilecek Reynolds sayıları gösterilmiştir.

Çizelge 3.2: Havalandırma açıklıklarında karşılaşılan max. Reynolds sayısı.

Açıklık	d_h	Açıklık Tipi	Reynolds sayısı,	Reynolds sayısı,
			$Re_0 \Delta p= 10 \text{ Pa}$	$Re_0 \Delta p= 60 \text{ Pa}$
Çatlak tipi	0,5 mm	1	100	200
	2 mm	1	400	800
	5 mm	1	800	2.000
Amaca yönelik	5 cm	2	8.000	20.000
Hava menfezi	30 cm	2-4	50.000	150.000
Açık cam,kapı	150 cm	4	250.000	600.000
Baca	30 cm	3	50.000	150.000

‘ d_h ’ hidrolik çap ve μ viskozite olmak üzere hidrolik çap aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$d_h \equiv 4 \cdot \frac{A}{\text{Çevre uzunlu ğu}} \quad (3.4.)$$

Dairesel kanallar için $d_h = d$ ‘d’ çap olmak üzere ve dikdörtgen kanallar için ‘D’ derinlik olmak üzere $d_h = 2D$ (genişlik>>D)

Açıklıkların Reynolds sayısı önemli bir parametredir ve çizelge 3.2’de gösterildiği üzere karşılaşılan maksimum değerleri değerlendirmek önemlidir. Açıkça görüldüğü üzere hem laminar hem türbülans akışlar görülebilir.

Çizelge 3.2’de görüldüğü üzere Reynolds sayısı için iki ayrı sıralama yapılmış. Birinci sıralamadaki şartlar doğal havalandırmayla havalandırılan bir binanın karşılığı.

(Δp genellikle 10 Pa’dan küçüktür.) İkinci sıralamadaki şartlar ise bir sızıntı testinin karşılığı. (Δp değerinin 60 Pa ulaştığı yerlerde uygulanabilir). Basınç farkının 10 Pa’dan yüksek olduğu durumlara yüksek binalarda veya aşırı rüzgarlı durumlarda karşılaşılır ama Reynolds sayısı mutlaka büyük değildir. Çünkü amacımıza yönelik pencereler verilen havalandırma oranına göre küçük olacaktır.

3.3 Açıklık Tipleri

Yukarıdaki ifadelere dayanarak zarf açıklıkları beş tipte sınırlandırılır. Tip 1 açıklıklar çatlak tipi açıklıklardır. Amaca yönelik açıklıklar ise kendi içinde dört kısma ayrılır.

Tip 2,3 ve 4 ise boyutlarına, şekillerine ve izleyen akış karakteristiklerine göre birbirinden ayrılır. Tip 2 türündeki açıklıklar için L/d_h ve A/A_w değerleri düşüktür.

Düşük L/d_h ise açıklıkların boşaltma katsayısının genellikle sabit davranacağını ifade eder. Düşük alan oranı ise; açıklığın mevcudiyetinin sadece rüzgar tarafından duvar üzerinde yaratılan basınç dağılımı üzerindeki lokal etkilere sahip olmasıyla açıklanır. Bu ayrıca açıklık doğrultusundaki akışın tek yönlü olacağı anlamına gelir. Bu özellikler bu tarzdaki açıklıkları klasik zarf akış modellerinde işleyişe uygun hale getirir.

Tip 3 açıklıkları ise uzun açıklıklardır, bacalar gibi. L/d_h değeri tipik olarak 5’ten fazladır. Bunun anlamı ise; boşaltma katsayısı Reynolds sayısı ile çeşitlilik kazanacaktır. Bununla birlikte geniş çaplı Re_0 değerlerinde bu varyasyon küçülme eğilimindedir. Ayrıca bu akışın tek yönlü olacağını gösterir. Böylece klasik modellerdeki davranışı çok zor olmayacaktır. Tip 4 açıklıkları ise geniş pencere açıklıklarıdır. Bu durum geniş alan oranından dolayı büyük zorluk meydana getirir. Yani rüzgar ve kaldırma kuvvetinin etkisinde çok yönlü akış meydana gelir. Daha da fazlası bunların boyutları yüzey basınç dağılımı etkileyecek kadar geniştir ve yerel hız alanıyla güçlü bir etkileşimdedir. Bununla birlikte boşaltma katsayısı akış debisinden bağımsızdır. Akış karakteristiğini tanımlamak için durgun hava değerlerini kullanmak tartışmalı ise bir durumdur. Tip 5 açıklıkları çok geniş olan açıklıklardır, klasik zarf akış modellerinde uygulanabilir değildir.

Yukarıdaki ifadeler açıklıkların teorik olarak modellenmesiyle ilgilidir. Fiziksel modellemeye karşılaşıldığında anahtar belirleyici C_d 'nin Re_0 'a bağlı olup olmadığıdır. Bu yüzden tip1 ve tip 3 açıklıkları büyük zorluk ortaya koyarlar. Çatlak tipi(tip1) açıklıkları genelde tanımlanamazlar ve genelde çok küçük boyutlardadırlar. Bu sebepten dolayı bunları ölçekli bir modelde cisimlendirmek imkansızdır.

3.3.1 Boşaltma katsayısı

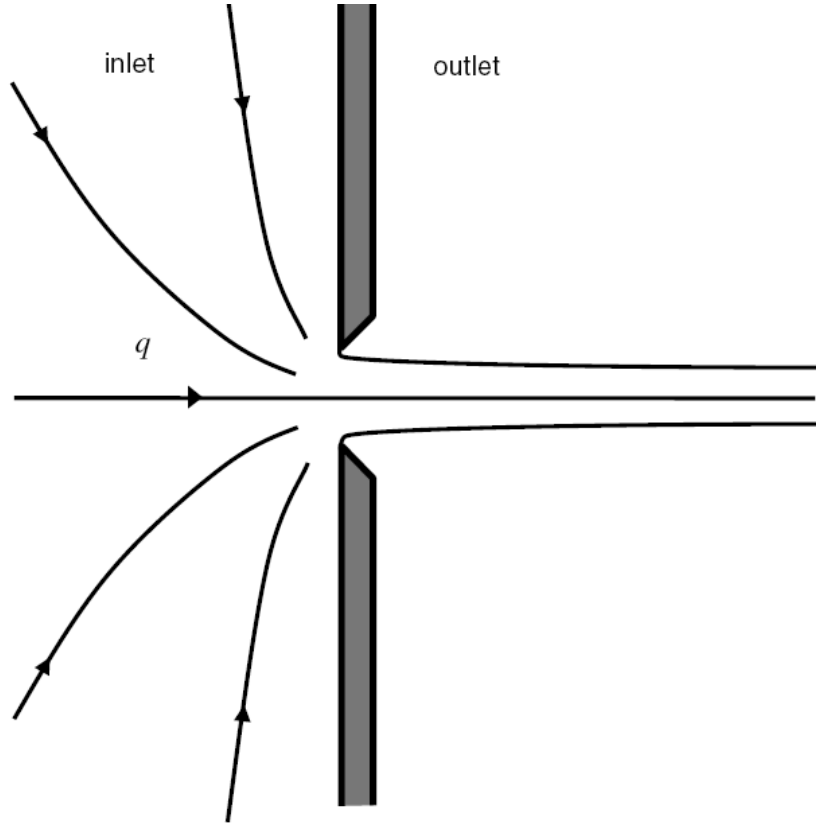
Boşaltma katsayısı açıklıkların şekline ve Reynolds sayısına bağlı bir fonksiyondur. Bunu ' q ' ifadesinin ' d , ρ , μ ve Δp ' ifadelerine dayandığı varsayımıyla birlikte boyutsal analiz uygulayarak gösterebiliriz. Birçok açıklık için nitel olarak basit akış karakteristiğini tanımlamak için iki basit şekli göz önüne almamız gerekir; keskin ağızlı açıklıklar ve uzun kanallar.

3.3.2 Keskin ağızlı açıklıklar ve hava menfezleri (Tip 2)

Bernoulli denklemi hız ve basınç arasındaki ilişkiyi sağlar (q ile Δp arasındaki karesel ilişki gibi). Fiziksel ifadeyle keskin köşeler akışın ayrıldığı noktalardır ve Re_0 'dan bağımsız bir akış yoluna sürükler. Bunun geçerli olabilmesi için Reynolds sayısının yeterince büyük olması gerekir ($Re_0 > 100$).

Üç boyutlu bir aralık için boyutsal analizin genel sonucu;

$$C_d = \text{sabit} \quad (3.5)$$



Şekil 3.5: Keskin köşeli açıklık doğrultusundaki akış çizgisi modeli.

Sabit olması açıklığın şekliyle tanımlanır. Sabit C_d demek; Δp akış hızının karesiyle orantılı olarak artacaktır. Kare kuralı çoğu zaman türbülans akışın başlama sebebi olarak tanımlanır. Bu durum keskin-köşeli açıklıklar için geçerli değildir. Kare kuralı köşeli açıklıklarda akışın ayrılmasından dolayıdır, akışın hızından dolayı değil. Bunun anlamı ise akış yolu hızdan bağımsızdır. Aynı zamanda bu da demektir ki basınç akış hızının karesiyle orantılı artar. Türbülans oluşur çünkü; keskin köşenin geliştirdiği kayma tabakası kısa mesafelerde çok kararsızdır, bu yüzden ayrılmadan ardından türbülans meydana gelir.

Sürünmeli akış gibi çok düşük Reynolds sayılı akışlarda, viskoz kuvvetle dominant olup, atalet kuvvetleri ihmal edilebilir olur. Bunun anlamı ise yoğunluk göz ardı edilip, boyutsal analiz devamında yönlendirilebilirse;

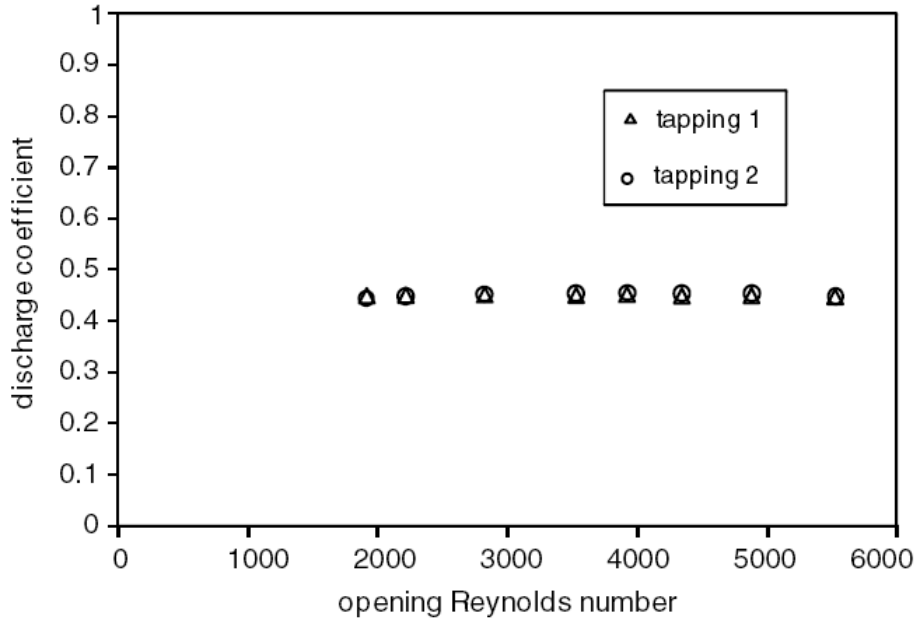
$$\frac{q \cdot u}{\Delta p \cdot A^{0.5}} = C \quad (3.6)$$

C bir sabittir. Buna göre boşaltma katsayısı aşağıdaki gibi ifade edilir;

$$C_d = \frac{\sqrt{Re_0}}{\sqrt{C}} \quad (3.7)$$

Buradan görülüyor ki akış debisi sıfıra giderken C_d 'de sıfıra eğimlidir. Re_0 'ın düşük sayılarında keskin köşelerde akış ayrılması yoktur.

Sonuç olarak viskoz etkiler küçüktür ve genellikle Re_0 'dan bağımsız C_d değerlerine sahiptirler.



Şekil 3.6: Δp ; 0.2-2 Pa aralığı için boşaltma katsayısı.

Grafik boşaltma katsayısının 0,2 Pa ve 2 Pa arasındaki ve Re sayısına bağlı değişimini gösteriyor. Buna göre basıncın C_d üzerinde ihmal edilebilir bir etkisi vardır. Ayrıca C_d 'nin Re_0 'a bağlı olduğuna dair de bir kanıt yok. Bu yüzden basınç 0,2 Pa ile 2 Pa aralığında iken C_d için sabit bir değer kabul etmek güvenilirdir.

3.3.3 Uzun açıklıklar – (TİP 1)

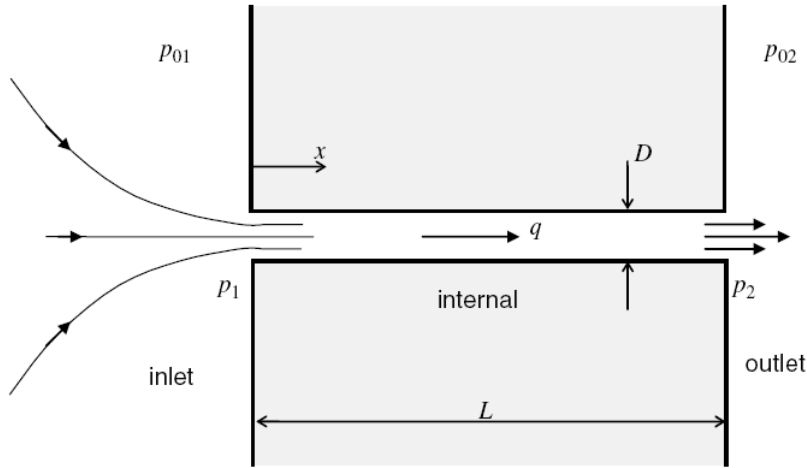
Çatlak tipi açıklıklar genelde küçük d_h değerlerine, düşük Reynolds sayılarına ve büyük L/d_h değerlerine eğimlidirler. Sonuç olarak C_d 'nin Re_0 'a bağlı olması beklenebilir. Bu durumun aksedildiği denklemler akış karakteristiğinin belirlenmesinde kullanılır (enerji kanunu denklemi ve quadratik denklem). Burada sadece quadratik denklemler göz önüne alınmaktadır.

Akış denklemleri Δp (durgun akış değerleri arasında $p_{01}-p_{02}$) ile q arasında bir ilişki gerektirir, çünkü bu C_d 'yi tanımlar. Bu ilişki açıklığın yeterince uzun olup

olmamasına ve Re_0 'un tam gelişmiş akışın oluşması için yeterince küçük olup olmamasına ve geçişin olup olmamasına bağlıdır.

Uzun bir açıklığa doğru olan akış üç kısımda incelenir; şekil 3.7'de görüldüğü gibi giriş, iç kısım, dış kısım.

Gerçek viskoz etkileri duvara yakınlıktan dolayı iç kısımda görürüz.



Şekil 3.7: Uzun açıklık boyunca akışın 3 kısmı.

3.3.3.1 İç kısım

Durgun akış üzerinde durduğumuz için akış yolunun görünümü yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi olacaktır. Yüksek Reynolds sayılarında viskoz etkiler duvarın yüzeyinde ince bir sınır tabakada sınırlanmıştır ve kayma gerilmeleri akışın çok önemli bir kısmında ihmal edilebilir. Sınırsız bir yüzey içinde iki boyutlu bir açıklık için giriş hız alanı akış alanının 1.5 katıyla simüle edilebilir. Sonrasında bernoulli denklemi uygulanarak basınç alanı ve p_{01} ile p_1 arasında ilişki elde edilebilir. Bu da devamında D derinliğinde iki boyutlu kanal için karekök-kuralı ilişkisine yönlendirir.

$$p_{01} - p_1 = \frac{\rho \cdot q^2}{2W^2 D^2} \left(1 - \frac{D^2}{\pi r_{01}^2} \right) \quad (3.8)$$

r_{01} girişten olan mesafedir. Açıklığın genişliği ise W ile belirtilmiştir. r_{01}, D 'den 3 veya 4 kez büyük olduğu zaman denklem aşağıdaki şekle indirgenir;

$$p_{01} - p_1 = 0.5 \rho u_m^2 \quad (3.9)$$

3.3.3.2 İç akış

İç akış yüzeydeki kaymama şartı ve viskozite etkisi ile yönlendirilir. Esasında her bir duvarda bir sınır tabaka gelişir ve girişten çıkan akışın bazı noktalarında merkez doğrultusunda iki tabaka karşılaşır. Daha da fazlası çıkan akışın açıklık doğrultusundaki hız profili sabit olur (x yönünde değişmeyen) ve akış için tam gelişmiş denilebilir. Laminer akış için tam gelişmiş akışa olan mesafe, l_{fd} , aşağıdaki gibi verilir;

$$\frac{l_{fd}}{d_h} = k.Re_0 \quad (3.10)$$

'k' burada sabittir ve yaklaşık olarak 0.01'e eşittir.

Laminer akışta iki boyutlu bir kanalın $x = L$ noktasındaki basınç aşağıdaki gibi verilir;

$$p_1 - p_L = \frac{\rho u_m^2}{2} \left(B + C \frac{L}{d_h Re_0} \right) \quad (3.11)$$

$L > l_{fd}$ koşulunu sağlayarak.

3.3.3.3 Dış bölge

Açıklıktan beliren akış akış ayrılması ile yönlendirilir ve karşı bölgede keskin bir değişim meydana gelir. Şekil 3.7'de gösterildiği gibi dışarıya için, açılı duvarla şekillenir ve akışın yönü (x- yönü), θ_w , $\pi/2$ rad ve akış ayrılmasının herhangi Reynolds sayısında gerçekleşeceği gösterilebilir.

Burada üzerinde durulan mevzu p_2 ve p_{02} arasındaki farktır. Akış çıkıştan uzaklaştıkça girdapsız kalacağı için, basınçlar akışla birlikte ve akışsız aşağıdaki gibi ilişkilendirilir;

$$p_{02} - p_2 = \frac{\rho w^2}{2} \quad (3.12)$$

Laminer akış için, w/u_m Re_0 'a dayanır. Ve $Re_0 < 40$, w/u_m 0.2'den küçüktür. Bununla birlikte, $Re_0 > 40$ jet türbülans gibidir. Bu durumda $w/u_m = 0.03$ 'tür. Diğer bir durum ise güvenilir bir yaklaşımdır;

$$p_{02} - p_2 = 0 \quad (3.13)$$

3.3.4 Tamamlanmış açıklıklar

Laminer akış için, $L/Re_0 d_h > 0.01$ durumunda tam gelişmiş akış meydana geldiğinde ve Re_0 yeterince büyük olduğunda yukarıdaki iki denklem kullanılabilir. Bunların kombinasyonu sonucunda aşağıdaki sonuç elde edilir;

$$p_{01}-p_{02} = \frac{\rho u_m^2}{2} (C \frac{L}{d_h Re_0} + B + 1) \quad (3.14)$$

Bu da devamında C_d ve Re_0 arasında yeni bir bağlantı getirir;

$$\frac{1}{C_d} = C \frac{L}{d_h Re_0} + D \quad (3.15)$$

$$D = B + 1 \quad (3.16)$$

Yukarıdaki denklemin yeniden düzenlenmesiyle Δp ile q arasındaki kuadratik ilişkinin karşılığı gösterilebilir;

$$\Delta p = a q^2 + b q \quad (3.17)$$

a ve b sabit değerlerdir.

3.3.4.1 İç akış- geçiş ve türbülans

Yukarıdaki denklem akış açıklık genişliği üzerinde laminar olduğu zaman uygulanır. Akış oranı arttığı zaman, geçiş nihayetinde başlar. d_h 'a dayanan Re_0 terimiyle tanımlanan geçiş kriteri için bu olağanüstü bir durum değildir. Çünkü açıklık genişliğini reddettiği için yanlış yönlendirme yapabilir. Önemli parametre Re_L , açıklığın genişliğine dayanır:

$$Re_L \equiv \frac{\rho u_m L}{\mu} = \frac{L}{d_h} Re_0 \quad (3.18)$$

Re_0 'a dayanan kriter; uzun açıklıklarla birlikte $2000 < Re_0 < 4000$ aralığındaki tam gelişmiş akış için uygundur. Bu kriter Re_0 içindir ve laminar akış 10^5 'ten küçüktür.

Diğer taraftan, birçok çatlak tipi açıklık laminar akış tarafından yürütülür. Bu bir avantajdır çünkü geçiş akışı için temel bir bağıntı yoktur. Bu da kısmen şu gerçeğe dayanır geçişin dayandığı faktörler kolayca hesaplanamaz.

Açıklıktaki tamamen türbülans akış için, yukarıdaki denklemlere bağlı olarak aşağıdaki denklemler gösterilebilir;

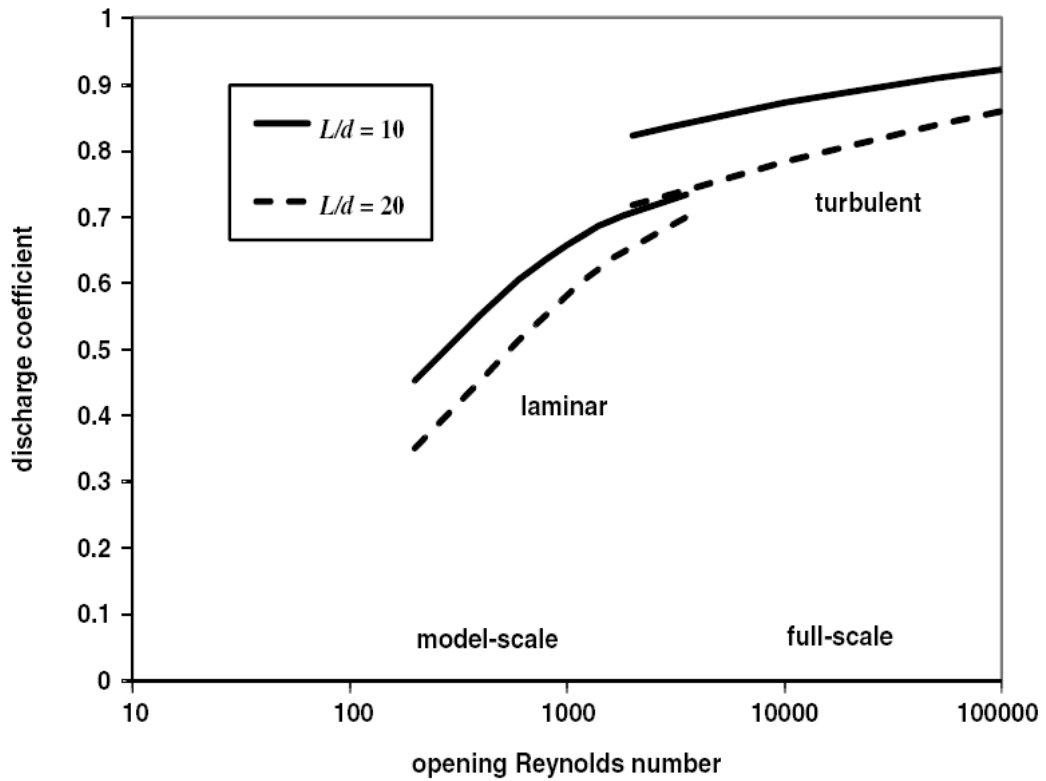
$$\frac{1}{C_d^2} = C \frac{L}{Re_0^{0.25} \cdot d_h} + 1 \quad (3.19)$$

$$\Delta p = aq^2 + bq^{1.75} \quad (3.20)$$

Bu denklemler 3 tipindeki açıklıklar için daha uygundur.

3.3.5 Uzun açıklıklar-kanal ve bacalar (TİP3)

Daha önce uzun çatlak tipi açıklıklar için bahsettiğimiz birçok husus bu tipteki uzun açıklıklar için de geçerlidir. Bununla birlikte Reynolds sayıları, Re_0 ve Re_L sayıları biraz daha büyüktür ve akışın bir kısmı tamamiyle türbülans olabilir.



Şekil 3.8: Açıklıklar için kuadratik denklemlerle CFD denklemlerinin karşılaştırılması.

Yukarıdaki grafik C_d , Re_0 ’a karşı dairesel enine kesitli düz bir kanal için çizilmiş ($C=0,316$). Grafiğe göre iki durum belirtilmiş; $L/d_h=10$ ve 20 olmak üzere. Geçiş sınırının $Re_0=2000$ civarında seyretmesi beklenir. Bu yüzden iki bölgeyle bağlantılı tam tanımlanmamış bir geçiş bandı tanımlanacaktır. Geçiş eğrisinin pozisyonu

pürüzlülük ve iç kısımdaki şartlara dayanır. Re_0 aralığı tam ölçekde 10^4 'den 10^5 'e kadar uzanır, bu yüzden açıklığın çoğunluğunda türbülans akış görülür.

Daha karmaşık geometrilerde, ilke olarak $C_d \sim Re_0$ ilişkisi katsayıların kayıpları kullanılarak tablolastırılır. Yukarıdaki şekildeki katsayı kaybı sıfır olan girişi çanağı şeklindeki bir açıklık için çizilmiştir. Diğer tipler için girişteki C_d değeri daha düşük olacaktır.

Verilmiş bir q ve d değeri için, L/d değeri arttıkça C_d değeri düşecektir, L 'deki artışa bağlı olarak. Benzer olarak verilen q ve L değerleri için, d değeri azaldıkça C_d değeri azalır. Pratikte öneme sahip iki noktaya daha değinirsek; birincisi, C_d 'nin hacimsel debiyle değişim oranı oldukça küçüktür (türbülans akışla birlikte). Tasarım hususları için C_d 'nin sabit kabul edilmesi daha güvenilir olacaktır. Bu hesaplamaları kolaylaştırır. İkincisi ölçekli modellemede tam ölçekli baca ve kanallar daha düşük Re_0 sayılarına eğilimlidir ve bu ölçülen şeye dayanan bir hata kaynağıdır.

3.3.6 Donanımın C_d üzerindeki etkileri

Daha öncede bahsedildiği üzere durgun hava C_d değerleri genellikle klasik zarf modelleri için kullanılır. Çünkü sadece kaldırma kuvvetinin etkin olduğu durum için geçerlidir. Bununla birlikte donanım etkilerini içeren hatalar rüzgarla alakadar tanımlanır ve daha az düzeyde iç hava hareketiyle ifade edilir. İleride bazı durumlar için donanım etkilerinin ihmal edilebileceğini görülecektir. Diğer durumlarda ise çok önemli olarak ön plana çıkacaktır. Çizelge3.3, ileride göz önüne alınacak dört durumla alakadardır;

Durum A; çıkıntılı-keskin köşeli (Tip 2) açıklık

Durum B; baca (Tip 3 açıklık), çıkıntılı dış akışa göre

Durum C; baca (Tip 3 açıklık), çıkıntılı olmayan dış akışa göre

Durum D; hava bacası (Tip 2 açıklık), baca kapağı ile birlikte dış akış

İç kısım içeri doğru olan akışla birlikte dış akışa da maruzdur. Dış taraf ise dış akışa maruzdur.

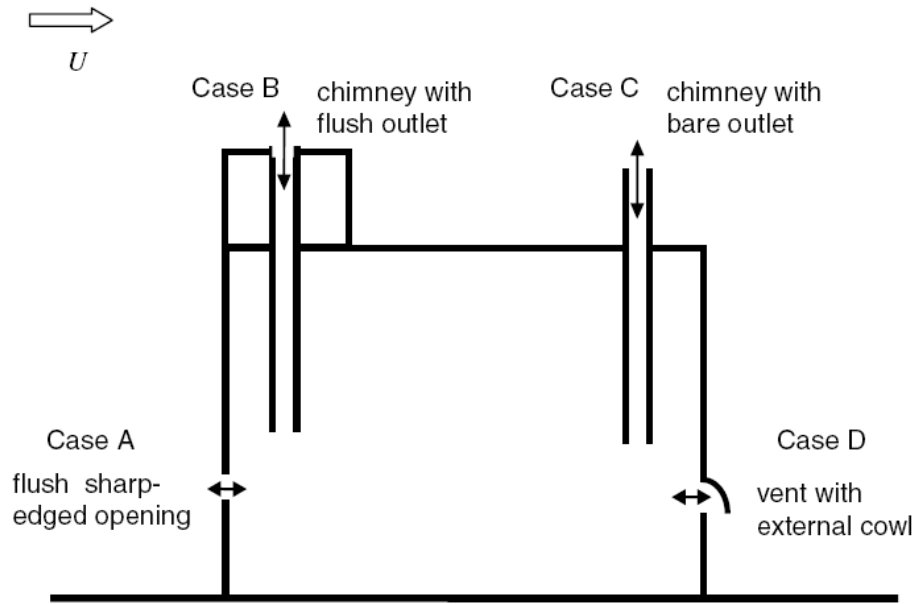
Şekil 3.9’da dışarıdaki hız açıklık içeren dış yüzeye paralel kabul edilmiş. Bu hava bacası, pencereler ve dış çıkıntıyla birlikte bacalar gibi duvarlardaki açıklıklar için güvenilir bir durumdur.

$$u_m = \frac{q}{A} \quad (3.21)$$

Çizelge 3.3: Açıklık tipleri.

Boyut ve Tip	Tanımlama	Still-air $C_d \sim Re_0$	Akış Yönü	Örnekleri
Küçük 1	Çatlak tipi	C_d, Re_0 'a dayanır $\frac{1}{C_d} = C \frac{L}{d_h Re_0} + D$	Tek yönlü akış	Kapılardaki çatlaklar ve pencere kenarları
Küçük 2	Amaca yönelik kısa	C_d sabit $\Delta p = a q^2$	Tek yönlü akış	Hava bacaları, küçük pencereler
Geniş 3	Amaca yönelik uzun	$\frac{1}{C_d^2} = C \frac{L}{Re_0^{0.25} \cdot d_h} + 1$ $\Delta p = a q^2 + b q^{1.75}$ $Re_0 > 2000$	Tek yönlü akış	Bacalar, kanallar
Geniş 4	Amaca yönelik kısa	Still-air C_d bağlantılı değil	İki yönlü akış	Geniş açık pencereler, iç kapılar
Çok geniş 5	Amaca yönelik kısa	Still-air C_d bağlantılı değil	Rüzgar varlığında zarf dışında akış ve etkisi	Çok geniş pencereler, dış kapılar

Gözlemlenmiş etkileri tanımlamadan önce, nelerin beklenebileceğini göz önünde bulundurmak daha faydalı olacaktır. Boyutsal analizden neler anlaşılabilir. Bu da gösteriyor ki düz sonsuz bir yüzeydeki keskin köşeli bir açıklık için boşaltma katsayısı sabit olarak alınabilir. Bu durum sadece açıklığın şekline dayanır. Analizi uniform çapraz akış hızı V ile duvarın yalnız bir tarafını etkileyen akış tasavvur ederek daha da genişletebiliriz. Bu durumda mevcut beş adet değişken vardır. Bunlar; Δp , ρ , q , A , ve V .



Şekil 3.9: Düzgün dairesel kanallar için C_d 'nin Re_0 ile varyasyonu.

Çizelge 3.4: Açıklık tiplerinin Cd boşaltma katsayısı ile ilişkilendirilmesi.

Boyut ve Tip	Tanımlama	$\frac{A}{A_w}$ (%)	$\frac{L}{d_h}$	Durgun Hava Cd Karakteristikleri	Akış Tipi	Örnekleri
Küçük 1	Çatlak tipi	< 0,1	geniş aralık	Cd Re_0 'a bağlıdır	Tek yönlü akış	Kapı çatlakları, pencere çerçeveleri
Küçük 2	Amaca yönelik, kısa	< 2	< 2	Cd şekilden dolayı Re_0 dan bağımsızdır	Tek yönlü akış	Havalandırma kanalları, küçük pencereler
Geniş 3	Amaca yönelik,uzun	ilişkili değil	> 5	Cd Re_0 'a bağlıdır fakat yüksek Re_0 sayılarında bu bağıllık zayıftır.	Tek yönlü akış	Bacalar ve kanallar
Geniş 4	Amaca yönelik, kısa	< 20	< 2	Cd şekilden dolayı Re_0 dan bağımsızdır	Tek yönlü akış	Geniş açık pencereler,iç kapılar
Çok geniş 5	Amaca yönelik, kısa	> 50	< 2	Cd sabittir ama muhtemelen uygulanabilir değildir.	Tek yönlü akış	Geniş açık pencereler ve dış kapılar

4.KARARLI ZARF AKIŞ MODELLERİ

Zarf akış modelleri; sabit veya yavaşça değişen dış rüzgar şartları ve hava sıcaklıklarında zarf akış oranlarını hesaplanır kılmak için kararlı akış ilişkilerini kullanan bir modeli ifade eder (Cheung 2011). Kararlı akış modelleri tam deneysel ve yarı deneysel olarak ayrılırlar. Tamamen deneysel olan modeller, potansiyel olarak hassasiyeti en fazla olan modellerdir. Çünkü kapsamlı tam ölçekli ölçümlere dayanmaktadır. Bu çalışmada deneysel bir çalışma yapılmamıştır.

Klasik zarf modelleri verilen bir açıklık için havalandırma akış oranının hesaplanması için kullanılır. Bu kapalı çözüm methodu olarak bilinir. Bununla birlikte bunlar belirlenmiş akış oranını sağlamak için açıklığın hesaplanmasında da kullanılır. Açık methodlar ise tasarımın başlangıç aşamasındaki etaplarda kullanışlıdır.

4.1 Klasik Zarf Akış Modelleri

Klasik açıklıklar burada; gerekli iki gereksinimin takibi için yeterince küçük olan açıklıklardır (Hoff 2012). Birincisi dış rüzgar basıncı dağılımı açıklıkların varlığından etkilenmez (açıklıklara çok yakın bölgeler dışında). Bu önemlidir çünkü açıklıkların yokluğunda basınç dağılımının bulunmasına imkan verir. Örneğin; rüzgar tüneli ölçümlerinde veya CFD. İkincisi ise; boşluktaki hava hızı iç basıncın hidrostatik denklemlerle verilmesine yetecek kadar küçük olmalıdır. Bu genelde güvenilir bir kabuldür küçük açıklıklar için(havalandırma oranının küçük olduğu yerler). Örneğin; Bernoulli denklemini kullanarak hava hızının 0,5m/s olduğunu görülebilir ve buna bağlı olarak basınç değişimi 0,15 N/m²civarında olur. Bu da açıklık doğrultusundaki basınç farkıyla alakalı olarak genelde ihmal edilebilir. Bu her zaman geçerli bir durum değildir.

Bununla birlikte klasik modeller küçük açıklıklarla alakalıdır, bazı boyutlarda geniş açıklıklara da değinilebilir. Örneğin geniş ve çok geniş açıklıklar diğer bir deyişle sızdırmaz odalar ve iki oda arasındaki geniş ve çok geniş açıklıklar.

Klasik modeller, kararlı akış modelleridir ve pseudo-stable (sanki kararlı) diye bilinen akış kabulünden faydalanırlar. Örneğin; bir açıklığın ortalama akış karakteristiği rüzgar türbülansı dolayısıyla hiç kararsızlık olmaması haliyle eşdeğerdir. Bu sadece kaldırma kuvveti için geçerlidir ama rüzgar tarafından yaratılan türbülans olmaması durumu için bir yaklaşımdır.

Finaldeki özellik klasik modelleri öne çıkarır; zarfın içindeki akışın yoğunluğu akış oranından bağımsız olarak bilinir. Bu önemli bir ayırt edici özelliktir. Yoğunluk dağılımı kaldırma kuvvetlerini tanımlayabilmek için geçerlidir. Dağılımı hesaplayabilmek için modelin ısı analizi yapılmalıdır. Bu zarf akış modelinden çok daha fazla çaba gerektirir.

4.2 Esas Teori

Esas teoriyle iliştiirmek için; basit bir hücrede uzun dik bir açıklık ve başka bir açıklıkla birlikte kullanılmıştır. Aynı denklemler çok hücreli durumda da uygulanacaktır.

Buradaki amaç; açıklık doğrultusundaki piezometrik basınç farkı ve sabit boşaltma katsayısından faydalanarak akış oranını elde etmektir. Öncelikle Δp terimin içinde yer alan hidrostatik basınç ve dış rüzgar basıncı için bir ifade geliştirilmesi gerektirir. Yoğunluklar bilindiği için hidrostatik basınç bulunabilir. Momentum denkleminde faydalanılması gerekli değil, çünkü hesaplama boşaltma katsayısı aracılığıyla yapılmaktadır.

Buradaki düzene göre hücre içindeki akış pozitifdir. Sonuç olarak açıklık doğrultusundaki piezometrik basınç farkı Δp içeri doğru akışla birlikte pozitifdir.

4.2.1 Piezometrik basınç farkı

Bir bacalı ve tek hücreli bir oda ele alınırsa; baca içerisindeki hava yoğunluğunu bacanın her noktasında aynı olduğu kabulüyle ' ρ_c ' olarak ve oda içerisindeki hava yoğunluğunu ise ' ρ_i ' olarak tanımlanırsa. Dışarıdaki havanın yoğunluğu ise ' ρ_e ' olarak tanımlansın. Amaç baca için bir Δp ifadesi geliştirmek;

Bir noktadaki basıncı o noktadaki piezometrik basınç ile hidrostatik basıncın toplamı olarak ifade edilmişti. Bir kesit doğrultusundaki piezometrik basınç farkı aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$\Delta p = p_E - p \quad (4.1)$$

Bu ifadeyle kesitin içerisine doğru gerçekleşen akışın, dış basıncın iç basınçtan büyük olmasına bağlanır. Çünkü;

$$P = p + P_h \quad (4.2)$$

İki denklemi birleştirilirse;

$$\Delta p = P_E - P_{hE} - (P_I - P_{hI}) \quad (4.3)$$

Bacadaki akış içeri doğru olduğunda denklem aşağıdaki hale gelir;

$$\Delta p = -(P_I - P_{hI}) \quad (4.4)$$

Boşaltma katsayısı tanımı gereğince girişteki piezometrik basınç sifıra eşittir. Bu durum denklemi yukarıdaki hale getirir. Buna göre;

$$P_E = P_{hE} \quad (4.5)$$

Dışarıdaki basınç ise hidrostatik basınçla ifade edilirse;

$$P_I = P_{hI0} - \rho_L \cdot g \cdot z_1 \quad (4.6)$$

P_{hI0} $z=0$ 'daki içteki hidrostatik basıncı ifade eder. Bu durumda hücre içerisindeki basınç değeri dıştaki basınç için sınır değerleri oluşturur.

Hidrostatik denklemi dışarıdaki hava ve baca içerisindeki havaya uygulayarak hidrostatik basınç için bir ifade bulunabilir;

$$P_{hI} = P_{hE0} - \rho_E \cdot g \cdot z_2 + \rho_c \cdot g \cdot L \quad (4.7)$$

P_{hI0} $z=0$ 'daki dış basıncı ifade eder. Yukarıdaki denklemleri birleştirilirse, Δp için gerekli ifadeyi elde edilebilir.

$$\Delta p = P_{hE0} - P_{hI0} - \rho_E \cdot g \cdot z_2 + \rho_1 \cdot g \cdot z_1 + \rho_c \cdot g \cdot L \quad (4.8)$$

Aynı denklemi dışarıya doğru olan akış için de uygulanırsa denklemler aşağıdaki duruma gelir;

$$\Delta p = P_E - P_{hE} \quad (4.9)$$

$$P_E = P_{hE0} - \rho_E \cdot g \cdot z_2 \quad (4.10)$$

$$P_{hE} = P_{hI0} - \rho_I \cdot g \cdot z_1 + \rho_c \cdot g \cdot L \quad (4.11)$$

Genel durum için rüzgarın varlığı da göz önüne alınarak; dış basınca, rüzgar basıncı ‘ p_w ’ eklenirse aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\Delta p = P_{hE0} - P_{hI0} - \rho_E \cdot g \cdot z_2 + \rho_I \cdot g \cdot z_1 + \rho_c \cdot g \cdot L + p_w \quad (4.12)$$

Farklı durumlar için denklemin uyarlanmasıyla yeni ifadeler elde edebilir. Örneğin; iki kesit arasındaki yükseklik mesafesi ‘0’ ise denklem;

$$\Delta p = P_{hE0} - P_{hI0} - (\rho_E - \rho_I) \cdot g \cdot z + p_w \quad (4.13)$$

‘z’ kesitin yüksekliğini belirtir.

İç ve dış yoğunluklar eşit olduğu zaman ise;

$$\Delta p = P_{hE0} - P_{hI0} - (\rho_E - \rho_c) \cdot g \cdot L + p_w \quad (4.14)$$

Akışın yönü içeri doğru ve ρ_c ve ρ_e birbirine eşit alındığında denklem;

Akışın yönü dışarı doğru olduğunda ve ρ_c ile ρ_I birbirine eşit alındığında denklem;

$$\Delta p = P_{hE0} - P_{hI0} - (\rho_E - \rho_I) \cdot g \cdot z_2 + p_w \quad (4.15)$$

Rüzgar basıncı ‘ p_w ’ basınç katsayısı ‘ C_p ’ ile ifade edilir.

$$p_w = 0,5 \cdot C_p \cdot \rho_E \cdot U^2 + p_{ref} \quad (4.16)$$

p_{ref} : Keyfi, sabit referans basınç.

Genel denklemin içine rüzgar basıncı ifadesi de eklenirse;

$$\Delta p = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_2 + \rho_I \cdot g \cdot z_1 + \rho_c \cdot g \cdot L + 0,5 \cdot C_p \cdot \rho_E \cdot U^2 \quad (4.17)$$

Genel denklemdeki üç terim Δp_0 ifadesi içine yerleştirilmiştir;

$$\Delta p_0 = P_{he0} - P_{hi0} + p_{ref} \quad (4.18)$$

Denklemdaki P_{he0} ifadesi sabit ve p_{ref} ifadesi de sabittir sıfıra eşit alınabilir. P_{hi0} ifadesi ise süreklilik denklemini sağlayacak değerler alır.

4.2.2 Akış denklemleri

Bir açıklık doğrultusundaki akış debisi aşağıdaki ifadeyle gösterilmiştir;

$$q = S.A.C_d \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \quad (4.19)$$

$$S \equiv \text{Sign}[\Delta p] \quad (4.20)$$

Denklemden yer alan yoğunluk değeri belirlenmelidir. Bazı durumlarda açıkça biliniyor olabilir. Akış dışarı doğru olduğu zaman $S = -1$ olur. Bu da küçük de olsa çözümün akış yönüne olan bağlılığını gösterir. Prensip olarak istenmeyen bir durumdur. Boussinesq yaklaşımı uygulandığı zaman yoğunluk bütün yoğunluk değerlerinin ortalaması olarak sabit bir değer alınabilir.

Daha önceki bölümlerde değindiğimiz gibi discharge coefficient Re_0 'un bir fonksiyonudur $C_d = f(Re_0)$. Birçok tipteki açıklık için C_d sabit sayılabilir. Eğer bu durumlardan biri değilse 'f' fonksiyonu bilinmelidir.

Daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi donanımın C_d üzerinde önemli etkisi vardır. Bazı durumlarda bu etki C_d 'nin V/u_m 'nin fonksiyonu şeklinde yazılmasıyla hesaplanabilir. Pratikte ise V 'nin belirlenmesinin zor olmasından dolayı bu işlem kesinlik taşımaz.

4.2.3 Zarflar için kütle korunumu

Zarf olarak tanımladığımız kontrol hacmine kütle korunum yasasını uygularsak;

$$\sum \rho_i \cdot q_i = 0 \quad (4.21)$$

'i' açıklıkları belirtir ve buradaki 'i' toplamdaki açıklık sayısını ifade eder. Bu denklem önemli bir hataya sebep vermeden aşağıdaki gibi basitleştirilebilir.

$$\sum q_i = 0 \quad (4.22)$$

Çünkü yoğunluklar arasındaki fark oldukça küçüktür (genellikle $< 10\%$). Bu hatalar yoğunluk için ortalama değerlerin alınmasıyla $\pm 5\%$ civarında kalabilir. Denklemler numerik olarak çözülmeyecek ise eğer yaklaşımlara ihtiyaç duyulmaz. Bunlar analitik çözümler için gereklidir.

4.2.4 Esas teori için yapılan kabuller

Yukarıda yapılan çok sayıda kabul burada özetlenecektir; İlk kabulümüz; hidrostatik denklem içerideki boşluktaki havaya uygulanır ve ‘p’ terimi ihmal edilebilir. Genel olarak bina içinde hava taşınımı olacaktır ama daha öncede belirtildiği gibi hızlar hareketten oluşan basıncı ihmal edebileceğimiz kadar küçüktür. Havalandırma oranı yüksek ve Δp düşük olduğunda (geniş açıklıklar veya büyük sayılara sahip küçük açıklıklar) bu kabul geçerli olmayabilir. Kış havalandırması için bu kabul geçerli olmalıdır. Serbest akışlı sistemlerde, soğutma yalnızca havalandırma akışıyla sağlanıyorsa, bu kabul geçerli olmayabilir. Özellikle açıklıklar çok geniş olduğunda klasik zarf teorisi hiçbir şekilde uygulanamaz..

İkinci kabul ise; açıklığın içindeki ve dışındaki akış bölgeleri için C_d laboratuvar da belirlenmiş değerler için eşit kabul edilir. Bunun anlamı şudur; açıklık doğrultusundaki akış yalnızca sınır şartlarıyla belirlenir ve hız sınır şartları sorun yaratmaz. Sadece kaldırma kuvvetinin olduğu durum için(rüzgarın olmadığı durum) geçerli bir kabüldür.

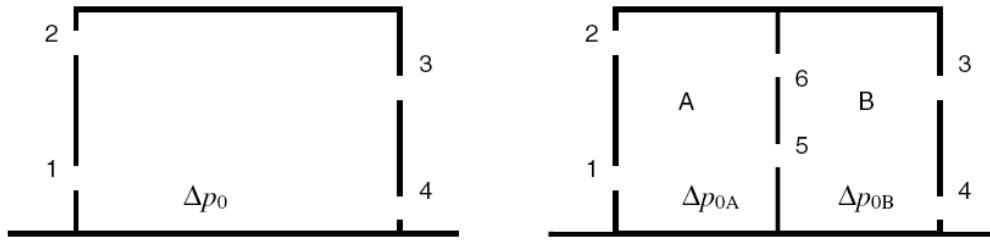
Bununla birlikte daha önceki bölümlerde değindiğimiz gibi hız sınır şartlarının boşaltma katsayısı üzerinde önemli etkileri vardır. Sabit yoğunlukla beraber bu etkiler testlerden biliniyorsa C_d için uygun değerler kullanılarak zarf modeline dahil edilebilir. Burdaki problem donanım etkilerinin pratik olarak uygulanabilir olduğu yoldan belirleyebilmek.

İlke olarak teorik modellemede $C_d = f(\frac{V}{u_m})$ formülü de katılabilir. Ancak bu durum C_d ile V/u_m arasında fonksiyonel bir ilişki ve aynı zamanda ‘V’ değerinin bilinmesini gerektirir. V’yi elde etmek ise oldukça zordur. Çünkü detaylı rüzgar tüneli ölçümleri ya da dış hız alanı için CFD çalışması gerektirir.

Bütün bu kabulleri tamamlayıcı kabul ise açıklığı çevreleyen dış rüzgar basıncı, açıklığın olmadığı durumdaki basınçla ifade edilir. Bu durum küçük açıklıklar için güvenilirdir ancak büyük açıklıklar için aynı şey geçerli değildir (Cheung,2011).

4.3 Tek ve Çok Hücreli Modeller

Aşağıdaki şekil tek hücreli bir model ile basit çok hücreli bir yapıyı gösteriyor. Aslında iki yapıda aynı, yalnızca ikinci modele iki açıklığı olan bir bölme eklenmiş. Şunu da not etmek gerekir ki; yalnız rüzgar varlığındaki şartlar altında iç kısımlardaki çok hücreli boşluklar tek hücreli boşluğa dönüşür. Buna benzer olarak bütün iç kapılar ve bölmelerin tamamıyla kapalı olduğu kabulüyle, çok hücreli boşluklar yalıtılmış tek bir hücreye dönüşür. Çok hücreli binaların hesaplamaları tek hücreli yapılara göre daha fazla açıklık bilgisi belirlenmesi gerektiği için daha fazla zaman harcamayı gerektirir.



Şekil 4.1: Tek ve iki hücreli yapılar.

4.3.1 Tek hücreli modeller

Tek bir hücre için zarf akış modeli (sabit iç yoğunluk ile beraber) temel denklemlere dayanır. Bir hücre için kütle, hacim korunum denklemi yoktur. Çünkü daha öncede belirtildiği gibi yoğunluk sabit olunca denklem aşağıdaki hali alır;

$$\sum q_i = 0 \quad (4.23)$$

$$q_i = S_i \cdot C_{di} \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_i|}{\rho_i}} \quad (4.24)$$

Δp_i denklemi yoğunluk dağılımına dayanır. Basit bir durum için; bütün açıklıkların dikey boyutlarının önemsiz olduğu (aynı giriş ve çıkış yükseklikleri) ve yoğunluğun sabit olduğu durum için denklem aşağıdaki gibi uygulanabilir;

$$\Delta p_i = \Delta p_0 - \Delta \rho \cdot g \cdot z_i + p_{wi} \quad (4.25)$$

4.3.2 Çok hücreli modeller

Tek hücreli model için verilen bütün ana denklemler tek tek hücrelere uygulanır. Hücre içerisindeki akış pozitif olduğu korunum benimsenir. Yukarıda verilen iki hücreli modeli örnek olarak alınırsa; her bir hücre ayrı ayrı referans basınç farkına sahiptir Δp_{0A} ve Δp_{0B} olmak üzere;

$$\Delta p_{0A} \equiv P_{hE0} - P_{hI0A} \quad (4.26)$$

$$\Delta p_{0B} \equiv P_{hE0} - P_{hI0B} \quad (4.27)$$

Yoğunluklar ρ_A ve ρ_B farklıdır ve $\Delta \rho_A$ ve $\Delta \rho_B$ olmak üzere iki yoğunluk farkını verir. 4.27 denklemindeki Δp_0 teriminin yerine Δp_{0A} ve Δp_{0B} , $\Delta \rho_0$ teriminin yerine $\Delta \rho_A$ ve $\Delta \rho_B$ ve terimleri gelir. Diğer terimler ise değişmeden kalır. Geriye 14 bilinmeyen kalır. Ekstra beş denklem daha eklenirse;

$$q_1 + q_2 + q_5 + q_6 = 0 \quad (4.28)$$

$$q_5 = S_5 \cdot C_{d5} \cdot A_5 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_5|}{\rho_0}} \quad (4.29)$$

$$q_6 = S_6 \cdot C_{d6} \cdot A_6 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_6|}{\rho_0}} \quad (4.30)$$

$$\Delta p_5 = \Delta p_{0A} - \Delta p_{0B} - (\rho_B - \rho_A) \cdot g \cdot z_5 \quad (4.31)$$

$$\Delta p_6 = \Delta p_{0A} - \Delta p_{0B} - (\rho_B - \rho_A) \cdot g \cdot z_6 \quad (4.32)$$

4.29 ve 4.31 denklemleri A hücresine süreklilik denkleminin uygulanmasıyla elde edilmiştir. Aynı sonuç B hücresi göz önüne alınarak da elde edilebilir.

4.4 Çözüm İçin Kapalı ve Açık Methodlar

Yukarıdaki denklemler verilen bir açıklık için akış debisini hesaplamak için kullanıldığı zaman, çözüm için uygulanan prosedür kapalı yöntem olarak bilinir. Açık yöntemde ise; akış debisinin büyüklüğü ve yönü ve Δp_0 belirlenmiş ve açıklıkların alanları hesaplanmıştır. Akış debisi yukarıda verilen denklemi sağlamak koşuluyla ve Δp_0 'da akış yoluyla uyumlu olduğu durumda, denklemler iterasyona gerek kalmadan direk çözülebilir (C_{do} akış oranından bağımsız olduğu durumda).

Açık yöntem özellikle tasarımın başlangıç aşamalarında ölçü dayanımlı (sizing purpose) açıklıklar için kullanışlıdır. Böylece belirlenmiş tasarım şartları için gerekli olan akış debisini elde ederiz. Açık yöntemler en iyi sabit boşaltma sayısına sahip açıklıklara uygulanabilir.

Eğer elimizde N tane açıklık varsa ve $(2N+1)$ tane denklem ve q_i , Δp_i ve Δp_0 biliniyorsa. Denklemler kütle veya hacim korunumundan Δp_0 'ın belirlenmesiyle çözülebilir. Fiziksel terimlerle bir hücrede havalandırma bir kararlı durumdan diğerine değişiyorsa, iç basınç P_{hl0} ve Δp_0 , süreklilik denklemi tekrar sağlanıncaya kadar açıklık doğrultusundaki akış ayarlanır. Matematiksel olarak bu ayarlama iterasyonla yapılır. Buna rağmen fiziksel proseste aynısı yapılamayacaktır.

Tek hücreli durum için basitleştirme hesap tablosu kullanımıyla sağlanabilir. Küçük sayıdaki açıklıklarla birlikte ($N < 100$) hesaplama zamanı saniyelerle ölçülebilir (Basit iterasyon methodu kullanıldığı zaman örneğin; Δp_0 için yüksek bir başlangıç değeri tahminiyle ve korunum sağlanana kadar küçük basamaklara alçaltılarak). Gerçek şartlarla karşılaşıldığında ise çözüm tek bir tane olacaktır. Bunu da ileriki bölümlerde görülebilir.

4.5 Analitik Çözümleme

Basit durumlar için analitik çözümler yapılabilir (Stephan 2010). Bunlar rüzgar ve kaldırma kuvvetinin farklı etkileriyle alakalıdır. Akışın sadece büyüklüğü değil yönü ve akış deseni de eşit öneme sahiptir tasarımda. Bu yüzden analitik çözümleri burada verilmiştir.

Aşağıda seçip gösterilen şekle göre; zarf farklı yüksekliklerde karşılık yüzeylerde iki açıklığa sahip. Rüzgar yönüne ve iç ve dış sıcaklık farklarına bağlı olarak, rüzgar basıncı destekleyici, yerçekimi ise karşı koyucudur.

Havalandırma oranı Q ile belirtilir. Binaların içindeki taze hava oranı olarak da tanımlanır.

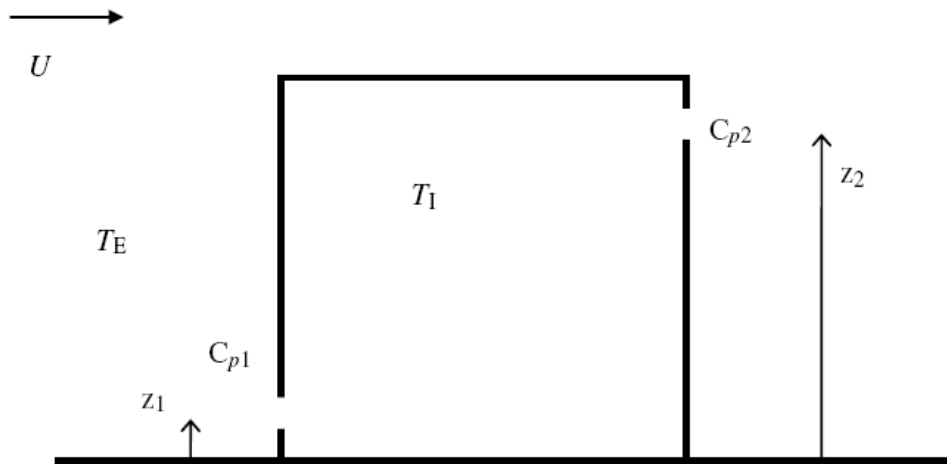
$$Q = q_1 = q_2 \quad (4.33)$$

4.5.1 Rüzgar ve yerçekimi analizi

1 ve 2 açıklıkları doğrultusundaki basınç farkı aşağıdaki denklemle ifade edilir;

$$\Delta p_1 = \Delta p_0 - \Delta \rho \cdot g \cdot z_1 + p_{w1} \quad (4.34)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_0 - \Delta \rho \cdot g \cdot z_2 + p_{w2} \quad (4.35)$$



Şekil 4.2 : Farklı yüksekliklerde iki açıklığa sahip tek hücre.

Buna bağlı olarak akış debisi;

$$q_1 = S_1 \cdot C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_1|}{\rho_0}} \quad (4.36)$$

$$q_2 = S_2 \cdot C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_2|}{\rho_0}} \quad (4.37)$$

Boussinesq yaklaşımı benimsenmiştir. Bu yüzden iç ve dış yoğunluklar arasındaki fark gözardı edilmiş, ρ_0 ile yerdeğiştirmiştir. ρ_0 , ρ_E ile ρ_1 ortalaması olarak alınabilir.

$$\Delta p_1 = -\Delta p_2 \quad (4.38) \text{ ve } S_1 = S_2 \quad (4.39)$$

$\Delta p_0 - \Delta \rho \cdot g \cdot z_1 + p_{w1} = -\Delta p_0 + \Delta \rho \cdot g \cdot z_1 - p_{w2}$ bağıntısından;

$$\Delta p_0 = \Delta \rho \cdot g \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} - \frac{p_{w1} + p_{w2}}{2} \quad (4.40)$$

$$\Delta p_1 = \Delta \rho \cdot g \cdot \frac{z_2 - z_1}{2} + \frac{p_{w1} - p_{w2}}{2} \quad (4.41)$$

4.5.2 Uniform olmayan yoğunluk ve model 2

Dışarıdaki yoğunluk genelde uniform davranmakla beraber (sıcaklık ve basınç gradyeninin önemli olduğu uzun binalar dışında) iç kısımdaki yoğunluk için aynı şeyi söyleyemeyiz. İç yoğunluk biliniyor kabul edildiği ve tabakalı olduğu için (z yönünde değişir), bunu uygun biçimde belirlemek ve z yönünde integre edip hidrostatik denklemi z'nin fonksiyonu olarak elde etmek basit bir sorundur.

Esas olarak yoğunluk değişiminin ifade edilebileceği iki yol vardır. Daha genel bir yol; yoğunluğu z'nin sürekli fonksiyonu olarak belirtmek. Sonuçta; eğer yoğunluk aşağıdaki gibi verilirse;

$$\rho = \rho_{ref} f(z) \quad (4.42)$$

Buna bağlı olarak z yüksekliğindeki basınç;

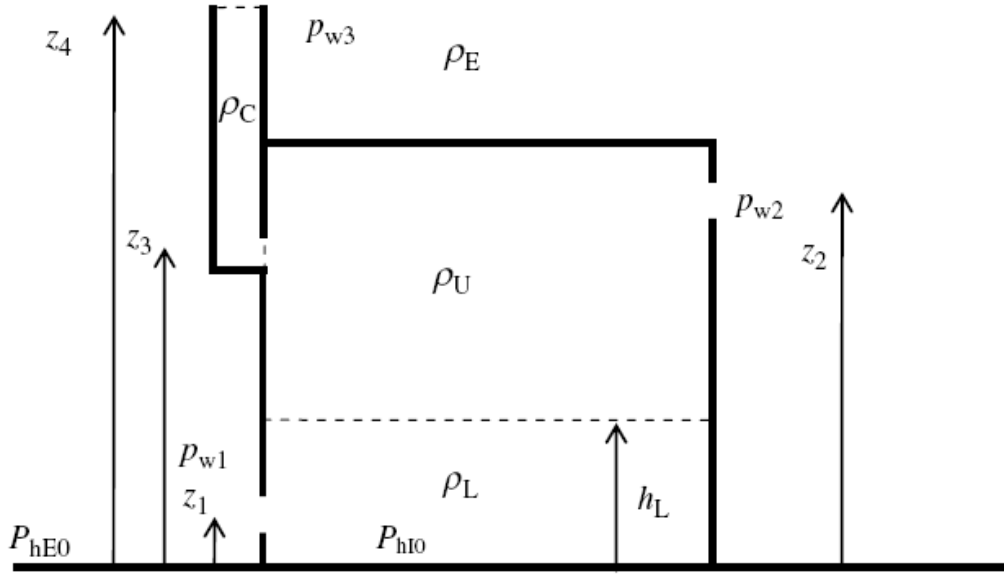
$$P = P(H) - \rho_{ref} \cdot g \int_H^z f(z) \cdot dz \quad (4.43)$$

$P(H)$ $z = H$ noktasındaki basıncı ifade eder. Örneğin iç yoğunluğun değişimini ifade ettiğimiz yukarıda denklemi basınç farkı denkleminde yerine koyulursa ;

$$\Delta p = P_{HE0} - P_{H10} - \rho_E \cdot g \cdot z + \rho_{ref} \cdot g \cdot \int_0^z f(z) \cdot dz + p_w \quad (4.44)$$

İkinci yol ise; yoğunluk değişimini farklı tabakalar halinde kabul etmek. Yani her tabaka içerisinde yoğunluğu uniform kabul edip her yoğunluğu ayrı ayrı tabakalarda incelemek.

Tabakaların kullanımına ait ikinci model aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Model üç tane açıklığa sahiptir. Bunlardan biri baca diğer ikisi ise yatay açıklıklar. Üç tane de uniform tabaka mevcut. İki tabaka şekilden açıkça görülebilir. Diğer ise; baca içerisindeki hava tabakası. Her tabaka için hidrostatik ve piezometrik basınç ayrılması uygulanmakta. Her tabaka arasındaki sınır şartı basıncın sürekliliğidir. Bu da hidrostatik basıncın sürekliliği anlamına gelir. Çünkü piezometrik basınç açıklığın etrafı ve içi dışında her yerde sıfıra eşittir.



Şekil 4.3: Üç farklı yoğunluk tabakası ve üç açıklığa sahip zarf modeli.

1, 2 ve 3 açıklıkları doğrultusundaki basınç farkları aşağıdaki denklemlerle ifade edilir;

Giriş ve çıkış yüksekliklerinde fark olmayan 1 ve 2 yatay açıklıkları için;

$$\Delta p_1 = \Delta p_0 - (\rho_E - \rho_L) \cdot g \cdot z_1 + p_{w1} \quad (4.45)$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_2 + \rho_L \cdot g \cdot h_L + \rho_U \cdot g \cdot (z_2 - h_L) + p_{w2} \quad (4.46)$$

3 açıklığı baca için;

$$\Delta p_3 = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_4 + \rho_C \cdot g \cdot L + \rho_L \cdot g \cdot h_L + \rho_U \cdot g \cdot (z_3 - h_L) + p_{w3} \quad (4.47)$$

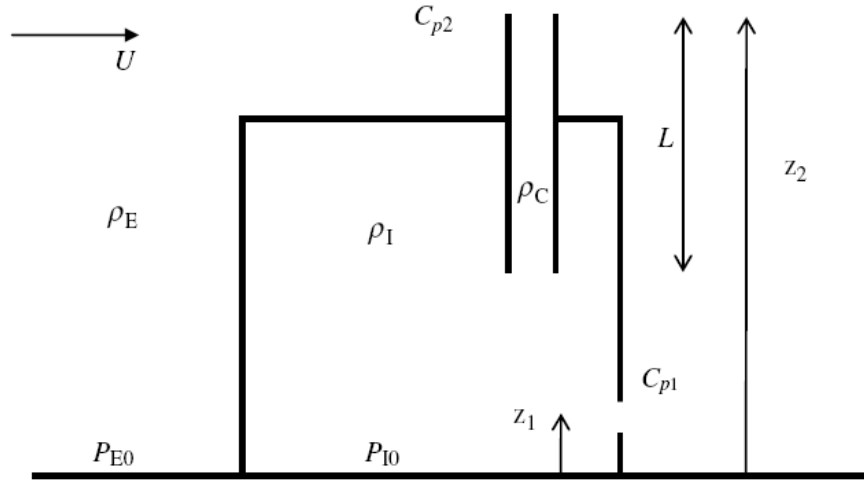
Bacaların ısıtılması ya da soğutulması durumunda; yoğunluk değişiminin tabakalarla tanımlanması oldukça uygun bir durumdur. Baca duvarının varlığı, yatay yönde

yoğunluk değişimine imkan verir. Aksi halde hava yoğunluğunun değişimi sadece dikey yöndedir.

4.5.3 Yerçekimi ve dikey açıklıklar

Yerçekimi ve uzun dikey açıklıkların kombinasyonu bazı sorunlara neden olabilir. Temel olarak baca içerisindeki sıcaklığın akışın yönüne bağlı olması dolayısıyladır. Bu durum şekil 4.4’ de gösterilen zarf modeliyle iliştilmiştir. Model L uzunluğundaki bacaya ve A alanını kapsayan düşük seviyede yatay açıklığa sahiptir. Açıklık için bacanın tepe noktasına ait rüzgar basınç katsayıları C_{p1} ve C_{p2} ’dir. İç yoğunluk ise uniformdur ve dış yoğunluktan biraz daha düşüktür. Rüzgar yönü dolayısıyla C_{p1} , C_{p2} ’den daha düşüktür. Bu durum beraberinde rüzgar hızı sıfırdan başlayarak artıyormuş gibi bir durumu beraberinde getirir. Baca akış oranı başlangıçta negatif olsa da sonunda pozitif olacaktır. Bu rüzgar hızının geri dönüşümü yoğunluk değişimine dayanır.

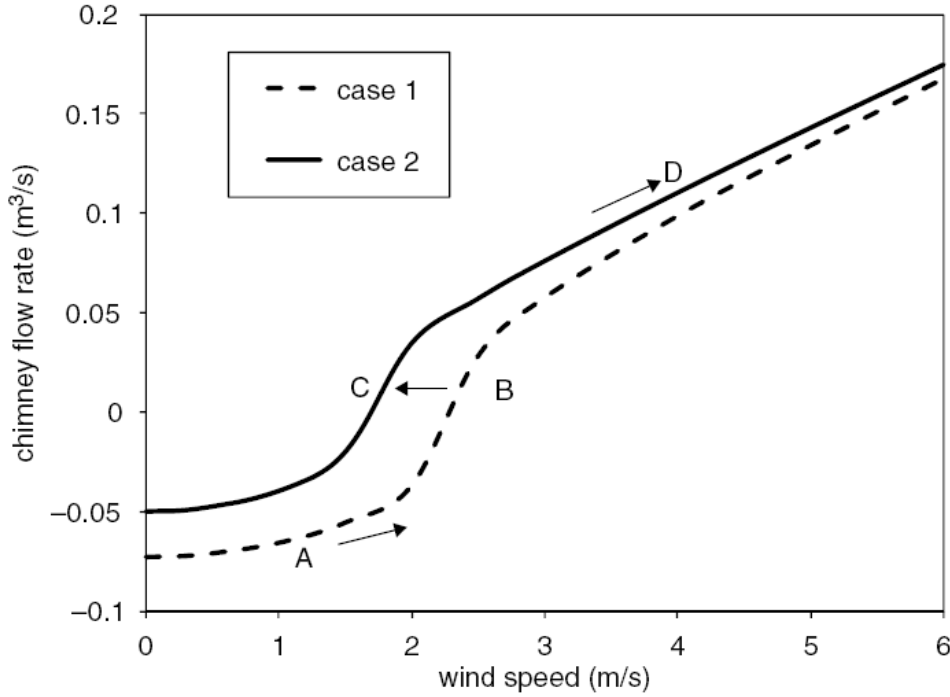
ρ_c ,akış yönüyle değişmediği zaman, bacanın basınç farkı Δp_c , akış yönüne bağlı kalmadan aşağıdaki denklemlerle ifade edilir. q_c ’nin rüzgar hızına bağlı değişimi iki ayrı durum için; $q_c = q_I$ ve $q_c = q_E$ olmak üzere şekil 4.5’de incelenmiştir.



Şekil 4.4: Bir dikey uzun ve bir kısa açıklığa sahip zarf modeli.

Hava ile baca materyali arasında ısı alışverişi olmadığı zaman, ρ_c ’nin bacanın girişindeki havanın yoğunluğuna eşit olması beklenir. Dışarı doğru olan akış için $\rho_c = \rho_I$ ve içeri doğru olan akış için de $\rho_c = \rho_E$ ’dir.

Rüzgar hızı sıfırdan artmaya başlarken akış AB eğrisini takip eder. Sonrasında B'den C'ye bir süreksizlik olur. q_c sıfır doğrultusunda ilerler ve CD eğrisi takip edilir.



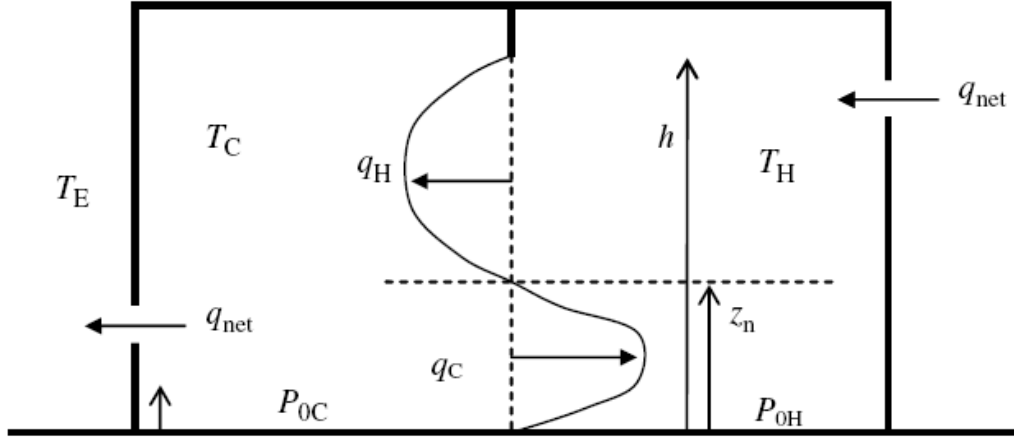
Şekil 4.5: Farklı iki baca yoğunluğu için baca akış oranının rüzgar hızına göre değişimi.

B'den C'ye olan süreksizlik fiziksel olarak mümkün değildir. Gerçekte ne olduğunu söylemek ise oldukça zordur. Eğer baca mükemmel bir şekilde izole edilirse, böylece ısı transferi engellenmiş olur. Rüzgar türbülansının varlığı baca içerisindeki gerçek hızın işaret değiştirmesinden önce ρ_c 'de değişimlere neden olur. Baca içerisindeki iki hava tabakası arasındaki ince ara yüzey q_c negatiften pozitifte değiştiği zaman bacadan aşağıya doğru hareket eder. Bununla birlikte eğer model içeriyorsa bu süreksizliği düzeltecektir. Esas olarak gerçek kararlı proses rüzgar türbülansı dolayısıyla hızlı değişimleri, ısı transferi dolayısıyla da yavaş değişimleri içerir.

4.5.4 Geniş açıklıklar ve model 4

Geniş açıklıkları klasik zarf modellerinin içine dahil edebilmemiz için; açıklık akış karakteristiği bu tarz modellerin gereksinimlerine uygun bir biçimde ifade edilmelidir. Esas olarak bu ifade; açıklık doğrultusundaki net akış, açıklığı iki kısma ayıran basınçla alakadardır. Şekil 4.6'da geniş açıklıklar için temel durumu ifade ediyor. Açıklık T_H ve T_L sıcaklıklarında iki ayrı hücreye ayırır. İki hücre arasında

q_{net} net akışı vardır. Nötral yükseklikte iki taraftaki basınçlar eşitlenmiştir. Bu yüzden sıcaklıklar sabittir iki tarafta ve akış oranı z_n 'ye bağlı ifade edilebilir .



Şekil 4.6: Geniş iç açıklık ve model 4.

z_n bilineni ile P_{0C} ve P_{0H} hesaplanabilir. Buna bağlı değerler q_C ve q_H açıklık için uygun ilişkilerle bulunabilir.

Geniş açıklıklarla ilgili altı çizilmesi gereken problem; açıklıklar doğrultusundaki akış oranı q_{net} küçük olsa bile büyüktür. Bunun anlamı ise; hava akış oranı ve sıcaklık değişimi arasında güçlü bir etkileşim vardır. Gerçek odalarda kabul edilen denge vuku bulmayacaktır. Çünkü ısı dengesini kararlı kılan ısı transferini sağlayan ek kaynaklar olmayacaktır. İlke olarak bu durum zarf akış modelleri dinamik termal modellerle kombine edildiği zaman dikkate alınabilir. Yalnızca zarf akış modeli hesaplamalarında bu tarz diğer açıklıklar doğrultusundaki geniş iç açıklıklar ihmal edilebilir.

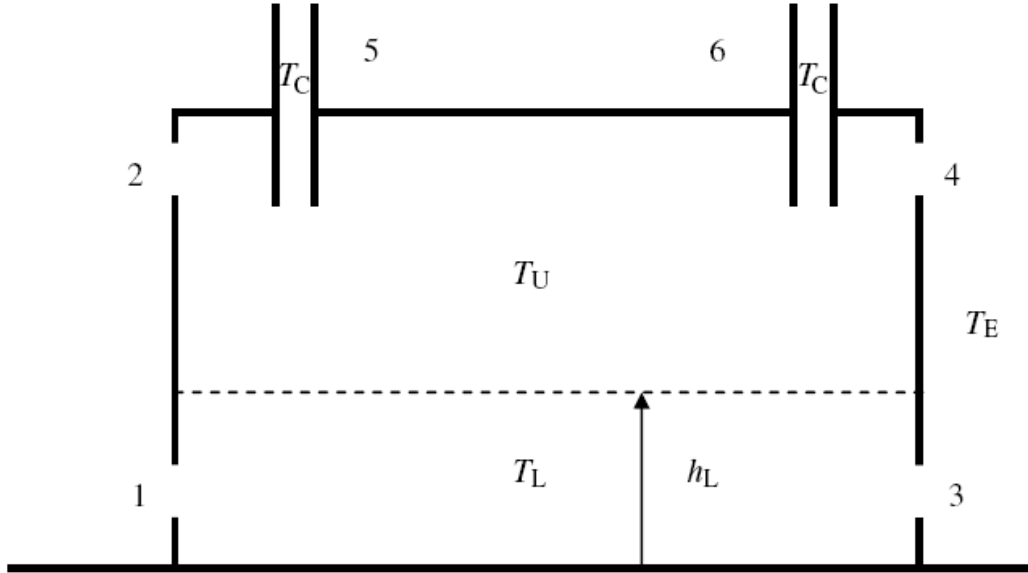
4.5.5 Çatlak tipi açıklıklar

İlke olarak çatlak tipi (adventitious) açıklıklar, amaca uygun (purpose-providing) açıklıklar gibi davranır. Pratik olarak böyle açıklıkların pozisyonlarını belirlemek muhtemel değildir. Sadece bunların bireysel akış karakteristiklerini bilebiliriz. Deneysel teknikler bu bilgiyi tanımlayıp zarf modellerinde kullanabilmek için kullanılmıştır. Ama bu tarz yaklaşımlar sadece araştırma çalışmalarını haklı çıkarmakla kalmıştır. Pratikte tasarımcı için en önemli bilgiler sızıntı karakteristiği ile ilgilidir. Örneğin; 10-60 Pa basınç altında sızıntı değerleri veya sadece 50 Pa altındaki sızıntı değeri. Bu bilginin bir modele uygulanabilmesi için; 1. Δp 'nin düşük

değerlerinde akış karakteristiği ekstrapole edilmesi, 2.zarf üzerindeki sızıntının düzenlenmesi gereklidir. Zarf üzerindeki sızıntıların düzenlenmesi belirsiz bir prosedürdür. Ekstrapolasyon için ise; sızıntı karakterini ayarlayabilmek için uygun ilişkiler seçilmelidir. En geniş biçimde kullanılan ise güç kanunudur.

4.5.6 Üstten Havalandırma ile birlikte rüzgar etkisi ve model 4

Bu tarz hesaplamalar için kullanılacak zarf modeli aşağıdaki şekilde gösterilmiştir. Bu birinci modelimizdeki iki zarf modelinin kombinasyonudur. Bununla birlikte bu tasarımın amacı bacalar doğrultusunda zirveden aşağıya doğru olan akışı başarmaktır. Bu model için birinci model açıklıkları için kullanılan denklemler geçerli olacaktır.



Şekil 4.7: Üstten havalandırılmalı zarf modeli, model 3.

4.6 Modellerin Analitik Hesap Sonuçları

4.6.1 ‘Cp’ basınç katsayısı değerleri sonuçları

Her model için yapılan analitik hesaplamalar içerisinde Cp değerleride spesifik olarak hesaplanmıştır (Costala 2009). Cp değeri için modeller üzerindeki açıklıkların bulundukları konum esas belirleyici olmuştur. Açıklık konumlarına bağlı olarak, yükseklik değişimi basınç fark değerlerini belirlemiştir. Bu ifadenin rüzgar hızı ve yoğunluğa bölünmesiyle model için ideal Cp sayıları belirlenmiştir. Model

üzerindeki açıklığın giriş veya çıkışta olmasına bağlı olarak akış oranının negatif veya pozitif değer alınması ifade edilirken Cp sayısının işareti belirleyici olmuştur.

Çizelge 4.1 dört modele ait sonuçları göstermektedir. Cp değerleri sıcaklığa bağlı olarak küçük değişimler gösterse de sıcaklığın Cp değeri üzerindeki etkisi ihmal edilemez. Rüzgar hızı Cp değerini etkileyen faktörlerden biri olmasına rağmen, hızın sabit tutulmasından dolayı buradaki etkisi sabit bir değerle gözlemlenmiştir. Buradaki en önemli faktörün sonuçlara bağlı olarak yükseklik farkı ve buna bağlı olarak oluşan basınç farkı olduğu söylenebilir.

Çizelge 4.1: Dört modele ait Cp değerleri tablosu.

MODEL 1	OCAK		TEMMUZ			
	Cp1 z=3.8	Cp2 z=4.8	Cp1 z=3.8	Cp2 z=4.8		
	-0,33	0,32	0,3	-0,33		
MODEL 2	OCAK			TEMMUZ		
	Cp1 z=0.35	Cp2 z=2.90	Cp3 z=2.5	Cp1 z=0.35	Cp2 z=2.9	Cp3 z=2.5
	0,32	-0,35	-0,351	0,315	0,346	-0,351
MODEL 3	OCAK					
	Cp1 z=0.35	Cp2 z=6	Cp3 z=0.35	Cp4 z=6	Cp5 z=8	Cp6 z=8
	-0,32	-0,335	-0,31	-0,335	0,334	0,334
	TEMMUZ					
	Cp1	Cp2	Cp3	Cp4	Cp5 z=9.4	Cp6 z=9.4
	-	-	-	-	0,325	0,325
MODEL 4	OCAK		TEMMUZ			
	Cp1 z=0.35	Cp2 z=5.6				
	0,34	0,317				

4.6.2 Modellere ait debi değerleri sonuçları

Birinci model için; ilk durumda $z_1 = 3.30$ m $z_2 = 4.8$ m yüksekliklerinde çalışılmıştır. Baca boyu $l = 1.5$ m'dir. İkinci durumda z_1 yüksekliği aynı kalmak üzere baca boyu $l = 3$ m olarak alınmış ve bu durumda z_2 yüksekliği 6.8 m'ye yükselmiştir. Kış ortalama sıcaklık değerlerinde $T = 6.6$ °C boyut değişimi basınç farkında %32.075'lik bir değişim meydana getirmiştir. Yaz sıcaklık şartlarındaki boyut değişimi ise basınç farkı değeri üzerinde negatif yönde etki yapmıştır. Çizelge 4.2 ve 4.3 birinci modelin analitik sonuçlarını göstermektedir.

Çizelge 4.2: Model 1 Analitik Değerler Hesaplama Tablosu.

Δp : Basınç farkı	-0,490409	2,22	1,53
Δp_o : Referans basınç farkı	1,00	1,00	1,00
T: sıcaklık değeri	298,00	279,60	297,40
ρ_e : Dış hava yoğunluğu	1,18	1,18	1,25
ρ_1 : İç ortam yoğunluğu	1,18	1,18	1,18
ρ_c : Baca havası yoğunluğu	1,17	1,17	1,17
z_1 : İlk açıklık yüksekliği	3,30	3,30	3,30
z_2 : Hava çıkış yüksekliği	4,80	4,80	6,30
l : Baca yüksekliği	1,50	0,30	3,00
U: Rüzgar hızı(m/s)	2,50	2,50	2,50
C_p temmuz: Temmuz ayı için basınç katsayısı			0,30
C_p ocak: Ocak ayı için basınç katsayısı	-0,33	0,34	

$$\Delta P = \Delta P_o - \rho_e \times g \times z_2 + \rho_1 \times g \times z_1 + \rho_2 \times g \times l + 0,5 \times \rho_e \times u^2 \times c_p$$

$$\mu = \mu_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \quad q = S \cdot A \cdot C_d \sqrt{\frac{2|\Delta p|}{\rho}} \quad Re_0 = \frac{\rho \cdot u_m \cdot d_h}{\mu} \quad S \equiv \text{Sign}[\Delta P]$$

Çizelge 4.3: Model 1 Analitik Değerler Hesaplama Tablosu 2.

Q: Akış debisi	-0,272854	1,35707028	
S: Akış yönü işareti	-1	1	
A: Açıklık kesit alanı	0,18	0,35	
P₀: Deniz seviyesinde atmosfer basıncı	101336	101336	
Δz1: 1 numaralı açıklığın deniz seviyesinden olan yüksekliği	101		
Δz2: 2 numaralı açıklığın deniz seviyesinden olan yüksekliği	103,9		105,4
R: İdeal gaz sabiti	287	287	
P1: 1 numaralı açıklığın bulunduğu yükseklik için basınç değeri:	100135,5	100092,469	100118,3
Re: Reynolds sayısı	28313,31	12,9717227	
μ: T sıcaklığı için viskozite değerleri	1,86E-05	1,7691E-05	
Cd: Boşaltma katsayısı	1,664583	1,99998768	
μ₀: Referans viskozite değeri	1,035498	0,9410887	
d_h: Hidrolik çap	0,3	0,35	
Cd: Boşaltma katsayısı	1,664583	1,99998768	

İkinci model için; ilk durumda $z_1 = 0.35$ m, $z_2 = 2.9$ m, $z_3 = 2.5$ m ve $z_4 = 4.5$ m yüksekliklerinde çalışılmıştır. İkinci durumda z_1 , z_2 , z_3 sabit kalmış, z_4 baca yüksekliğinin 1,5 m'den 3 m'ye alınmasıyla 5.5 m değerine yükselmiştir. Bu durumda ortalama kış sıcaklık değeri $T = 6.6$ °C'de basınç farkında yaklaşık ilk durumun 3.95 katı kadar bir basınç değişimi olmuştur. Çizelge 4.4 ve çizelge 4.5 ikinci modele ait analitik sonuçları göstermektedir.

$$\Delta p_1 = \Delta p_0 - (\rho_E - \rho_L) \cdot g \cdot z_1 + p_{w1} \quad \Delta p_2 = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_2 + \rho_L \cdot g \cdot h_L + \rho_u \cdot g \cdot (z_2 - h_L) + p_{w2}$$

$$\Delta p_3 = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_4 + \rho_c \cdot g \cdot L + \rho_L \cdot g \cdot h_L + \rho_u \cdot g \cdot (z_3 - h_L) + p_{w3}$$

Çizelge 4.4: Model 2 Analitik Değerler Hesaplama Tablosu 1.

Δp_1 : 1 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	1,97
Δp_2 : 2 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	-2,67
Δp_3 : 3 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	-4,19
Δp_0 : Referans basınç farkı (atm)	1,00
T: sıcaklık değeri (K)	279,60
ρ_c : Dış hava yoğunluğu(kg/m ³)	1,26
ρ_l :Alt tabaka yoğunluğu (kg/m ³)	1,18
ρ_u : Üst tabaka yoğunluğu (kg/m ³)	1,18
ρ_c : Baca havası yoğunluğu (kg/m ³)	1,17
z_1 : 1 numaralı açıklığın yerden yüksekliği (m)	0,35
z_2 : 2 numaralı açıklığın yerden yüksekliği (m)	2,90
z_3 : 3 numaralı açıklığın yerden yüksekliği (m)	2,50
h_L : Baca yüksekliği (m)	1,50
U: Rüzgar hızı(m/s)	2,50
C_{p1} : 1 numaralı açıklığa ait basınç katsayısı	0,32
C_{p2} : 2 numaralı açıklığa ait basınç katsayısı	-0,35
C_{p3} : 3 numaralı açıklığa ait basınç katsayısı	-0,351

$$q_i = S_i \cdot C_{di} \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_i|}{\rho_0}} \quad \mu = \mu_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} \quad Re_0 = \frac{\rho \cdot u_m \cdot d_h}{\mu}$$

Çizelge 4.5: Model 2 Analitik Değerler Hesaplama Tablosu 2.

Q1: 1 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m³/s)	1,365
Q2: 2 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m³/s)	-0,427
Q3: 3 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m³/s)	-0,406
S1: Akış yönünü ifade eden değer	1,00
S2-3: Akış yönünü ifade eden değer	-1,00
A1: 1 numaralı açıklık kesiti (m²)	0,65
A2: 2 numaralı açıklık kesiti(m²)	0,18
A3: 3 numaralı açıklık kesiti (m²)	0,14
g: Yer çekimi ivmesi	9,81
Po: Referans atmosfer basıncı (Pa)	101336,1
P1:1 numaralı açıklığın bulunduğu yükseklik için basınç değeri	100092,4
Δz1: 1 numaralı açıklığın deniz seviyesinden yüksekliği	101,00
R: İdeal gaz sabiti	287,00
P2: 2 numralı açıklığın bulunduğu yükseklik için basınç değeri (m)	100057,08
Δz2: 2 numaralı açıklığın deniz seviyesinden yüksekliği (m)	103,9
Δz3: 3 numaralı açıklığın deniz seviyesinden yüksekliği(m)	104,50
L1: 1 numaralı açıklığın kesit uzunluğu (m)	0,50
L2: 2 numaralı açıklığın kesit uzunluğu (m)	0,5
L3: 3 numaralı açıklığın kesit uzunluğu (m)	2
C: Sutherland sabiti	0,32
μ1 :1 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri (Pa/s)	1,76907E-05
μ_o: Referans sıcaklıkta referans vizkozite değeri	0,00001827
dh1: 1 numaralı açıklığa ait hidrolik çap (m)	0,35
dh2: 2 numaralı açıklığa ait hidrolik çap (m)	0,35
dh3: 3 numaralı açıklığa hidrolik çap (m)	0,35
Re1: 1 numaralı açıklığa ait Re sayısı	62461,04
μ2: 2 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri (Pa/s)	1,84607E-05
Re2: 2 numaralı açıklığa ait Re sayısı	56014,8
μ3: 3 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri (Pa/s)	1,92337E-05
Re3: 3 numaralı açıklığa ait Re sayısı	53218,4
Cd1: 1 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	1,171
Cd2:2 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	1,170
Cd3: 3 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	1,105

Üçüncü model için; ilk durumda z_1 ve z_3 yükseklikleri 0.35 m olarak, z_2 ve z_4 yükseklikleri 6 m olarak z_5 ve z_6 yükseklikleri ise 8 m olarak belirlenmiştir. İkinci durumda ise sadece z_5 ve z_6 yükseklikleri 9.4 m değerine yükseltilmiş diğer değerler ise sabit tutulmuştur. Sıcaklık şartlarının kış sıcaklık şartlarından yaz sıcaklık şartlarına alınmasıyla % 28.94'lük bir basınç farkı değişimi gözlenmiştir. Boyutların kış sıcaklık şartlarında değiştirilmesiyle % 6.08'lik bir basınç değişimi gözlenmiştir. Yaz sıcaklık şartlarında boyutların değiştirilmesiyle ise %21.17'lik bir basınç değişimi gözlenmiştir. Çizelge 4.6 ve çizelge 4.7 üçüncü modele ait analitik değerler sonuçlarını göstermektedir.

$$\Delta p_{1-3} = \Delta p_0 - (\rho_E - \rho_L) \cdot g \cdot z_{1-3} + p_{w1-3}$$

$$\Delta p_{5-6} = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_5 + \rho_c \cdot g \cdot L + \rho_L \cdot g \cdot h_L + \rho_u \cdot g \cdot (z_5 - h_L) + p_{w5-6}$$

$$\Delta p_{2-4} = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_{2-4} + \rho_L \cdot g \cdot h_L + \rho_u \cdot g \cdot (z_{2-4} - h_L) + p_{w2-4}$$

Çizelge 4.6: Model 3 Analitik Değerler Hesaplama Tablosu 1.

Δp_1 : 1 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	-0,148504191	
Δp_2 : 2 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	-0,504126311	
Δp_3 : 3 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	-0,160927124	
Δp_4 : 4 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	-0,504126311	
Δp_5 : 5 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	2,171707074	2,798518
Δp_6 : 6 numaralı açıklık için basınç farkı (Pa)	2,171707074	2,798518
Δp_0 : Referans basınç farkı (Pa)	1	
T_e : Dış hava sıcaklığı (K)	291	283
T_{baca} : Baca havası sıcaklığı (K)	297	
ρ_e : Dış hava yoğunluğu (kg/m ³)	1,188845482	
ρ_l : Alt katman akış yoğunluğu (kg/m ³)	1,191148869	
ρ_u : Üst katman akış yoğunluğu (kg/m ³)	1,182256619	
ρ_c : Baca havası yoğunluğu (kg/m ³)	1,198369643	1,232047
h_L : Baca boyu (m)	1,5	
z_{1-3} : 1 ve 3 açıklıklarının yükseklikleri (m)	0,35	
z_{2-4} : 2 ve 4 açıklıklarının yükseklikleri (m)	6	
z_{5-6} : 5 ve 6 açıklıklarının yükseklikleri (m)	8	
U : Rüzgar hızı (m/s)	2,50	
C_{p1} : 1 numaralı açıklığın basınç katsayısı	-0,315223586	
C_{p2} : 2 numaralı açıklığın basınç katsayısı	-0,335695191	
C_{p3} : 3 numaralı açıklığın basınç katsayısı	-0,314614022	
C_{p4} : 4 numaralı açıklığın basınç katsayısı	-0,335695191	
C_{p5} : 5 numaralı açıklığın basınç katsayısı	0,334257463	0,325121
C_{p6} : 6 numaralı açıklığın basınç katsayısı	0,334257463	0,325121

Çizelge 4.7: Model 3 Analitik Değerler Hesaplama Tablosu 3

Q1: 1 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m ³ /s)	-0,102	
Q2: 2 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m ³ /s)	-0,202	
Q3: 3 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m ³ /s)	-0,106	
Q4: 4 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m ³ /s)	-0,203	
Q5: 5 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m ³ /s)	0,372	
Q6: 6 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m ³ /s)	0,370	
Cd1: 1 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	1,170	
Cd2: 2 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	1,101	
Cd3: 3 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	1,170	
Cd4: 4 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	1,101	
Cd5: 5 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	0,972	
Cd6: 6 numaralı açıklığın boşaltma katsayısı	0,972	
Po: Deniz seviyesi referans basınç değeri	101336	
P1-3: 1-3 açıklık yüksekliklerindeki basınç değeri (Pa)	100164,89	
R: İdeal gaz sabiti	287	
Δz1-3: 1-3 numaralı açıklıklarının deniz seviyesinden yükseklikleri (m)	101	
P2-4: 2-4 açıklık yüksekliklerindeki basınç değeri (m)	100095,75	
P5-6: 5-6 açıklık yüksekliklerindeki basınç değeri (m)	100084,23	100068,1
Δz5-6: 5-6 açıklıklarının deniz seviyesinden yükseklikleri (m)	108	109,4
L1= 1 numaralı açıklığın kesit boyu (m)	0,5	
L2= 2 numaralı açıklığın kesit boyu (m)	0,5	
L3= 3 numaralı açıklığın kesit boyu (m)	0,5	
L4= 4 numaralı açıklığın kesit boyu (m)	0,5	
L5= 5 numaralı açıklığın kesit boyu (m)	1,5	
L6= 6 numaralı açıklığın kesit boyu (m)	1,5	
C: Sutherland sabiti	0,316	
μo: T sıcaklığındaki viskozite değeri	0,00001827	
μ1: 1 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri	1,85593E-05	
μ2: 2 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri	1,69525E-05	
μ3: 3 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri	1,84607E-05	
μ4: 4 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri	1,86576E-05	
μ5,6: 5 ve 6 numaralı açıklıklardan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri	1,87556E-05	
dh1: 1 açıklığına ait hidrolik çap (m)	0,35	
dh2: 2 açıklığına ait hidrolik çap (m)	0,4	
dh3: 3 açıklığına ait hidrolik çap (m)	0,35	
dh4: 4 açıklığına ait hidrolik çap (m)	0,35	
dh5: 5 açıklığına ait hidrolik çap (m)	0,5	
dh6: 6 açıklığına ait hidrolik çap (m)		
Re1: 1 açıklığına ait Reynolds sayısı	56049,42	
Re2: 2 açıklığına ait Reynolds sayısı	70128,09	
Re3: 3 açıklığına ait Reynolds sayısı	56458,00	
Re4: 4 açıklığına ait Reynolds sayısı	63365,86	
Re5: 5 açıklığına ait Reynolds sayısı	79867,39	
Re6: 6 açıklığına ait Reynolds sayısı	79867,394	
A1: 1 açıklığına ait kesit alanı (m ²)	0,175	
A2: 2 açıklığına ait kesit alanı (m ²)	0,175	
A3: 3 açıklığına ait kesit alanı (m ²)	0,175	
A4: 4 açıklığına ait kesit alanı (m ²)	0,175	
A5: 5 açıklığına ait kesit alanı (m ²)	0,2	
A6: 6 açıklığına ait kesit alanı (m ²)	0,2	

$$q_i = S_i \cdot C_{di} \cdot A_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p_i|}{\rho_0}} \quad d_h \equiv 4 \cdot \frac{A}{\text{Çevre uzunluğu}} \quad Re_0 = \frac{\rho \cdot u_m \cdot d_h}{\mu} \quad S \equiv \text{Sign} [\Delta p]$$

Dördüncü model için; z_1 yüksekliği 0.35 m olarak, z_3 ara kesit yüksekliği 5.6 m, z_2 çıkış bacası yüksekliği ise 6 m olarak belirlenmiştir. İkinci durumda sadece z_2 yüksekliği değiştirilip, 6.6 m değeri için çalışılmıştır.

$$\Delta p_1 = \Delta p_0 - (\rho_E - \rho_L) \cdot g \cdot z_1 + p_{w1} \quad \Delta p_2 = \Delta p_0 - \rho_E \cdot g \cdot z_2 + \rho_L \cdot g \cdot h_L + \rho_u \cdot g \cdot (z_2 - h_L) + p_{w2}$$

Çizelge 4.8: Model 4 Analitik Değerler Hesaplama Tablosu1.

Δp_1: 1 numaralı açıklığa ait basınç farkı (Pa)	0,925463762
Δp_2: 2 numaralı açıklığa ait basınç farkı (Pa)	-0,485816106
Δp_0: Referans basınç farkı değeri (Pa)	1
T: Dış hava sıcaklığı (K)	279,6
Th: Model sağ oda sıcaklığı (K)	285
Tc: Model sol oda sıcaklığı (K)	297
ρ_c: Dış hava yoğunluğu (kg/m³)	1,243688096
ρ_c: Baca havası yoğunluğu (kg/m³)	1,170825561
ρ_h: Th sıcaklığı yoğunluğu (kg/m³)	1,220123479
z_1: 3 numaralı açıklığın yerden yüksekliği (m)	0,35
z_2: 2 numaralı açıklığın yerden yüksekliği (m)	6
z_3: 3 numaralı açıklığın yerden yüksekliği (m)	5,6
U: Rüzgar hızı büyüklüğü (m/s)	2,5
C_{p1}: 1 numaralı açıklığa ait basınç katsayısı	0,337699356
C_{p2}: 2 numaralı açıklığa ait basınç katsayısı	-0,317929898
Po: Deniz seviyesindeki referans basınç değeri	101336,6

Çizelge 4.9: Model 4 Analitik Değerler Hesaplama Tablosu 2.

Δz_1: 1 numaralı açıklığın deniz seviyesinden yüksekliği	100,35
Δz_2: 2 numaralı açıklığının deniz seviyesinden yüksekliği	106,6
Δz_3: 3 numaralı açıklığının deniz seviyesinden yüksekliği	105,6
R: ideal gaz sabiti	287
P1: 1 açıklığı seviyesindeki basınç değeri (Pa)	100101,0155
P2: 2 açıklığı seviyesindeki basınç değeri (Pa)	100100,9574
P3: 3 açıklığı seviyesindeki basınç değeri (Pa)	100172,986
A1: 1 numaralı açıklık kesit alanı (m²)	0,2
A2: 2 numaralı açıklık kesit alanı (m²)	0,21
dh1: 1 açıklığı hidrolik çapı (m)	0,4
dh2: 2 açıklığı hidrolik çapı (m)	0,35
L1: 1 açıklığına ait kesit boyu(m)	0,5
L2: 2 açıklığına kesit boyu (m)	0,6
Cd1: 1 açıklığına ait boşaltma katsayısı	0,990405244
Cd2: 2 açıklığına ait boşaltma katsayısı	1,166361089
Re1: 1 numaralı açıklığa ait Reynolds sayısı	66160,39891
Re2: 2 numaralı açıklığa ait Reynolds sayısı	56871,86382
μ_1: 1 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri (Pa/s)	1,87981E-05
μ_2: 2 numaralı açıklıktan geçen akış sıcaklığı için viskozite değeri (Pa/s)	1,80137E-05
Q1: 1 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m³/s)	0,241647271
Q2: 2 numaralı açıklıktan geçen akış debisi (m³/s)	0,925463762

5. TÜRBÜLANS MODELLERİ

Türbülans modeli türetilmiş akış denklemlerini sağlayan sayısal bir prosedürdür. Bu yüzden daha geniş ya da az sayıdaki değişkenli problemler sayısal methodlar kabul edilerek çözülebilir. Mühendislik problemlerinin çoğunda türbülans girdapları detaylarının çözümleri gerekli değildir. Bunun yerine gerçek akış üzerindeki türbülans etkileri daha çok rağbet görür.

Devamında ise birçok durum için kullanılan spalart allmaras modeli dışında genelde bir denklem modeli uygulanır.

- Prandtl's one-equation model
- Baldwin-Barth model
- Spalart Allmaras model

Spalart Allmaras modeli özellikle uzay uygulamaları için tasarlanmıştır. Ayrıca turbo sistemler ve içten yanmalı makineler için de popülerlik kazanmıştır. Bütün kompleks mühendislik akış türleri için uygunluğu kesin değildir. Ayrıca şu da bir gerçektir ki Spalart Allmaras etkin olarak düşük Reynolds sayılı bir modeldir.

İki denklem kategorisinde iki en önemli ve en etkili modeller olarak bilinen k-epsilon ve k-omega modelleri vardır. k-epsilon modelinde üç tür daha vardır. Bununla birlikte temel denklem k-epsilondur. Diğer ikisi temel modeldeki düzeltmeler ve geliştirmelerdir.

- Spalart Allmaras model

k-ε modelleri

- Standart k-ε modeli
- Renormalizasyon grubu (RNG) k-ε modeli

- Realizable k- ϵ modeli

k-w modelleri

- Standart k-w modeli
- Shear stress transport (SST) k-w modeli
- v^2 -f modeli
- Reynolds stress model (RSM)
- Large eddy simulation (LES) model

5.1. Türbülans Modellerinin Karşılaştırılması

Bu makus bir gerçek ki bütün türbülans modelleri için kabul edilebilir temel bir türbülans denklemi mevcut değildir. Türbülans modelin seçimi akışta içine alınmış fizik, spesifik bir problem sınıfı için belirlenmiş uygulama, gerekli olan hassasiyet seviyesi, mevcut sayısal kaynaklar, mevcut simülasyon için zaman miktarı gibi hususlara dayanır. Uygulamanız için en uygun model seçimini yapabilmek için, seçeneklerinizin yeteneklerini ve kısıtlamalarını bilmeniz gerekir.

Genel olarak spesifik bir uygulama için en iyi model şeklinde kategorikselleştirmek mümkün değildir. Aşağıdaki genel esaslar modellemek istenilen akış için uygun türbülans modelin seçiminde yardımcı olacaktır.

5.1.1 Reynolds averaged yaklaşımı ve LES

Navier-Stokes denklemlerinin transformu için iki alternatif method uygulanabilir; direk simule edilemeyen küçük ölçekli türbülans dalgalanmaları şeklinde: Reynolds ‘averaging’ ve ‘filtering’. İki methotta gelişmiş denklemlerde ilave terimler içerir. Bu kapalılığın sağlanması için modellemede gereklidir.

Reynolds-averaged Navier Stokes (RANS) denklemleri sadece gerçek akış nitelikleri için transport denklemleri sunar. Eğer gerçek akış durgun ise, gelişmiş denklemler zaman türevlerini içermeyecektir. Ve kararlı çözüm ekonomik olarak elde edilebilecektir. Sayısal avantajı ise geçici durumlarda görülür. Reynolds-averaged

yaklaşımı genel olarak pratik mühendislik hesaplamaları için kullanılır ve Spalart Allmaras, $k-\epsilon$ ve onun türlerini, $k-w$ ve onun türlerini ve RSM modelleri kullanılır.

LES alternatif bir yaklaşım sağlar. Burada büyük girdaplar ‘filtered denklemler’ kullanılarak zamana bağlı benzetmelerle hesaplanır.

5.1.2 Spalart-Allmaras modeli

Spalart Allmaras tek eşitlik modelidir. Kinematik türbülans viskozite için modellenmiş transport denklemini çözer. Bu düzenlemeler göreceli olarak yeni bir tek eşitlik denklem sınıfıdır. Burada geniş ölçüde alakalı yerel kayma tabakası kalınlığını hesaplamak gerekli değildir. Spalart Allmaras modeli özellikle uzay uygulamaları için tasarlanmıştır. Ayrıca son zamanlarda turbo makine uygulamalarında da popülerlik kazanmaktadır.

Orjinal formunda Spalart Allmaras etkin olarak düşük Reynolds sayılı bir modeldir. Fluent’te bununla birlikte mesh çözünümlü yeteri kadar iyi olmadığı durumda Spalart Allmaras modeli duvar fonksiyonlarını kullanmak için uygulanır. Hassas türbülans akış hesaplamalarının kritik olmadığı yerde bu durum modeli en iyi seçim haline getirir. Daha da fazlası, duvar yakınındaki gradyanların taşınmış değişkenleri $k-\epsilon$ ve $k-w$ modellerindeki taşınmış değişkenlerden daha küçüktür. Bu da duvar yakınında katmansız ağlar kullanıldığı zaman nümerik hatalarda modeli daha az hassas yapar.

Uyarıcı bir not olarak; Spalart Allmaras modeli henüz yeni bir modeldir ve her tipteki kompleks mühendislik akış modellerine uygunluğuna ilişkin bir sav ileri sürülmemiştir.

5.1.3 Standart $k-w$ modeli

Fluentte standart $k-w$ modeli Wilcox $k-\epsilon$ modeline dayanır. Düşük Reynolds sayıları ve kayan akış yayılmaları için modifikasyonlar içerir. Wilcox modeli serbest kayan akış yayılım oranları için öngörülerde bulunur. Uzak girdaplar, karışık tabakalar ve yüzeyler ve radial jetlerde ölçümler için uygundur. Sonuçta duvar-sınır akışları ve serbest kayma akışlarına uygulanabilir. Türbülans viskozite hesaplama methodu, model sabitlerini hesaplama methodu ve diğer terimler her model için ayrıdır. Standart $k-w$ modelinin varyasyonu SST $k-w$ olarak adlandırılır ve fluentte kullanılmak için uygundur.

5.1.3.1 Shear-Stress Transport (SST) k- ω modeli

Shear-Stress Transport (SST) k- ω modeli Menter tarafından geliştirilmiştir. Bunu başarmak için k- ϵ modeli k- ω formülasyonu içinde dönüştürülmüştür. SST k- ω modeli standart k- ω modeli ile benzerdir yalnız aşağıdaki düzeltmeleri içerir;

- Standart k- ω modeli ve dönüştürülmüş k- ϵ modellerinin ikisinde karıştırılmış fonksiyonlarla çarpılmış ve iki model birlikte eklenmiştir.

- Modelin sabitleri farklıdır.

5.1.4 Realizable k- ϵ modeli

Realizable k- ϵ modeli yakın zamanlardaki geliştirmelerden biridir. Standart k- ϵ modelinden iki önemli şekilde ayrılır;

- Realizable k- ϵ modeli türbülans viskozite için yeni bir formülasyon içerir.

- Kayıp oranı ' ϵ ' için yeni bir transport denklemi elde edilmiştir.

'Realizable', modelin türbülans akış fiziğiyle uyumlu olarak reynolds gerilmeleri üzerinde kesin matematiksel koşulları sağlaması anlamına gelir. Ne standart k- ϵ modeli ne de RNG k- ϵ modeli realizable değildir.

Realizable k- ϵ modelin anlık faydası hem yüzeysel hem de dairesel jetin yayılma oranı için daha kesin tahminlerde bulunmasıdır. Ayrıca rotasyon içeren akışlar, güçlü basınç gradyenleri altındaki sınır tabakaları, ayrılma ve resirkülasyon içeren akışlar için üstün performans sağlar.

Hem realizable hem de RNG k- ϵ modelleri standart k- ϵ modeli üzerinde önemli gelişimler gösterir. (Güçlü akış çizgisi eğrileri, girdap ve rotasyonların olduğu özellikleri içeren akışta). Bu model henüz yeni olduğu için RNG modelinden hangi durumlarda daha üstün olduğu açık değildir.

Realizable k- ϵ modelin bir sınırlaması ise hesaplanan bölgenin hem rotasyon hem de sabit akış bölgesi içerdiği zamanki durumlarda modelin non-physical türbülans viskoziteler üretmesidir.

5.1.5 RNG k-ε modeli

RNG k-ε modeli renormalization grup teori olarak adlandırılan istatistiksel bir teknikle elde edilmiştir. Form olarak k-ε modeliyle benzerdir. Bununla birlikte bazı düzeltmeler içerir.

- RNG modeli ϵ denkleminde ilave terimler içerir.
- Türbülans üzerindeki girdapın etkisini ise RNG modeli kapsar. Girdaplı akışlar için doğruluğu arttırır.
- RNG teori türbülans prandatl numaraları için analitik formül sağlar. (k-ε modeli kullanıcının sağladığı sabit değerler kullanılıyorken).
- Standart k-ε modeli yüksek Reynolds sayılı bir modeldir. RNG teori düşük Reynolds sayı etkileri için hesaplanan efektif viskozite için analitik türetilmiş diferansiyel formül sağlar. Bu özelliği kullanmak etkilidir. Bununla birlikte duvara yakın bölgelerde davranışın uygunluğuna dayanır.

Bu özellikler RNG k-ε modeli geniş bir akış sınıfı için k-ε modelden daha net ve gerçekçi kılar.

5.1.6 Standart k-ε modeli

Türbülansın en basit ‘tam denkleminde’ iki denklem modeli, iki ayrı transport denkleminin çözümlerinde türbülans hız ve uzunluk ölçeğinin bağımsız tanımlanmasına izin verilmiştir. k-ε modeli fluentte bu sınıfa girmektedir ve pratik mühendislik akış hesaplamalarının en çok kullanılan modelidir. Launder ve Spalding tarafından tasarlanmıştır. Sağlamlık, ekonomiklik ve güvenilir hassasiyet endüstriyel akış ve ısı transfer simülasyonlarında geniş ölçüde türbülans akış için bu modelin popularitesini açıklar. Bu yarı-deneyimsel bir modeldir. Model denklemleri olgusal değerlendirmeler ve deneysellik üzerinden oluşturulmuştur. Standart k-ε modelin güçlü ve zayıf yanları bilinmekte ve geliştirmeler modelin performansını geliştirmek üzere yapılmaktadır. FLUENT’ te iki çeşidi kullanılabilmekte; RNG k-ε model ve realizable k-ε modeli.

5.1.7 Reynolds Stress modeli (RSM)

Reynolds Stress Modeli (RSM) FLUENT'in sağladığı en ayrıntılı türbülans modelidir. RSM, transport denklemleriyle kayıp oranı denklemlerinin Reynolds gerilmeleri için çözülmesiyle Reynolds-averaged Navier Stokes denklemlerine yaklaşır. Bunun anlamı 2D akış için ilaveten transport denklemi, 3D için ise 7 transport denkleminin çözülmesi gereklidir.

RSM akış kavisinin, girdapların, rotasyonların ve deformasyon hızındaki hızlı değişimlerin etkisini hesapladığı için, kompleks akışlarda doğru tahminler vermede mükemmel bir potansiyele sahiptir. Bununla birlikte RSM tahminlerinin doğruluğu, kabullerin Reynolds gerilmeleri için tam transport denklemlerine uygulanmasıyla sınırlandırılmıştır.

RSM her zaman her akış sınıfındaki basit modelleri destekleyen sonuçlar sağlamayabilir. Bununla birlikte akış özelliği Reynolds gerilmelerinde anizotropi sonuçları ile ilgili ise RSM mutlaka uygulanmalıdır. Örnekler arasında siklon akış, yanma odasındaki yüksek türbülanslı akış, rotasyonlu akış geçidi ve bacalardaki gerilmeli ikincil akışlar.

5.1.8 Les (Large Eddy Simulation) model

Büyük Reynolds sayılı türbülanslı akışların numerik hesaplaması için kullanılan bir methottur. 1970 yılında Deardorff tarafından bulunmuştur. Yanma, atmosferik sınır tabaka simülasyonları gibi geniş sayıda türde mühendislik çalışmaları için kullanılmaktadır. LES Navier Stokes denklemleri üzerinde çözüm ölçek uzunluk oranını düşürmek ve hesaplama maliyetini düşürmek için yürütülür.

Uygulama Navier Stokes denklemlerine küçük ölçekli çözümleri elimine etmek için uygulanır. Bu da simülasyonun hesaplama maliyetini düşürür. Gelişmiş denklemler dönüştürülür ve çözüm filtrelenmiş bir hız alanıdır.

Large eddy simulation methodu örneğin RANS methodundan daha iyi nitelikte (doğrulukta) büyük ölçekli akış alanlarını çözebilir. Ayrıca küçük ölçekli (ve çok maliyetli) çözümleri de modelleyebilir. Bunun aksine direkt numerical simulation (DNS) her ölçekte çözümü çözümleyebilir ancak karşılanması çok güç olan maliyetlere sebep olarak.

Bu özellikler geniş bir akış sınıfı için SST k-w modeli standart k-w modele göre daha kesin ve gerçekçi kılar.

5.1.9 v^2 -f modeli

v^2 -f modeli standart k- ϵ modeliyle çok benzerdir. Duvar yakını türbülans anizotropi ve yerel olmayan basınç etkileri de katılır. Bu genel olarak düşük Reynolds sayılı türbülans modelidir ve bütün katı yüzeyler için geçerlidir. Bununla birlikte model bağlı veya ortadan ayrılmış sınır tabakalar için geliştirilmiştir. Böylece model ayrılma baskısı altındaki akışları netlikle simüle eder.

Bu modelin ayırıcı özelliği girdap viskozite hesaplarında türbülans kinetik enerji k yerine hız ölçeği $\overline{v^2}$ 'nin kullanılmasıdır. $\overline{v^2}$ akış çizgilerine dik olan hız çalkantısı olarak düşünülebilir.

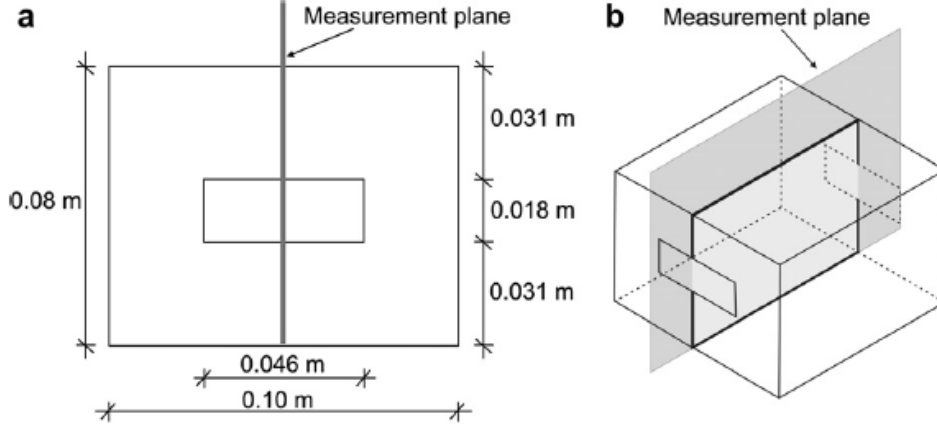
5.2 Uygun Türbülans Modelin Belirlenmesi

Türbülans modelin seçimi aşağıda özetlenen Ramponi R. ve Blocken B. 2011 çalışmasına dayanılarak yapılmıştır.

Bu makalede rüzgar içerikli karşılıklı havalandırma CFD simülasyonları için detaylı ve geniş hassasiyette analizler sağlanmıştır. Bu çalışma tamamiyle yalıtılmış bir bina için bir dizi 3D CFD kararlı RANS simülasyonları sunmaktadır. Simülasyonlar Karava tarafından gerçekleştirilen PIV ölçümleri ile detaylı rüzgar tünel deneylerine dayanarak ispatlanmıştır. Geniş ölçüde hesaplanır parametrelerin etkisi araştırılmıştır; atmosferik sınır tabakanın girişteki türbülans kinetik enerji profili, türbülans modeli, ayırıklaştırma şemalarının dereceleri ve iteratik yakınsama kriterleri.

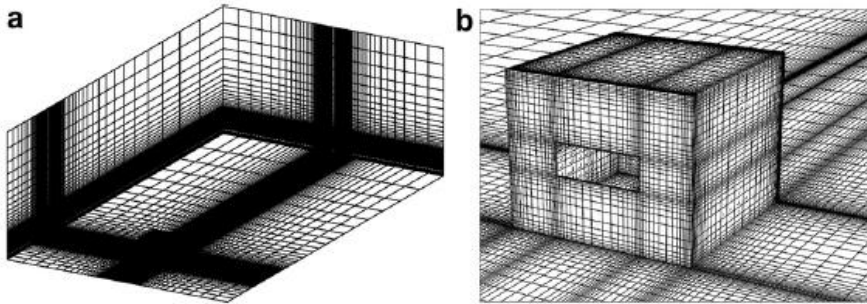
Concordia Üniversitesi Sınır Tabaka Rüzgar Tünelinde, Karava tarafından yürütülmüş genel yalıtımlı bina modeli için rüzgar nedenli karşılıklı havalandırmaya ait PIV ölçümleri detaylandırılmış. Açık çevrimli rüzgar tüneli 12 m uzunluğunda ve test alanı $1.8 \times 1.8 \text{ m}^2$ 'dir. Bina ölçüleri; tam ölçekli ölçüler $W \times D \times H = 20 \times 20 \times 16 \text{ m}^3$ 'ye bağlı olarak $W \times D \times H = 100 \times 100 \times 80 \text{ mm}^3$ olarak belirlenmiştir (indirgenmiş ölçü). Açıklıkların ölçüleri duvar boşluğu gibi belirtilmiş. Açıklık alanı duvar alanı arasındaki oran şeklinde tanımlanmış. Açıklıklar sabit 18 mm yüksekliğe (tam ölçüde 3.6 m) ve duvar boşluğunu 5, 10 ve %20 sağlayacak şekilde değişken genişliğe

sahiptir. Üç açıklık pozisyonu göz önüne alınmıştır. Altta, merkezde ve üstte olmak üzere; $h = 20 \text{ mm}$, 40 mm ve 57 mm . Şekil 1’de modelin boyutları gösterilmektedir.



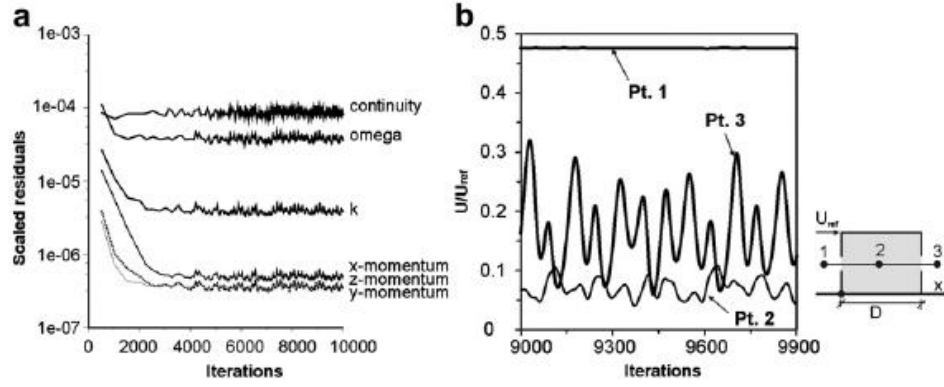
Şekil 5.1: Ölçeklendirilmiş modelin boyutları ve açıklık ölçüleri.

Hesaplanacak bölgenin ölçüleri Franke ve Tominaga’nın pratik prensiplerine dayanarak seçilmiştir. Sonuç olarak bölgenin ölçüleri $W \times D \times H = 0.9 \times 1.54 \times 0.48 \text{ m}^3$ (indirilmiş ölçüler). Tam ölçüde karşılığı $180 \times 308 \times 96 \text{ m}^3$ ’dür.



Şekil 5.2: a) Taban ağ perspektif görünüşü b) model yüzey ağ perspektif görünüşü.

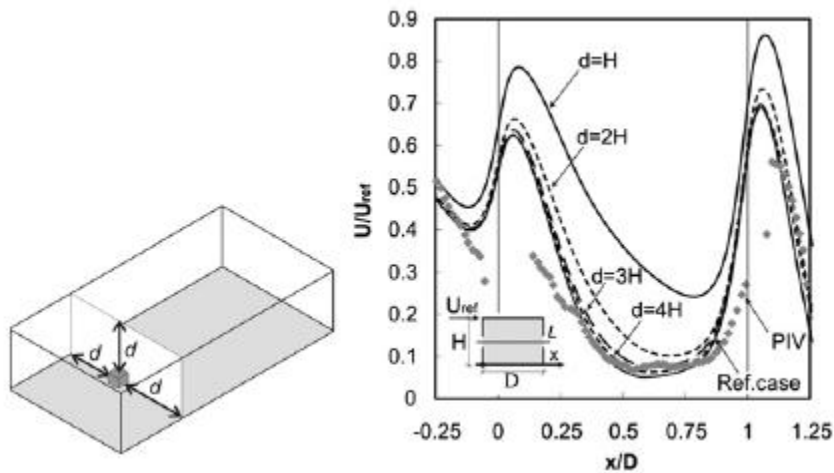
Model 575.247 hexahedral hücreye sahip. Simülasyonlar fluent CFD kodlarıyla gerçekleştirilmiştir. 3D kararlı RANS denklemleri i shear-stress transport (SST) k-w modelinin kombinasyonu ile çözülmüştür. Şekil 2 ağ yapısını göstermektedir.



Şekil 5.3: a) 10.000 iterasyonun üzerinde görüntülenmiş ölçeklenmiş artık değerler
b) Merkez boyunca belirlenmiş üç noktada 900 üzerinde iterasyon için akış rüzgar hız oranı.

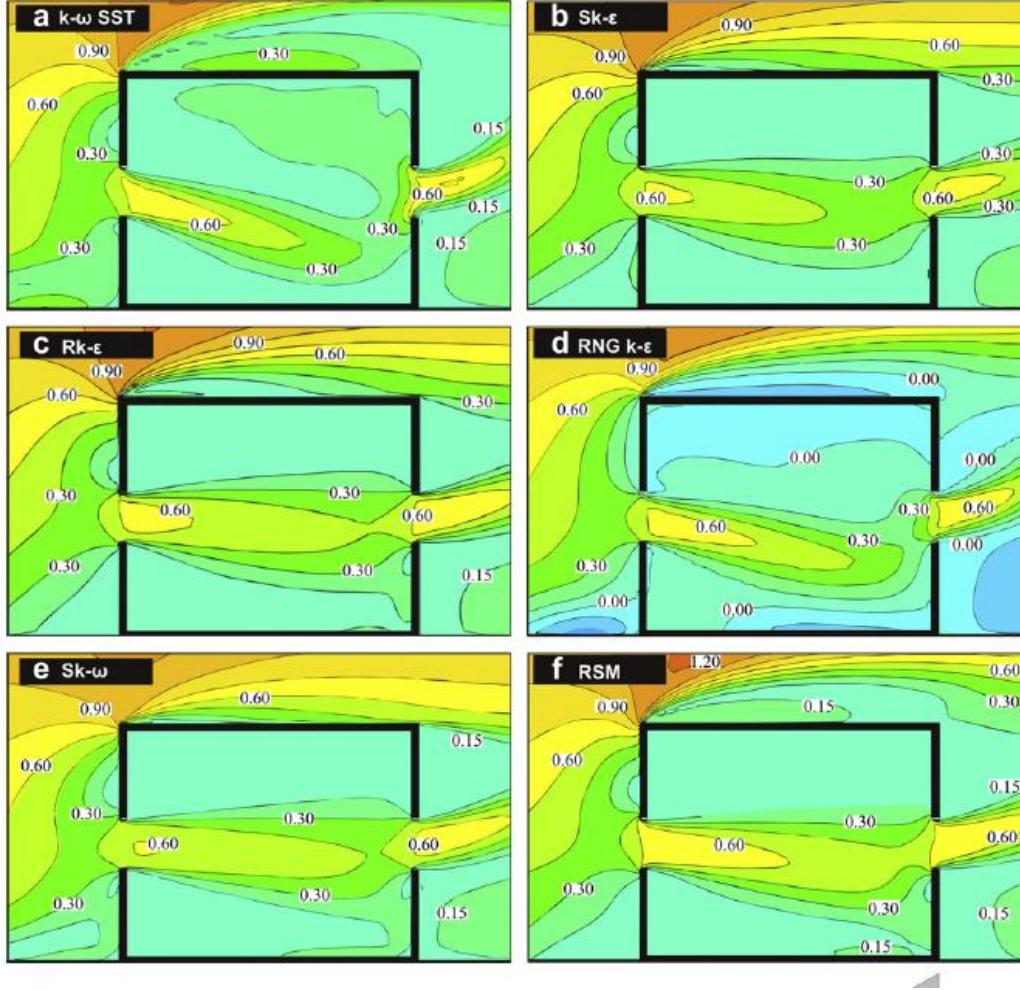
Şekil 5.3(b) akım yönündeki rüzgar hızı U 'nun referans rüzgar hızı U_{ref} ile lokal oranını üç noktada merkez doğrultusunda iki açıklığın orta noktasıyla bağlantı kurarak göstermektedir. Bu da gösteriyor ki rüzgar hızı 1 noktasında sabittir, 2 noktasında bazı dalgalanmalar göstermiştir, 3 noktasında ise çok geniş dalgalanmalar göstermiştir. Sonuç olarak bu sayfada 10.000 iterasyonun üzerinde salınımlı davranış izlenmiştir.

Hesaplanan bölgenin sadece yatay kesiti değişkenlik gösterir (yükseklik ve genişlik). Bina yüksekliği H olmakla birlikte üst ve alt akış boyları $3H$ ve $15H$ olarak sabit kalır. 'd' parametresi mesafeyle değişiklik gösterir. Bölgenin yüksekliği olan H_D $H_D = H + d$, genişliği $W_D = W + 2d$ olur, W binanın genişliği olmak üzere. Şekil 5.4 hassasiyet sonuçlarını göstermektedir.



Şekil 5.4: Hassasiyet analizi için CFD sonuçları (SST k-w modeli 575.247 hücre).

Şunu not etmek gerekir ki yazarın daha önceki çalışmalarında değindiği gibi iç kapı hava akış modellemesi için RNG k- ϵ modeli standart k- ϵ modeline kıyasla çok daha iyi bir performansa sahiptir. Bununla birlikte bu çalışmada SST k- ω modeli RNG k- ϵ modele göre daha üstündür. Şekil 5.5 SST k- ω modelin referans kabul edilerek elde edilen analiz sonuçlarını göstermektedir.



Şekil 5.5: Dikey yüzeyde rüzgar hızı üzerinde türbülans modelin etkisi. Referans SST k- ω .

6.HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (CFD)

CFD mühendisliğin birçok alanında kullanılmaktadır (Durani 2011). Elde edilmesi uzun zamanlar alan veya farklı çözüm yolları mevcut olan problemlere çözümler sunmaktadır. CFD'nin başarı sebebi numerik analiz ve modelleme hesaplama gücündeki hızlı artıştan dolayıdır.

CFD genellikle Navier-Stokes denklemlerine numerik çözümler sunar. Bununla birlikte akışı moleküler seviyede ele almak ve bu noktada özellikler elde etmek mümkündür.

Navier- Stokes denklemlerine dayanan methodlar olabildiğince göz önüne alındığında; denklemlerin nümerik çözümleri (DNS), denklemlerin ortalama zamanlı çözümü (RANS) ve bu iki method arasında uzanan geniş girdap simülasyonu (LES).

6.1 CFD'nin Doğal Havalandırmadaki Başlıca Uygulamaları

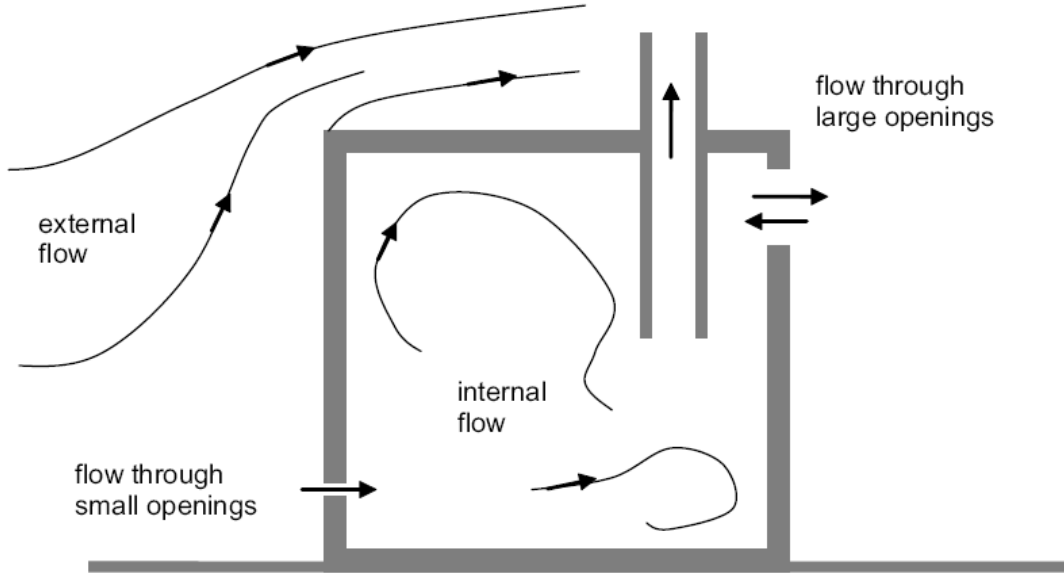
Doğal havalandırılmalı binaların tasarımında başlıca CFD uygulamalarının aşamaları aşağıdaki gibidir;

- a. Bina ve odalardaki hız ve sıcaklık alanları,
- b. Zarf akışlarının hesaplanması,
- c. Yüzey rüzgar basınç dağılımlarının hesaplanması,
- d. Bütün alan hesaplamaları, örneğin; ilk üç maddenin kombinasyonu,
- e. Açıklıkların akış karakteristiklerinin hesaplanması,

Mekanik havalandırma için (a) uygulaması sınır şartlarıyla belirlenmiş zarf akışları için esas maddedir. Doğal havalandırma için zarf akışlarının hesaplandığı daha zahmetli bir yaklaşım istenilebilir. Örneğin bütün alan hesaplamaları gerçekleştirilmelidir. (c) ve (e) uygulamaları daha az istenen uygulamalardır ve ağırlıklı olarak zarf akış modellerine bilgi sağlamak için kullanılır.

6.2 Doğal Havalandırma Tasarımında Akış İlişkileri

Daha önce bahsettiğimiz gibi doğal havalandırmada laminar, geçiş, türbülans, kararlı, kararsız ve bunların çeşitli kombinasyonu olan akışlarla karşılaşırız. Aşağıdaki şekil üç basit akışla alakalıdır; dış akış, açıklıklar doğrultusundaki akış ve iç akış olmak üzere.



Şekil 6.1: Doğal havalandırmadaki akış şekilleri.

Dış rüzgar akışı genelde türbülanstır ve genellikle üniform sıcaklıkta alınır. Örneğin binalar üzerindeki ısı alışverişi ihmal edilir. 15 ile 30 dakika arasındaki zaman periyotları için türbülans statik olarak durağan kabul edilir. Çok geniş türbülans ölçekleri için, rüzgar yönü değişimlerinde ortaya çıkan, durağanlık kabulü geçerli olmayabilir.

Küçük açıklıklar doğrultusundaki akışlar laminar, geçiş veya tam türbülans olabilir. Sadece kaldırma kuvveti etkisi altında ve laboratuvar testlerinde, akış kararlı olacaktır ancak rüzgar meydana çıkınca girişteki ve çıkıştaki çalkantı sınır şartlarından dolayı akış kararsız olacaktır. Bu ifadeler geniş açıklıklara uygulanırsa, açıklıkların boyutları ve buna bağlı yüksek reynolds sayıları dışında, geçiş ya da baskın türbülans akışı belirir. Keskin köşeli açıklıklarda akış keskin köşelerdeki ayrılmalarla yönetilir. İç bölmedeki akışlar farklı kısımlarda geniş oranda akış tipini içerir; laminar, geçiş ve türbülans kayma tabakaları; akış ayrılmaları ve girdap saçılmaları, yüksek akış kavisleri, düşük hızlar ve buna bağlı olarak düşük reynolds sayıları.

6.3 Doğal Havalandırmayla İlgili Zorluklar

Binaların geniş boyutları bu zorluklardan biridir (üç boyutlu doğaları). Geniş sayıda hücrelerin gereksinimleriyle uyumlu olarak, kullanılabilir hafızayı aşan veya kabul edilir olmayan uzun proses süreçleri bunun getirileridir. Hesaplama gücündeki gelişmeler tabii ki bu zorlukları azaltacaktır. Bunu gerçekleştirebilmek için daha farklı yollar da mevcuttur. Birinci yaklaşım mümkün olan yerlerde simetrisinin kullanılmasıdır. Böylece akışın sadece simetrik kısmı hesaplanır. Diğer bir yaklaşım ise akışın iki boyutlu kabul edilmesidir. Bu kesinlikle gerekli hücre sayısını azaltır. Ama genellikle çok az oda ya da bina iki boyutlu olarak sınıflandırılabilir. Binaların odalara ayrılması ve iç akışın bağımsız kabul edilmesi, odaların yalıtılması durumunda haklı bir seçenektir. Bu durum mekanik havalandırmalı binalarda doğal havalandırmalı binalara göre daha kabul edilebilir bir durumdur.

İç akış için kaldırma kuvvetinin önemi birçok zorluk içermektedir. Çünkü belirlemesi çok zor olan ısı sınır şartlarını içermektedir. Radyasyon içerip içermemesi de soruları artırmaktadır. Bununla birlikte problemleri yakınsayan çözümlere yönlendiren bulgular da mevcuttur. Daha da fazlası doğal havalandırma da karşılaşılan hızlar, düşük Reynolds sayıları ve buna bağlı olarak geçiş türbülans simülasyonlarıyla alakadar zorluklara neden olacak kadar küçük olabilir.

6.4 Kararlı ve Kararsız Akışlar

Kararlı akışlar basınç ve hızların zamana göre değişmediği akışlardır ve zamana göre değişim oranı 'sıfır' olan akışlardır. Bu tarz akışlar doğal havalandırmada görülür. Tamamen kararlı akış için sınır şartları kararlı olmalıdır ve türbülansa geçiş ve girdap dağılması gibi kararsızlık üretimleri olmamak zorundadır. Muhtemeldir ki havalandırma da kararlı akış; akışın yalnızca kaldırma kuvveti etkisinde küçük açıklıklar doğrultusunda olduğu zaman ve Reynolds sayısı türbülansa geçişe imkan vermeyecek kadar küçük olduğu zaman gözlenir.

Herhangi bir akış belirli zamanlarda belirlenmiş başlangıç koşulundan gelişir. Eğer sınır şartları sabit kalırsa, akış denge şartlarına ulaşır. Bu noktada ortalama niceliksel değişim oranı sıfır'a eğilimlidir. Bu tabii ki akışın tam anlamıyla kararlı olduğu anlamına gelmez. Buna başlıca örnek kararlı türbülans akışı verilebilir. Nitelikler

zamanla çalkantı gösterir fakat ortalama değerleri sabittir. Periyodik akışlarda bu gruba girer. Zamana bağlı denklemlerin olmamasından dolayı kararlı denklemlerin çözümlerinin zorlukları daha azdır. Bu türbölans akışları için kullanılan RANS denklemleri için esastır. RANS yaklaşımı kararlı durumun başlangıç şartlarından bağımsız olduğunu kabul eder.

Sözde kararlı akışlarda ise sınır şartları zamanla yavaş yavaş değişir. Bu niceliklerin değişim oranı bütün zamanlarda kararlı denklemlerin uygulanabilmesi için yeterli küçüklüktedir. Akış bir kararlı durumdan diğerine çok yavaş değişir. Geçiş akışı ise bir denge şartından diğerine değişir. Bu değişimler sırasında zamana bağlı değişim ihmal edilebilir de edilmeyebilir de. Bu değişimi zorlayan sınır şartlarına bağlıdır. Eğer bir grup sınır şartından diğerine basamak basamak değişim söz konusu ise, sözde kararlı akış denklemleri geçerli olmayacaktır.

6.5 CFD'nin Esasları

CFD kodları geniş alanlarda kullanılmaktadır (Asfour, 2007). Birçok yazılım paketi üç sınırlayıcı kısım içerir; ön işlemci, çözücü, son işlemci. Ön işlemci kullanıcı çözüm için sınır şartları koymuştur. Hesaplanan bölgenin, grid ve hücre sayısının belirlenmesini içerir. Hücre sayısı basit durumlar için örneğin küçük odalar gibi 10000 civarında ve büyük binalar için 1000000 civarında olacaktır. Çözücü numerik çözümü gerçekleştirir. Bu bir iteratif prosedürdür ve kabul edilebilir bir yakınsama elde edilinceye kadar sürer. Çözüm zamanları sınır şartlarının kompleksliğine, hücre sayılarına ve bilgisayarın kapasitesine bağlı olarak birkaç saatten birkaç aya kadar değişebilir. Son işlemci ise çözümlerin uygun ve erişilebilir bir şekilde sunulduğu kısımdır. Son işlemci ayrıca hesaplanmış hız alanından miktarları hesaplayabilir. Örneğin; termal konfor ve ömür gibi.

Çözücünün amacı çok geniş sayıda cebirsel denkleme çözüm elde etmektir. Geniş sayıda hücrelere bölünen akışlar ve kısmi diferansiyel denklemin ayrıklaştırmasını içerir. Ayrıklaştırma esas anlamıyla değişim oranlarının değişkenlerin lokal değerleriyle terimsel olarak ifade edilmesidir. CFD' de üç çeşit ayrıklaştırma methodu mevcuttur. Bunlar; sınırlı hacim, sınırlı eleman ve sınırlı farktır. En genel method sınırlı hacim methodudur. Bu method grid seçiminde esnektir. Korunum ilkesi küçük hücrelere uygulanır ve sonuç denklemlerini ayrıklaştırır. Korunum denklemleri esas olarak geçiş denklemlerinin sürdürölmesi için kullanılır. Sınırlı fark

metodu geçiş denklemlerinin ayrıklaştırmasını karşılar. Bu method grid geometrisi üzerinde kısıtlamalar koyar. Bu üç methodla birlikte türevlerin değerlendirilmesi daha hassas hale gelir. Grid aralığı azalır ve aralarındaki fark en aza iner.

6.6 Modelleme Süreçleri

6.6.1 Hesaplanan alan ve ağ (grid)

Daha önce bahsedildiği şekilde birçok CFD sınırlı hacim methoduna dayanır ve devamındaki durumlar bununla ilişkilidir. Hesaplanacak bölgenin seçimi ve ilgili ağ sonuçların hesaplanmasında çok önemlidir. Bireysel hücrelerin boyutları ve konumlandırması problem teşkil etmez. Genel anlamda konuşulursa, gridlerin yoğunluğu yüksek uzaysal gradyenlerin bölgesinde daha geniş olma ihtiyacı duyar.

Çeşitli tiplerde gridler mevcuttur. Yapılandırılmış, yapılandırılmamış ve uyarlanabilir gridler.

Doğal havalandırma iki önemli bölge ile ilişkilidir; i ve dış bölgeler. Birlikte alındıklarında bölge bütün alanın hesaplanmasını kapsar. Dış bölge yeterince büyük olmalıdır ve nominal olarak sonuçlar boyutları ve sınır şartlarından bağımsızdır. Rüzgar içerdiği zaman dış bölge sadece kaldırma kuvveti olduğu durum için gerekenden daha büyüktür.

Önemli bir parametre bölgedeki hücrelerin sayısıdır. Bu durum gerekli hafızada ve CPU zamanında direk etkilidir. Verilen bir bölge boyutu için hücrelerin sayısı grid boyutunu tanımlar. Yakınsama ve hassasiyet için önemlidir.

6.6.2 Sınır şartları

Sınır şartları CFD hesaplamalarının hassasiyetinin temelini oluşturur. Daha açık bir ifadeyle havalandırma tasarımı için CFD çözümünün belirsizliği belirlenebilmiş sınır şartlarıyla birlikte hassasiyetle tanımlanabilir.

6.7 CFD özümleme

Fluent 6.0 programı geniş çapta kullanılan kullanılan CFD kodlarından biridir. Bu alışma için de faydalanılmıştır. Gambit 1.3 önişlemcisi model geometrisini tanımlamak için kullanılmıştır. Aslında oda havalandırma problemlerinde iki boyutlu modelleme akışın gerçek simölasyon sonuçlarını vermememektedir. Akış karakteristiği, akış ayrılması gibi durumlar gözlenememektedir. Bu yüzden bu

Çalışmada üç boyutlu modelleme tercih edilmiştir. Bununla birlikte bu tercihin dezavantajı yakınsayan çözümün elde edilmesi için gerekli sürenin oldukça fazla artmasıdır.

Sınır şartları Gambit programında tanımlanmıştır. Giriş hızları ve basınç farkları bölgenin çözümü için kullanılmıştır. Modellenen yapılarda akış davranışını tahmin edebilmek için CFD hesaplama ağları oluşturulmuştur. Ağ oluşturma çözüm bölgesini küçük hücrelere bölerek, bilgisayarın işlemci yeteneğiyle akış davranışını tahmin etmektedir. Bu altıgen veya dörtgen gibi farklı tipteki ağlar kullanılarak gerçekleştirilebilmektedir.

Bu hücre ya da hacimler için üç boyutlu modellemede, Ansys Fluent 12 yazılımı üç temel korunum denklemini çözmektedir. Bunlar; kütle, momentum ve enerji denklemleridir.

Bu hesaplamaları gerçekleştirmek için uygun bir matematiksel model çözüm bölgesine uygulanır. Modellerdeki akışların pek çoğunun problemi akışın türbülanslı olmasındandır. Sonuçta türbülans modelin tanımlanması taşınım denklemlerinin çözülmesi için gereklidir. Bu çalışmada SST k- ω modeli bu amaçla kullanılmıştır. Çünkü baz alınan çalışmalar bu modelin gelişmişliğini ve güvenilir olduğunu göstermiştir. Türbülans karakteristiği türbülans yoğunluğu ve uzunluk ölçü seçeneği (Reynolds sayısı ve giriş ölçülerine dayanır.) kullanılarak belirtilmiştir.

Oluşturulan modeller giriş ve çıkış açıklıklarına sahiptir. Fluent 12 programında bu durum girişteki hava hız büyüklüğünün tanımlanmasını gerektirir. Hava hız büyüklüğü yüksekliğe bağlı olarak değişim göstermektedir. Diğer sınır şartı olan basınç farkı ise hava hızı ve aynı zamanda yüksekliğe bağlı olarak değişim göstermektedir.

Çözüm süreci için iterasyon sayıları kullanıcı tarafından belirlenir. Bu iterasyon sürecinde hız, süreklilik ve türbülans parametreleri sürekli güncellenir. Güvenli hata toleransı sağlandığında yakınsama başarılmış olur. Birçok farklı sonuç verisi bu programla elde edilebilir. Bu da akış oranları ve hava hız büyüklük kontörlerini içerir (Allocca 2011).

6.8 Numerik Metot Sonuçları

Son zamanlardaki araştırmalarda computational fluid dynamics (CFD) gibi numerik teknikler kullanılmakta. Metot modelleri türbülans akışın simülasyonunda kullandığı için, bu durum bazı belirsizlikleri beraberinde getirir ve sonuçlarda tamamiyle emniyet sağlamak için model deneysel bir çalışmayla doğrulama gerektirir.

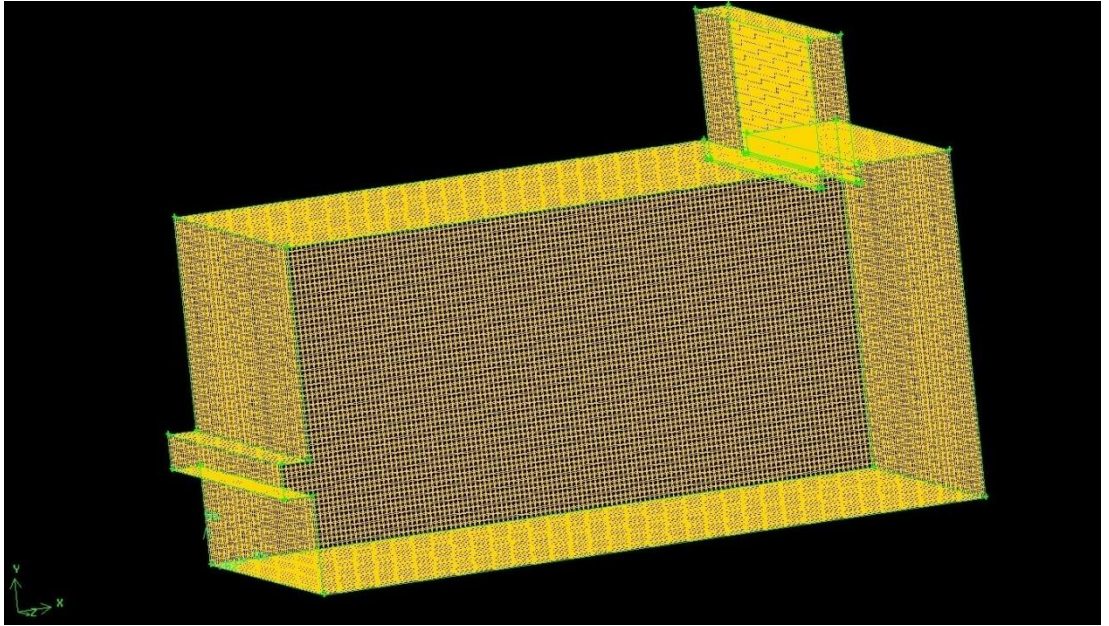
CFD, denklemleri sonlu hacim methodunu kullanarak diskritizasyonla çözer. Gelişmiş akış denklemleri, numerik olarak çözülebilir cebirsel denklemlere dönüştürülür.

6.8.1 Çözüm araçları

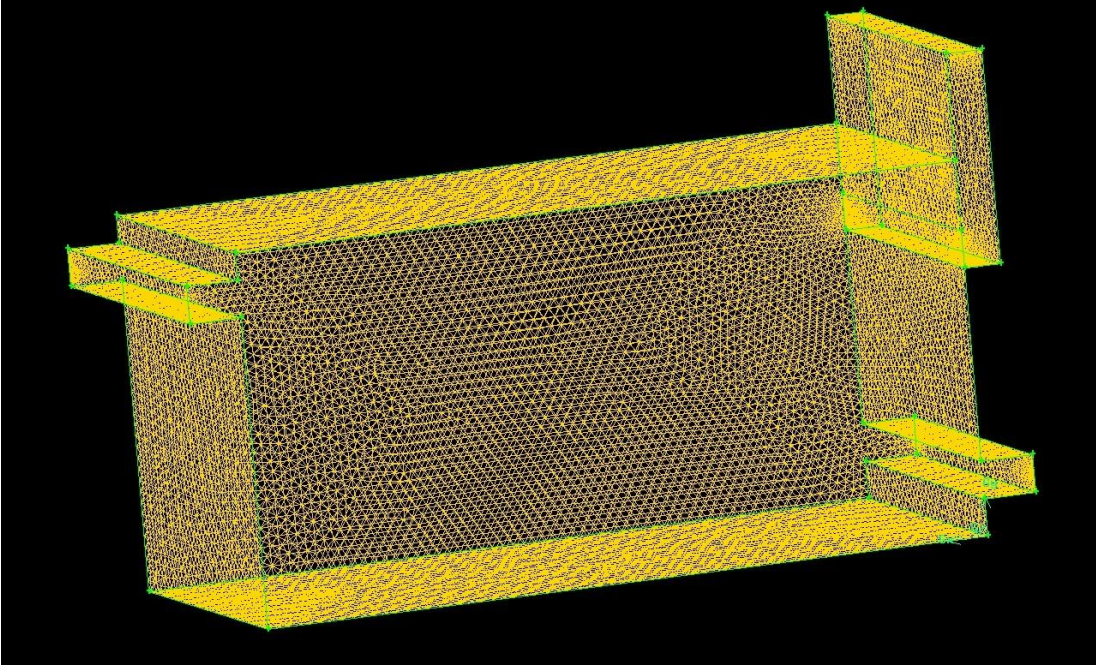
3D kararlı RANS denklemlerini çözmek için shear stress transport (SST) k-w türbülans modeliyle ANSYS FLUENT 12 kodları kullanılmıştır.

6.8.2 Ağ yapısı

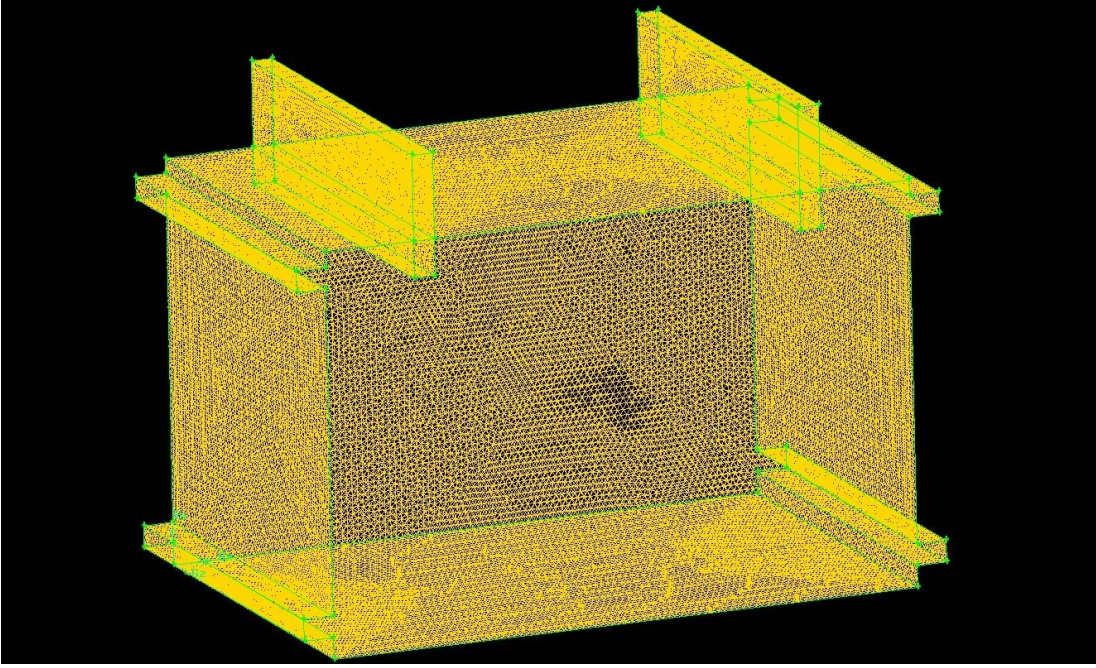
Modeller üzerindeki ağ (mesh) dağılımları şekil 6.2-6.5 üzerinde gösterilmiştir. Hücre yapıları hexahedraldir. Birinci model için toplam hücre sayısı 701120'dir. İkinci model için 1987800, üçüncü model için 1261292, dördüncü model için ise 1304344'dür. Sonuçlara göre ağ hassasiyetinin en yoğun olduğu bölgeler, giriş ve çıkış açıklıkları ile baca açıklıklarıdır.



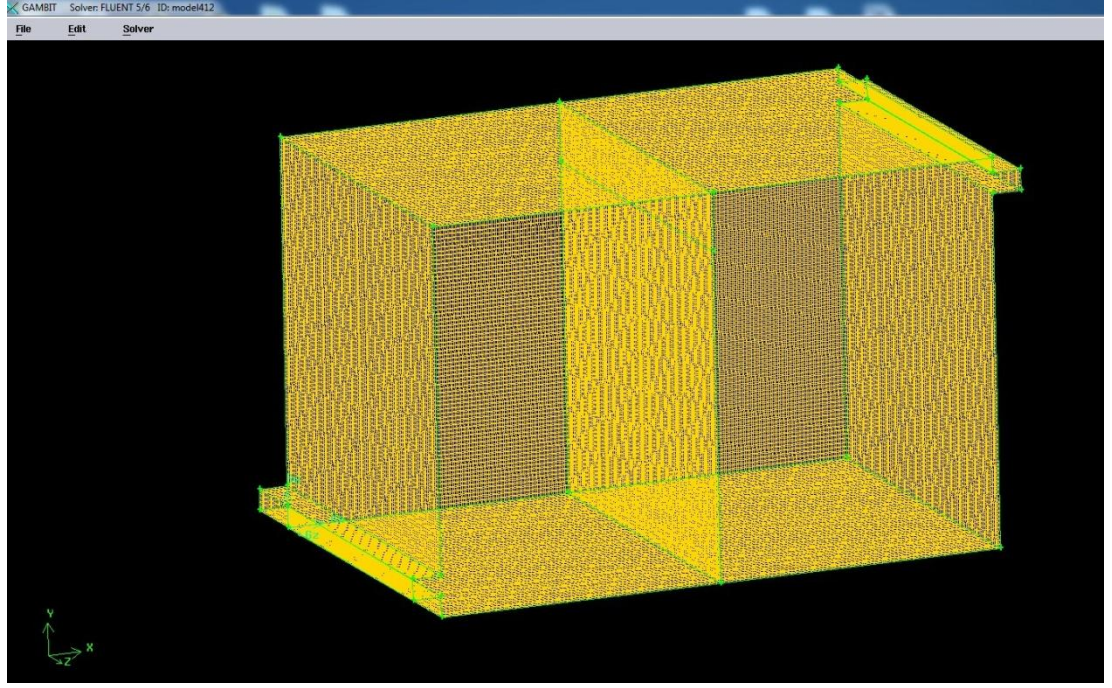
Şekil 6.2: Model 1 ağ yapısı görünüşü.



Şekil 6.3: Model 2 ağ yapısı görünüşü.



Şekil 6.4: Model 3 ağ yapısı görünüşü.



Şekil 6.5: Model 4 ağ yapısı görünüşü.

6.8.3 Akış hız dağılım sonuçları

Rüzgar hız ve yönünün dinamik doğasından ötürü rüzgar sınır şartlarının getirileri yüksek bir belirsizliktedir (Murakamı,1988). Bu yüzden içerideki sonuçlar üzerinde sınır şartlarının etkisini belirleyebilmek matematiksel yaklaşımla parametrik çalışmalar gerektirir. Bu çalışma da dış rüzgar hızı sabit değer $V= 2.6$ m/s olarak kabul edilip basınç farkına olan sabit etkisi göz önünde bulundurularak sonuçlarda etkisi her modelin geometrik özelliklerine ve buna bağlı C_p sayısına karesi ifadesiyle çarpım şeklinde ilave olarak sonuçlara yansımıştır.

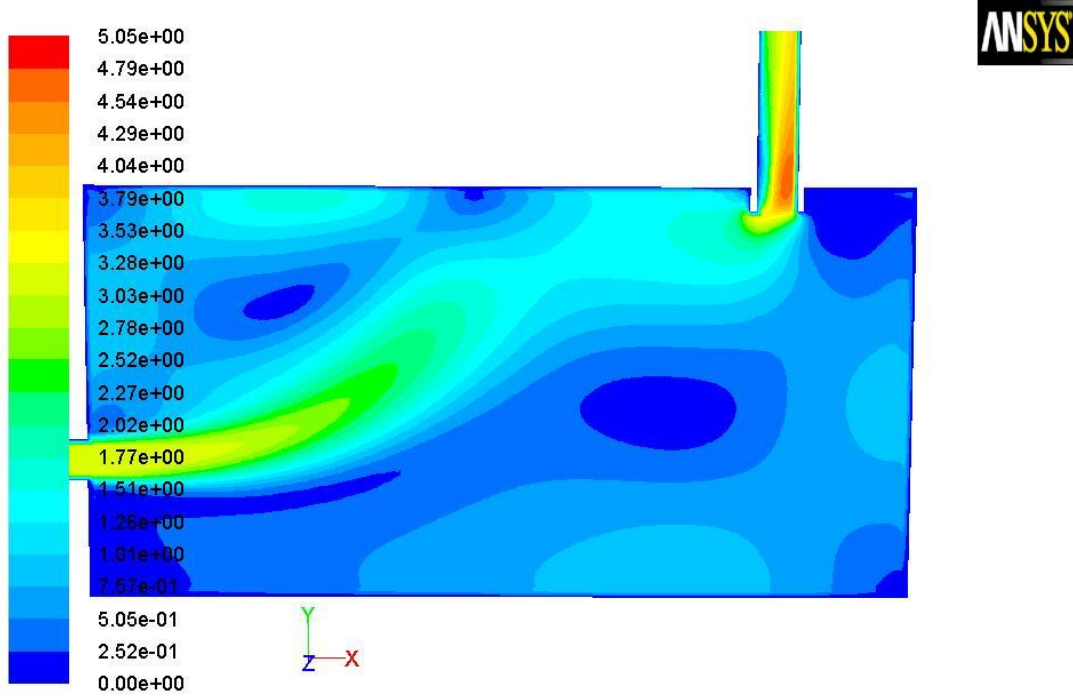
Hız alanı iç hava kalitesinden önemli derece de sorumludur. Diğer bir önemli faktör de kaynağın pozisyonu ve türüdür. Hava kalitesi için daha genel bir işaret boşluktaki dağıtım yaşıdır. Örneğin havanın boşluğa girmesinden sonra geçen zaman gibi. Bu yalnızca hız alanıyla tanımlanır.

Birinci model için hesaplanan bölgede giriş akışı $h= 3.3$ m yükseklikte, çıkış akışı ise $h=4.8$ m yükseklikte tanımlanmıştır. En sık aralıklı ağlar bu iki bölge için oluşturulmuştur. Şekil 6.6 SST k-w türbülans modeliyle elde edilmiş gerçek hız büyüklük vektörlerini göstermektedir. Giriş bölgesindeki hız vektörleri üzerinde yerçekiminin etkisi baskın olmakla birlikte çıkış bölgesine doğru rüzgar hızı ve basınç farkının oluşturduğu çekim gücüyle geri sirkülasyonun meydana geldiği gözlemlenmiştir. Rüzgar basınçları yüksek seviyelerde negatif olma eğilimindedir.

Sonuçta zarf doğrultusunda yukarı doğru akışa neden olmaktadır. Benzer olarak binalarda genel olarak iç sıcaklıklar dış sıcaklıklara göre yüksektir. Bu da aynı şekilde yukarı doğru akışa neden olur. Giriş bölgesinden sonra akım aşağıya doğru meyillenmekte, yükselerek baca alanına giren hava negatif basınç etkisiyle ters yönde hareketlenmektedir. En yüksek hız değerleri baca çıkışında gözlemlenmiş, akış giriş hızları ise çıkışa göre küçük farklılıklar göstermiştir. İki açıklık arasındaki alanda ise giriş açıklığından ilerleyen akışın mesafeyle hızını kaybettiği, baca alanına girmeyen bölgelerde stabilleştiği gözlemlenmiştir. Giriş debisi $1.099018 \text{ m}^3/\text{s}$ ve çıkış debisi ise $0.80 \text{ m}^3/\text{s}$ analitik olarak hesaplanmıştır. Bu değerler model içerisindeki akışın dengeli bir sirkülasyon içerisinde olduğunu göstermiştir. İç hava hareketi konfor açısından önemli olduğu için direk önemlidir. Isıtma sezonunda soğuk taslaklar kararsızlığa neden olur. Konfor şartları açısından model incelendiğinde çizelge 6.1'e bağlı olarak; akışın giriş yüksekliği 0.35 m 'ye karşılık gelen hız 2.52 civarındadır. Bu yükseklik değerinin bireyin ayaklarına denk geldiği düşünülürse hava hızı aşağıdaki tabloya göre bireyin konforu açısından oldukça yüksek değerlerdedir. Orta alanlar ise konfor şartlarına daha uygun, çıkışa doğru ulaşılan değerler ise konfor şartlarını tamamen bozmaktadır.

Hava hızı m/s	Bireyler tarafından gösterilen tepki	Uygulama alanı
0-0.1 m/s	Tepki genellikle olumsuz niteliktedir. Havanın durgun olduğu ve boğulma hissinin duyulduğu söylenir.	Bu aralıktaki hız değerleri ender hallerde kullanılır.
0.1-0.2 m/s	Tepki olumlu niteliktedir.	Bu hız sınırları konfor ikliması amaçlı iklimlendirme tesislerinde kullanılır.
0.2-0.3 m/s	Tepki oturan insanlar için olumsuz, duran veya yavaş hareket eden insanlar için olumludur.	Söz konusu hız değerleri, mağazalar, bankalar ve kamu yapısı gibi tesislerde konfor ikliması alanında kullanılır.
> 0.3 m/s	Tepki olumsuz niteliktedir. Hava akımlarından dolayı rahatsızlık hissi duyulur.	Bu sınırdan büyük olan hız değerleri endüstriyel iklimlendirme tesislerinde kullanılır.

Çizelge 6.1: Ortam hava hızının konfor şartlarına etkisi.

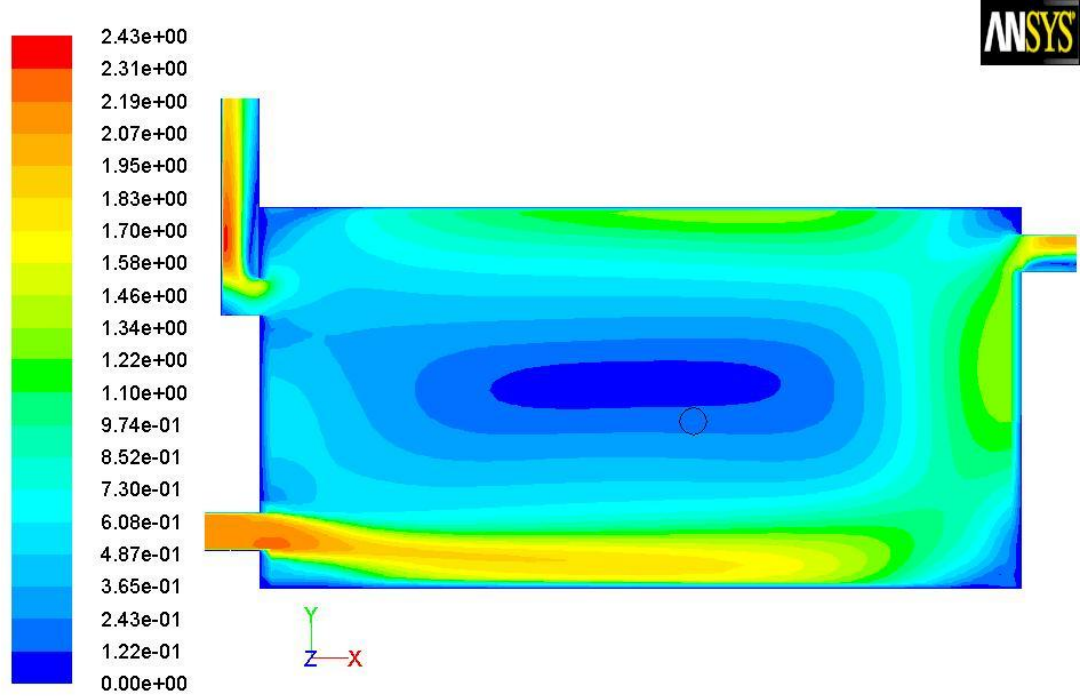


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

Mar 13, 2013
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, RSM)

Şekil 6.6: Model 1 hız analizi sonucu.

İkinci modele ait akış giriş açıklığı yüksekliği $z_1 = 0,35$ m yüksekliktedir (şekil 6.7). Modelin çıkış için bir baca ve bir çıkış açıklığı mevcuttur. Baca yüksekliği $z_3 = 2.5$ m yükseklikte ve çıkış açıklık yüksekliği $z_2 = 2.9$ m yüksekliktedir. Hız vektörleri sonuçlarına bakıldığında giriş hızının oldukça yüksek olduğu ve uzun mesafelerde bu hızı koruduğu görülmüştür. Burada en büyük etken çıkış açıklık ve bacasının giriş açıklığından uzak mesafelerde kalmasıdır. Giren akış böylece eksi basınç alanına ileri mesafelerde girmekte, çıkış alanının etkisine girince de hızlanarak çıkmaktadır. Çıkış açıklığı ve baca arasındaki ortalama mesafede iki açıklık etkisinde kalan akışta hızlanma görülmüştür. Baca çıkış hızları da oldukça yüksek seviyelerdedir. Konfor şartları açısından değerlendirildiğinde sadece orta alanın konforlu bir ortam sağladığı gözlemlenmiştir. 0.35 m yüksekliğe denk gelen alt kısımda hızlar oldukça yüksek seviyelerdedir. Bu da konfor açısından istenmeyen bir durumdur. Akış debileri arasında olumlu bir denge mevcuttur. Giren akış debisi $1.365 \text{ m}^3/\text{s}$ çıkan akış debileri ise $-0.427 \text{ m}^3/\text{s}$ ve $-0.406 \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir. Toplamları göz önüne alındığında sirkülasyonun dengeli olduğu gözlenmektedir.

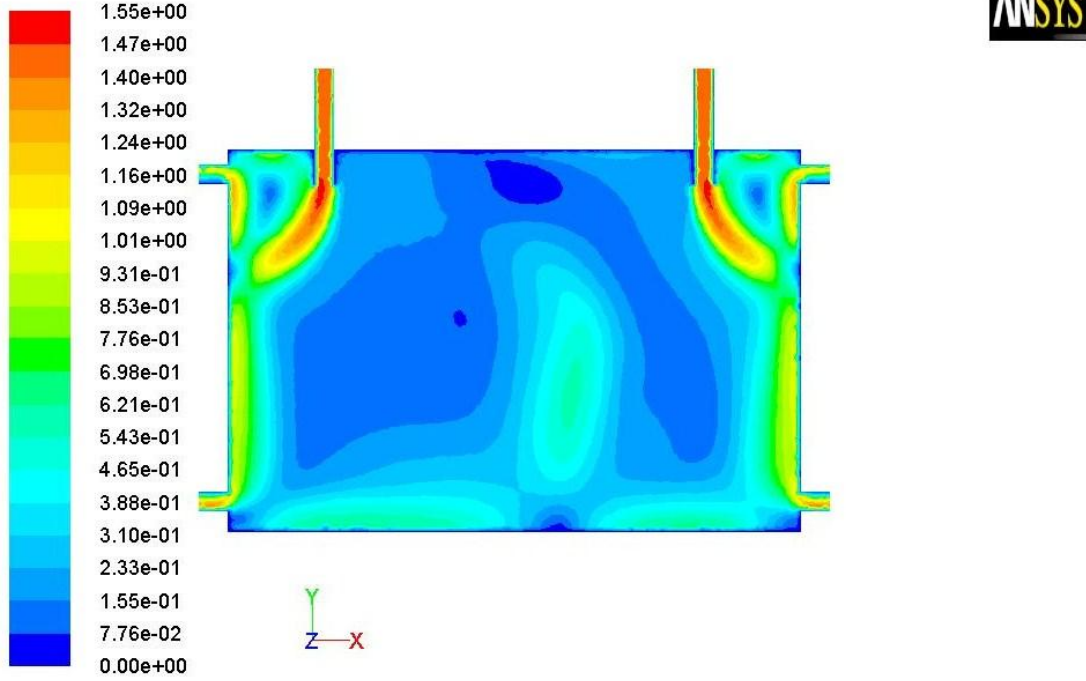


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 02, 2013
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, sstk)

Şekil 6.7: Model 2 hızı analizi sonucu.

Üçüncü modelde üstten havalandırma methoduyla model içerisinde akış sağlanmıştır (şekil 6.8). Üstteki iki baca ve açıklıktan giren akış alttaki iki çıkış açıklığıyla dengelenmektedir. Üstteki bacalardan giriş yapan akış yerçekiminin de etkisiyle oldukça yüksek hızlardadır. Giriş baca ve açıklıklarından giren akışlar belirgin bir dağılmaya uğramadan çıkış açıklıklarına doğru yönelmişlerdir. Buradaki en büyük etken açıklıklar arasında x doğrultusunda ki mesafenin küçük tutulmasıdır. Akış dağılabileceği bir ortam fırsatı bulamamaktadır. Direk çıkış yollarına girmektedir. Akış debileri arasında olumlu bir denge vardır. Giren akış debileri birinci açıklık için $0.37 \text{ m}^3/\text{s}$, ikinci açıklık için $0.37 \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir. Çıkış akış debileri ise bir üçüncü açıklık için $-0.128 \text{ m}^3/\text{s}$, iki ve dördüncü açıklık için $-0.228 \text{ m}^3/\text{s}$ 'dir. Bu değerler sirkülasyonun dengeli olduğunu göstermiştir. Konfor şartları açısından değerlendirildiğinde açıklıklar arasında kalan bölgelerdeki hız değerlerinin konforlu hissettiren hız değerleri $0,1$ ve $0,2 \text{ m/s}$ aralığını sağladığı gözlemlenmiştir.

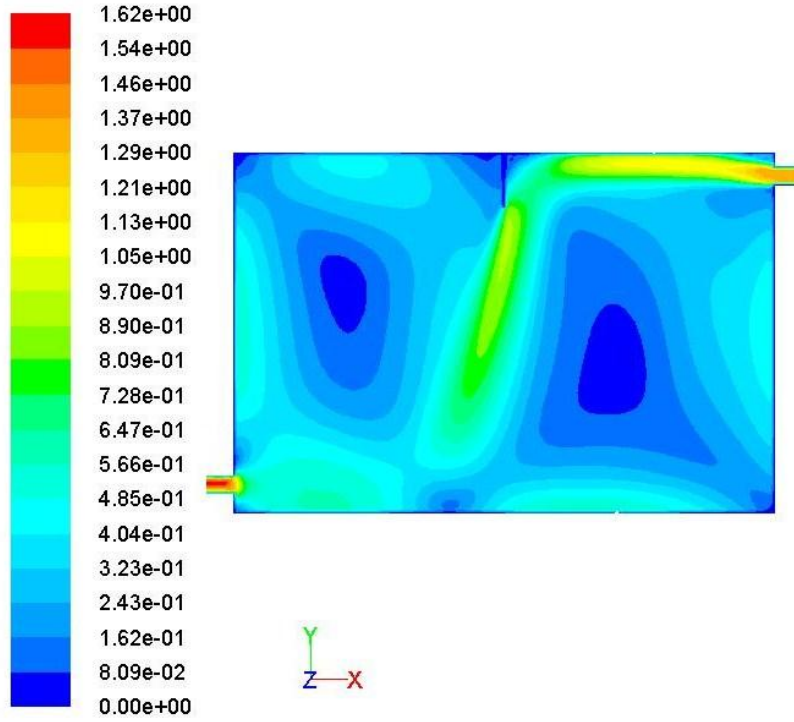


Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 02, 2013
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, sstk)

Şekil 6.8: Model 3 hız analizi sonucu.

Dördüncü modelde giriş ve çıkış açıklıkları arasına ara bir kesit yerleştirilmiştir. Bu kesite çarpan akış yön değiştirmektedir. Böylece burada da akış sirkülasyonu sağlanmıştır. Giriş açıklığı $z_1 = 0.35$ m yüksekliktedir. Çıkış açıklığı ise $z_2 = 6$ m yüksekliktedir. Engel yüksekliği ise $z_3 = 5.6$ 'dir. Giriş açıklığından giren akış kısa mesafede hızını kaybetmektedir. Yükselen akıştan ise kesitin çıkış tarafında olanlar negatif basıncın etkisiyle hız kazanmakta ve çıkış noktasına doğru maksimum hıza ulaşmaktadır. Hız değerleri bazı bölgelerde konfor değerlerini sağlasa da genel olarak dağınık hız dağılımından dolayı model içerisinde konfor şartları sağlanamamıştır.



Contours of Velocity Magnitude (m/s)

May 02, 2013
ANSYS FLUENT 12.0 (3d, pbns, sstk)**Şekil 6.9:** Model 4 hız analizi sonucu.

Bütün modeller için hız büyüklük vektör dağılımları elde edilmiştir. Bütün modeller iç bölümdeki akış benzer özellikler göstermekle birlikte geri sirkülasyonlar genelde benzer yerlerde meydana gelmiştir. Bununla birlikte belirleyici ve önemli farklar giriş ve çıkışlarda gözlemlenmiştir

En yüksek hızlara birinci modelde ulaşıldığı gözlemlenmiştir. Burada ayırt edici durum birinci modelde akışı engelleyici bir kesitin olmamasıdır. Ayrıca tek çıkış açıklığının olması akışın tek çıkış yoluna yönelmesini sağlamıştır. Böylece akış dağılıp diğer durumlardaki düşük değerlere erişmemiştir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada hız ve basınç alanlarının tahmini sonuçları analitik ve sayısal simülasyon yöntemleriyle elde edilmiştir. Modeller içerisindeki akış tam türbülanslı ve karmaşık olarak tanımlanmıştır. Türbülans akış alanını tahmin etmek için geniş çeşitlilikte numerik yaklaşım geliştirilmiştir. Bu yaklaşımlar bilgisayar teknolojisinin hız avantajıyla mümkün kılınmıştır. Çok farklı çeşitte modelleme çeşidi mevcuttur. Bu çalışmada tercih edilen ise ‘Shear Stress Transport’ k-w modeli olmuştur. k-w modeliyle akış modelleme numerik çalışması birçok yazar tarafından gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmaya en yakın bulunan makale ise çalışma içerisinde detaylarıyla anlatılmıştır (Ramponi,2011).

Çalışma ana hatlarıyla aşağıdaki gibi özetlenebilir;

Sınır şartları analitik metotlarla elde edilmiştir. Rüzgar hızı meteorolojik değerler referansı ile sabit kabul edilip numerik çalışmanın ilk adımını oluşturmuştur. Açıklıklar ve bacalardaki basınç farkları piezometrik basınç farkı hesabına dayanarak yaz ve kış sıcaklık şartları ve her geometrinin kendi içerisinde çeşitlenen geometrik boyutları için hesaplanarak yeni bir sınır şartı olarak eklenmiş ve numerik olarak işlem sürecine alınmıştır.

Mesh bölünmelerinin sonuçlar üzerinde olan önemli etkisi ve hassasiyet kavramı göz önünde tutularak giriş ve çıkışlardaki mesh aralığı sıklaştırılmış ve dört model için de toplam hücre sayısı bir milyon üzerinde tutulmuştur. Böylece bacalar ve yakın çevresindeki ters akış açık bir şekilde simülasyon sonuçlarına yansımaya imkanı bulmuştur.

Dört model için elde edilen akış debileri için kendi içlerinde olumlu bir denge görülmüştür. Modellerin içerisine sağlanan akış dört model için de çıkan akış toplamından fazla çıkmıştır. Birinci modelde sağlanan akış debisi $1,0099 \text{ m}^3/\text{s}$ olurken çıkış debisi $-0,8 \text{ m}^3/\text{s}$ olmuştur. İkinci model için elde edilen toplamda giriş

yapan akış debisi 1,365 m³/s, toplam çıkan akış debisi ise -0,834 m³/s olmuştur. Üçüncü model için toplamda giriş yapan akış debisi 0,615 m³/s ve çıkan akış toplam debisi ise 0,743 m³/s olmuştur. Son model olan dördüncü model de giren akış debisi 0,241 m³/s ve çıkan akış debisi -0,223 m³/s olarak gözlemlenmiştir.

Modeller konfor açısından değerlendirildiğinde konfor şartlarına en uygun modelin üstten havalandırma modelinin uygulandığı üçüncü model olduğu gözlemlenmiştir. Bu modelin öne çıkmasındaki en büyük etken açıklık ve bacaların dengeli yerleştirilmesi, sirkülasyonun dengeli olmasına bağlanabilir.

Yapılan bu çalışma bir ısı kaynağının eklenmesiyle daha farklı boyutlarda iletilebilir. Bu çalışmada da değerlendirildiği gibi boyutlar üzerinde değişiklikler yapıp, bu değişikliklerin ısı kaynağıyla birlikte olan etkisi gözlemlenip, bu şartlardaki boyutların optimum değerlerinin eldesi için çalışılabilir. Sadece doğal havalandırmayla sınırlı kalmayıp mekanik havalandırma cihazlarının eklenmesiyle daha profesyonel bir havalandırmaya yönlendirilip, sonuçlar ve elde edilen konfor değerleri üzerinde tartışılabilir.

KAYNAKLAR

- Alarko Carrier Sanayi ve Ticaret A.Ş.** (2012). Hava Koşullandırma.Teknik Bülten 37(2012).
- Allocca, C., Chen, Q. ve Glicksman, L.** (2002). Design analysis of single-sided natural ventilation. Journal of Energy and Building 35 (2003). Purdue University,USA.
- Anderson, A.** (2012). Surface Pressure Measurements on the Baja Bettle Scale Model.
- ANSI/ASHRAE STANDART 55-2010.**Thermal Environmental Conditions For Human Capacity. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Asfour, O. ve Gadi, M.** (2006). A comparison between CFD and Network models for predicting wind-driven ventilation in buildings. Journal of Building and Environment 42 (2007). The University of Nottingham, UK.
- Awbi, H.** (2010). Basic Concepts for Natural Ventilation of Building. Technologies for Sustainable Built Environments Centre University of Reading.
- Bradley, D. ve Utzinger, D.** (2006). Natural ventilation measurements and simulation at two milwaukee nature centers. Second National IBPSA-USA Conference, Cambridge, August 2-4, 2006.
- Buratti, C., Mariani, R., ve Moretti, E.** (2011). Mean age of air in a naturally ventilated Office: Experimental data and Simulations 43 (2011). University of Perugia, Perugia İtaly.
- Burke, W.F. ve Uğurtaş, G.** (1974). Seismic interpretation of Thrace basin, TPAO internal report, Ankara, Turkey.
- Caciolo, M., Stabat, P. ve Marchio, D.** (2011). Numerical simulation of single-sided ventilation using RANS and LES and comparison with full-scale experiments. Journal of Building and Environment 50 (2012). CEP Mines ParisTech, France.
- Cheung, J. ve Liu, J.** (2011). CFD simulations of natural ventilation behaviour in high-rise buildings in regular and staggered arrangements at various spacings. Journal of Energy and Buildings 43 (2011). The University of Hong Kong, Hong Kong.

- Costala, D., Blocken, B., ve Hensen, M.** (2009). Over of pressure coefficient data in building energy simulation. *Journal of Elsevier Building and Environment* 44 (2009). Eindhoven University of Techonology, Netherlands.
- Elmuallim, A.** (2005). Effect of damper and heat source on wind catcher natural ventilation performance. *Journal of Energy and Buildings* 38 (2006). The University of Reading, United Kingdom.
- Etheridge, D.** (2012). *Natural Ventilation of Building: Theory, Measurement and Design*. Department of Architecture and Built Environment, University of Nottingham, UK.
- Fisk, J., Faulkner, D., Sullivan, D. ve Bauman, F.** (1995). Air change effectiveness and pollutant removal efficiency and mixing conditions. Published in *Indoor Air* 7: 55-63, 1997. University of California, Berkeley, CA.
- Fordham, M.** (2000). Natural ventilation. *Journal of Renewable Energy* 19 (2000). London,UK.
- Gratia, E. ve Herde, A.** (2003). Natural ventilation in a double-skin facade. *Science Direct Energy and Building* 36 (2004).Universite Catholique de Louvain, Belgium.
- Hoff, T., Blocken, B., Aanen, L. ve Bronsema, B.** (2012). Numerical analysis of the performance of a venture-shaped roof for natural ventilation: Influence of building width. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 104-106 (2012).
- Hussain, S. ve Oosthuizen, P.** (2011). Validation of numerical modeling of conditions in an atrium space with a hybrid ventilation system. *Journal of Building and Environment* 52 (2012). Quenn's University, Canada.
- Jiang, Y. ve Chen, Q.** (2002). Buoyancy-driven single-sided natural ventilation in buildings with large openings. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 46 (2003).
- Kariminipannah,T., Awbi, H., Sandberg, M. ve Blomgvist, C.** (2005). Investigation of air quality comfort parameters and effectiveness for two floor level air supply systems in classrooms. Accepted for publication at the *Journal of Building and Environment*. University of Gavle, Sweeden.
- Li, Y. ve Delsante, A.** (1999). Natural ventilation induced by combined wind and thermal forces. *Journal of Building and Environment* 36 (2001). Advanced Thermo-fluids Technologies Laboratory, Australia.
- Montazeri, H.** (2010). Experimental and numerical study on natural ventilation performance of various multi-opening wind catchers. *Journal of Building and Environment* 46 (2011). Yazd University, Iran.

- Murakami, S. ve Mochida, A.** (1988). 3D Numerical simulation of airflow around a cubic model by means of the k- ϵ model. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 31 (1988). Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Tokyo (Japan).
- Nikas, K., Nikolopoulos, N. ve Nikolopoulos, A.** (2009). Numerical study of a naturally cross-ventilated building. Journal of Energy and Buildings 42 (2010). Technological Education Institute of Piraeus, Greece.
- Qing, L.** (2006). The fluid dynamics of an underfloor distribution system. UC San Diego Electronic Theses and Dissertations. UC San Diego.
- Pasquay, T.** (2004). Natural ventilation in high-rise buildings with double facades, saving or waste of energy. Energy and Buildings 36 (2004). Schmidt Reuter Partner Engineering Company, Germany.
- Ramponi, R. ve Blocken, B.** (2012). CFD simulation of cross ventilation for a generic isolated building: Impact of computational parameters. Journal of Elsevier Building and Environment 53 (2012).
- Rofail, T.** (2006). Natural Ventilation in Buildings. NEERG Seminar Thursday 31 August 2006.
- Seifert, J., Li, Y., Axley, J. ve Rösler, M.** (2006). Calculation of wind-driven cross ventilation in buildings with large openings. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 94 (2006).
- Stavrakakis, G., Koukou, M., Vrachopoulos, M. ve Markatos, N.** (2007). Natural cross-ventilation in building: Building-scale experiments, numerical simulation and thermal comfort evaluation. Journal of Energy and Buildings 40 (2008). National Technical University of Athens, Greece.
- Stephan, L., Bastide, E. ve Wurtz, E.** (2010). Optimizing opening dimensions for naturally ventilated buildings. Journal of Applied Energy 88 (2011). Universite de La Reunion, Universite de Savoie, France.
- Visagavel, K. ve Srinivasan, P.** (2008). Analysis of single side ventilated and cross ventilated rooms by varying the width of the window opening using CFD. Journal of Solar Energy 83 (2009). K.S. Ramgasamy College of Technology, India.
- Wang, L. ve Wong, N.** (2007). Coupled simulation for naturally ventilated residential buildings. Journal of Automation in Construction 17 (2008). National University of Singapore, Singapore.
- Wong, N., Feriadi, H., Lim, P., Tham, W., Sekhar, C. ve Cheong, K.** (2001). Thermal comfort evaluation naturally ventilated public housing in Singapore. Building and Environment 37(2002). National University of Singapore, Singapore.

- Yiğit, A., Atmaca, İ.** (2007). XVIII. Uluslararası Tesisat Mühendisliği Kongresi Sempozyum Bildirisi, 305-314.
- Zhou, L. ve Haghighat, F.** (2008). Optimization of ventilation systems in office environment, PartII: Results and discussions. Journal of Building and Environment 44 (2009). Concordia University, Canada.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Hülya DEMİR

Doğum Yeri ve Tarihi: 20.10.1986

Adres: Nilüfer/BURSA

E-Posta: hulya_demir@hotmail.com

Lisans: Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü

