

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EMİŞLİ TİP BİR SESALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI VE  
BİLGİSAYAR DESTEKLİ SİMULASYONU

YÜKSEK LİSANS

Teknik Öğrt. Serhat ŞENOL

Anabilim Dalı: Makina Eğitimi

Danışman: Yrd.Doç.Dr. Ali ÇINAR

KOCAELİ, 2006




**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ \* FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EMİŞLİ TİP BİR SESALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI VE  
BİLGİSAYAR DESTEKLİ SİMULASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
Teknik Öğrt. Serhat ŞENOL**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 26 Mayıs 2006**

**Tezin Savunulduğu Tarih: 20 Haziran 2006**

<b>Tez Danışmanı</b>	<b>Üye</b>	<b>Üye</b>
<b>Yrd.Doç.Dr.Ali ÇINAR</b>	<b>Yrd.Doç.Dr.Ünal UYSAL</b>	<b>Yrd.Doç.Dr.Yasin KIŞIOĞLU</b>
		

**KOCAELİ, 2006**

## **ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR**

Son yıllarda Türk Otomotiv Sektörü büyük bir gelişme göstermiş, dünya otomotiv üretiminde söz sahibi olmaya başlamıştır . Buna paralel olarak AR-GE çalışmaları da daha fazla önem kazanmıştır

Optimum taşıt dizaynı yapabilmek için taşıta etkiyen Aerodinamik kuvvetlerin hesaplanması ve ölçülebilmesi gerekmektedir. Bu amaçla rüzgar tüneli deneyleri yapılmaktadır. Buna bağlı olarak rüzgar tüneli tasarımı ve imalatı büyük önem kazanmaktadır.

Bu konuda çalışma imkanı veren ve değerli katkılarını esirgemeyen danışman hocam Yrd.Doç.Dr. Ali ÇINAR' a, bilgilerini paylaşan Yrd.Doç.Dr. Hasan KARABAY' a, Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne ve tüm aileme teşekkürü borç bilirim.

## İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	i
İÇİNDEKİLER .....	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	iv
TABLOLAR DİZİNİ .....	v
SİMGELER .....	vi
ÖZET.....	vii
İNGİLİZCE ÖZET.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
3. RÜZGAR TÜNELLERİ.....	6
3.1. Rüzgar Tünellerinin Tarihi Gelişimi.....	6
3.2 Rüzgar Tünellerinin Temel Prensipleri.....	9
3.3 Rüzgar Tünellerinin Sınıflandırılması.....	10
3.3.1 Açık çevrimli rüzgar tünelleri.....	12
3.3.2 Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri.....	13
3.4. Açık ve Kapalı çevrimli Rüzgar Tünellerinin Karşılaştırılması.....	14
3.4.1. Açık çevrimli rüzgar tünellerinin avantajları.....	14
3.4.2. Açık çevrimli rüzgar tünellerinin dezavantajları.....	15
3.4.3. Kapalı çevrimli rüzgar tünellerinin avantajları.....	15
3.4.4. Kapalı çevrimli rüzgar tünellerinin dezavantajları.....	16
3.5. Rüzgar Tünelinin Akım Kalitesi ve Akım Kalitesini Etkileyen Faktörler.....	16
3.5.1. Akım kalitesi.....	17
3.5.2. Akım kalitesini etkileyen faktörler.....	17
3.5.3. Deney odasındaki türbülans seviyesinin belirlenmesi.....	18
3.6. Rüzgar Tünellerinin Genel Tasarım Esasları.....	19
3.6.1. Deney odası ve akım kalitesi.....	19
3.6.2. Kollektör.....	23
3.6.3. Dinlenme odası.....	30
3.6.4. Difüzör .....	38
3.6.5. Fan.....	42
3.7. Rüzgar Tünellerinde Enerji Kayıplarının Hesaplanması.....	45
3.7.1. Deney odasındaki kayıplar.....	46
3.7.2. Kollektördeki kayıplar.....	47
3.7.3. Elek ve bal peteklerindeki kayıplar.....	48
3.7.4. Dinlenme odasındaki kayıplar.....	48
3.7.5. Difüzördeki kayıplar.....	48
3.7.6. Tünel güç faktörü.....	50
4. EMİŞLİ TİP SES ALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI.....	51
4.1. Deney Odasının Tasarımı.....	51
4.2. Kollektör Tasarımı.....	54
4.3. Bal Peteği Tasarımı.....	56
4.4. Elek Tasarımı.....	57
4.5. Dinlenme Odasının Tasarımı.....	58

4.6. Difüzör Tasarımı.....	59
4.7. İlave İstekler.....	62
4.8.Tasarlanan Rüzgar Tüneli İçin Enerji Kayıplarının Hesaplanması.....	63
4.8.1. Deney odasındaki enerji kayıplarının hesaplanması.....	63
4.8.2. Kollektördeki enerji kayıplarının hesaplanması.....	64
4.8.3. Elek ve bal peteğindeki enerji kayıplarının hesaplanması.....	64
4.8.4. Dinlenme odasındaki enerji kayıplarının hesaplanması.....	65
4.8.5. Difüzördeki enerji kayıplarının hesaplanması.....	65
4.8.6. Toplam enerji kayıplarının hesabı ve fan seçimi.....	65
5. TASARLANAN RÜZGAR TÜNELİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ SİMÜLASYONU.....	68
5.1. Modelin Oluşturulması.....	68
5.2. Simülasyon Sonuçları ve Değerlendirilmesi.....	69
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	80
KAYNAKLAR.....	82
EKLER.....	84
ÖZGEÇMİŞ.....	88

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1 Açık çevrimli emmeli tip rüzgar tüneli - NPL tipi.....	11
Şekil 3.2 Açık çevrimli üflemeli (Blower ) tip rüzgar tüneli - NPL tipi.....	11
Şekil 3.3 Eksenel Fan.....	13
Şekil 3.4 Radyal Fan.....	13
Şekil 3.5 Kapalı çevrimli rüzgar tüneli.....	14
Şekil 3.6 Kollektörün şekli.....	23
Şekil 3.7 Kollektörün daralma oranı-hız ilişkisi.....	24
Şekil 3.8. Kollektör daralmasının Türbülans bileşenleri üzerindeki etkisi.....	26
Şekil 3.9 Tipik bir kollektör duvarı boyunca hız ve basınç dağılımları.....	27
Şekil 3.10 Kollektör duvar eğrisi için parametreler.....	29
Şekil 3.11 Bal peteği .....	31
Şekil 3.12 Bal peteği tipleri ve basınç kayıp katsayıları.....	32
Şekil 3.13 Boşluk Oranı .....	35
Şekil 3.14 Difüzör geometrisi .....	39
Şekil 3.15 Sürtünme katsayısının Re sayısına bağlı olarak değişimi .....	40
Şekil 4.1 Tasarlanan Rüzgar Tüneli komple görünüş ( Perspektif 1 ).....	52
Şekil 4.2 Tasarlanan Rüzgar Tüneli komple görünüş ( Perspektif 2 ).....	53
Şekil 4.3 Tasarlanan Rüzgar Tüneli komple görünüş ( Yan görünüş ).....	53
Şekil 4.4 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Deney Odası .....	54
Şekil 4.5 Kollektör parametreleri.....	55
Şekil 4.6 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Kollektörü .....	56
Şekil 4.7 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Bal Peteği .....	57
Şekil 4.8. Tasarlanan Rüzgar Tüneli Elek .....	58
Şekil 4.9 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Dinlenme Odası .....	59
Şekil 4.10 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Difüzörü .....	61
Şekil 4.11 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Giriş Ağzı .....	63
Şekil 5.1 Rüzgar tüneli girişinden itibaren referans noktaları.....	70
Şekil 5.2 Rüzgar Tüneli girişinden itibaren Statik basınç dağılımı.....	71
Şekil 5.3 Rüzgar tüneli giriş referans noktasındaki hız dağılımı.....	72
Şekil 5.4 Rüzgar tüneli çıkış bölgesindeki (eksenel) hız dağılımı.....	73
Şekil 5.5 Rüzgar Tüneli giriş ve çıkışındaki hız dağılımı.....	74
Şekil 5.6 Tasarlanan rüzgar tüneli Mach Sayısı değişimi.....	75
Şekil 5.7 Rüzgar tüneli boyunca hız değişimi.....	76
Şekil 5.8 Rüzgar tüneli boyunca Statik Basınç değişimi.....	77
Şekil 5.9 Rüzgar tüneli boyunca akım çizgileri .....	78
Şekil 5.10 Rüzgar tüneli boyunca Türbülans Kinetik Enerji değişimi.....	79

## **TABLolar DİZİNİ**

Tablo 3.1. Fan kanatları ile tünel duvarı arasındaki mesafe.....	43
Tablo 4.1. Rüzgar tüneli kayıpları.....	65

## SİMGELER

$A_0$	: Denev Odası Giriş Kesit Alanı
$A$	: Akım Saptırma Katsayısı
$C_d$	: Sürtünme Katsayısı
$C_f$	: Yerel Sürtünme Katsayısı
$\mathcal{C}$	: Çevre Uzunluğu
$d$	: Elek Tel Çapı
$D_h$	: Hidrolik Çap
$g$	: Yerçekimi İvmesi
$H$	: Manometredeki sıvı yüksekliği
$K$	: Basınç Düşürme Katsayısı
$k$	: Düzeltme Faktörü
$M$	: Elek Tel Gözenek Genişliği
$M_a$	: Mach Sayısı
$n$	: Daralma / Genişleme Oranı
$P$	: Güç
$P_T$	: Rüzgar Tünelinin Toplam Gücü
$P_d$	: Toplam Basınç
$P_s$	: Statik Basınç
$r$	: Difüzör Çıkış Yarıçapı
$Re$	: Reynolds Sayısı
$r_x$	: X Mesafesine Bağlı Yarıçap
$t$	: Zaman
$T_f$	: Türbülans Faktörü
$V_{ort}$	: Ortalama Hız
$\varepsilon$	: Türbülans Derecesi ( %)
$\rho$	: Havanın Yoğunluğu
$q_d$	: Dinamik Basınç
$\beta$	: Boşluk Oranı
$\nu$	: Kinematik Viskozite
$\Delta u$	: Hız Farklılıkları
$\alpha$	: Genişleme açısı
$\eta$	: Verim
$\varphi_\alpha$	: Difüzör Giriş / Çıkış Alanları
$\lambda$	: Tünel Güç Faktörü
$W$	: Fan Motor Gücü
$Q_f$	: Fan Debisi
$\omega_f$	: Fanın Açısal Hızı
$\varepsilon_b$	: Bağlı pürüzlülük değeri



# EMİŞLİ TİP BİR SESALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ SİMÜLASYONU

Serhat ŞENOL

**Anahtar Kelimeler:** Rüzgar Tüneli, Emişli tip, Sesaltı, Tasarım, Simulasyon

**Özet:** Bu tez çalışmasında taşıt aerodinamiği uygulamalarında önemi çok büyük olan rüzgar tünellerinin tipleri, çalışma prensipleri, rüzgar tüneline oluşturan bölümlerin tasarım ve imalat esasları hakkında bilgi verilerek emişli tip ses altı açık devreli bir rüzgar tüneline tasarım ve simulasyonu yapılmıştır.

Ayrıca rüzgar tünellerinin tarihsel gelişimleri, farklı deney tipleri ve ihtiyaçlara göre dizayn edilen rüzgar tüneli tipleri, bunların birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları, ideal bir rüzgar tüneline sahip olması gereken akım özellikleri, nitelikleri ve bunu etkileyen faktörler de ele alınmıştır. Rüzgar tüneline oluşturan elemanların ayrı ayrı tasarım ve imalatına yönelik kriterler ortaya konmuş ve bu elemanlarda meydana gelen enerji kayıpları incelenmiştir.

0.5 x 0.5 m<sup>2</sup> kesitli deney odası ebatlarına sahip bir emişli tip ses altı rüzgar tüneli tasarlanmış ve bu tüneline enerji kayıpları hesaplanmıştır. Tasarlanan rüzgar tüneline elemanlarından kollektörün geometrisi MS-EXCEL programı kullanılarak oluşturulmuş, bu geometri kullanılarak kollektörün katı modeli SOLIDWORKS programında çizilmiştir.

Tasarlanan rüzgar tüneline içersindeki akış, FLUENT yazılımı kullanılarak modellenmiş ve değişik bölümlerindeki basınç ve hız dağılımları bilgisayar ortamında incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar yorumlanarak tasarlanan rüzgar tüneline eksik yönleri tespit edilmiştir.

# SUCTION TYPE SUBSONIC WIND TUNNEL DESIGN AND COMPUTER AIDED SIMULATION

Serhat ŞENOL

**Keywords:** Wind Tunnel, Suction Type, Subsonic, Design, Simulation

**Abstract:** In this study, a suction type, subsonic, open-circuit wind tunnel has been designed and simulated by given information about the types of wind tunnels that have great importance on vehicle aerodynamics, their working-principles and its construction and production parts.

In addition, in this study, historical developments of wind tunnels, different experiments and wind tunnel types, their advantages and disadvantages, the flow quality that should be on an ideal wind tunnel and the factors that effect the flow quality have been discussed. The elements which constitute wind tunnel have been put forward separately towards design and production. Calculation methods of losses that occur on those elements have been analyzed.

Suction type, subsonic, wind tunnel which has an experiment room sized in 0,5 x 0,5 m<sup>2</sup> has been designed and energy losses of this tunnel have been calculated. The geometry of contraction cone within designed wind tunnel components, is created via EXCEL software programmes. Using this geometry, the solid model of contraction cone is drawn in solidworks software program.

The air flow inside the wind tunnel has been modelled through computer aided simulation software which name is FLUENT. The pressure and velocity dispersions of wind tunnel have been investigated and revised according to this result.

## 1. GİRİŞ

Günümüzde farklı disiplinlerde yapılan çalışmalarda teorik bilgilerin yanında deneysel uygulamalar da çok önemlidir. Teorik olarak hesaplanan değerlerin gerçek değerler ile ne derece uyduğu kontrolü ancak deney yapmakla mümkündür. Özellikle aerodinamik ve akışkanlar mekaniği konularında yapılan çalışmalarda deneysel uygulamalar yaparak son derece karmaşık ve anlaşılması güç olan problemlerin çözümünde somut iyileştirme ve yenilikler kaydedilebilir. Bu nedenlerden dolayı rüzgar tünelleri geçmişten günümüze aerodinamik ve akışkanlar mekaniği konularında çalışma yapan araştırmacılar için temel deney laboratuvarı niteliği taşımaktadır.

Yirminci yüzyılın başlarından itibaren günümüze kadar özellikle havacılık, uzay teknolojisi, otomotiv ve inşaat alanında meydana gelen hızlı gelişmeler, hava içerisinde hareket eden veya hava akımına maruz kalan cisim üzerinde meydana gelen aerodinamik kuvvet ve momentlerin büyüklüğü ve özelliklerinin incelenmesi, cismin geometrik şeklinden kaynaklanan diğer etkiler, bu etkilerden dolayı meydana gelen akım tipleri, sınır tabaka oluşumu kısaca gerçek atmosfer koşullarında cismin maruz kaldığı tüm etkilerin laboratuvar ortamında rüzgar tünelleri kullanılarak incelenebilmesini gerektirmektedir. Özetle hava ve kara taşıtlarının, binaların ve köprülerin tasarım ve imalatında rüzgar tüneli deneyleri vazgeçilmez bir unsurdur.

Rüzgar tünellerine duyulan ihtiyaç, bu gereçlerin tasarımı, işletimi ve kullanımı konularının da her zaman ön planda tutulmasına neden olmuştur. Nitekim, yapılan çok sayıdaki çalışmanın sonucunda bu konuya ilişkin bir çok temel kitap ortaya çıkmış ve yüzlerce makale yayınlanmıştır.

Ülkemizde hava ve kara taşıtları üretimine ilginin 1974' lü yıllardan itibaren hızlanmasıyla birlikte rüzgar tüneli tasarımı ve imalatı konusu da bir ihtiyaç olarak

ortaya çıkmış ve bu konuda az da olsa Türkçe yayın görülmeye başlanmıştır. Yerli yayınlar arasında Erim ve diğ. ( 1980 ), İnan ve diğ. (2003) sayılabilir.

Bu tez çalışmasında, Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği bölümünde kurulması düşünülen düşük hızlı, açık devreli bir rüzgar tünelinin tasarım ve simulasyonu yapılmıştır. Buna ilave olarak rüzgar tünellerinin tasarımı konusunda Türkçe literatüre katkı sağlayacak bir çalışma olması da hedeflenmiştir. Bu amaçla Bölüm 3' de rüzgar tünellerinin tarihi gelişimi, tipleri, karşılaştırılması, hava akım kalitesini etkileyen faktörler, rüzgar tüneli elemanlarının neler olduğu, rüzgar tüneli elemanlarının genel tasarım prensipleri ve rüzgar tünellerinde enerji kayıplarının hesaplanması üzerinde durulmuştur. Bölüm 4' te tasarım aşamasındaki rüzgar tüneli elemanlarının tasarımına ilişkin hesaplamalar, elemanların katı model çizim ve teknik resimleri ve bu elemanlarından kaynaklanan enerji kayıplarının hesaplama yöntemlerine yer verilmiştir. Bölüm 5' te ise Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde kurulmak üzere tasarlanan emişli tip açık çevrimli ses altı rüzgar tüneli içerisindeki hava akışının FLUENT programı kullanılarak yapılan simulasyonlarına ve bu simulasyonlara ilişkin sonuçların analizine yer verilmiştir.

## 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

20. Yüzyılın başlarından itibaren Havacılık sektörünün gelişmesiyle birlikte Rüzgar tünellerinde de yeni teknolojiler ortaya çıkmış ve buna bağlı olarak çeşitli çalışmalar yapılmıştır.

İnan (2003 ), yapmış olduğu çalışmada çok amaçlı, düşük hızlı, açık çevrimli, 32 x 32 cm<sup>2</sup> kesitli deney odasına sahip bir rüzgar tünelinin tasarımını ve imalatını yapmıştır. Sonraki aşamalarda Hot Wire Anomometer ile deney odası içerisinde farklı noktalarda ve düzlemlerde türbülans, hız, toplam ve statik basınç ölçümleri yapmıştır. İlave olarak farklı deney hızlarında, farklı Reynolds sayılarında ve farklı jet yarı kalınlıklarında dairesel jet akış ve koni ilaveli akış ölçümleri yapmıştır.

İnan ve diğ. (2003), aynı yıl yayınladıkları ‘Çok Amaçlı Ses Altı Düşük Hızlı Hava Tüneli Tasarımı, İmalatı ve Hız Çalkantı Ölçümleri’ adlı makalede düşük hızlı emişli tip açık çevrimli bir rüzgar tünelinin tasarım esaslarını ortaya koymuş, imalat aşamasında işlem basamaklarını ve dikkat edilmesi gereken noktaları açıklamışlardır. Yaptıkları bu çalışma Türkçe literatürdeki rüzgar tüneli üzerine yapılan en kapsamlı çalışmalardan birisi sayılmaktadır.

Bradshaw (1979), dünyada rüzgar tüneli teknolojileri konusunda çalışmalar yapan en önemli bilim adamlarından birisidir. 1979 yılında Mehta, R. D. ile beraber yayınladıkları ‘ Design rules for small low speed wind tunnels ’ adlı makalede rüzgar tünellerinin güç kaynağı olan fanları incelemiş, aksinel ve blower tip fanların birbirlerine karşı üstünlükleri, kayıp katsayıları, kapalı ve açık çevrimli rüzgar tüneli bal peteği ve elek tasarımı esasları üzerine çalışmışlardır. İlave olarak rüzgar tüneli deney odasına pencere açılırken dikkat edilmesi gereken hususların ne olduğu ve akım görüntüleme deneylerinin incelikleri üzerine pratik deneysel bilgiler sunmuştur.

Craig (1986), çalışmasında düşük hızlı rüzgar tünellerini, deneylerde kullanılan pitot statik tüpü, digiquartz ve betz manometresini incelemiş ve kalibrasyonlarına ilişkin bilgiler sunmuştur. İlave olarak basınç ölçümleri esnasında sık yapılan hataları ve tünel kalibrasyon faktörünün hesap yöntemlerini ortaya koymuştur.

Edward ve Norton (1976), çalışmalarında rüzgar tüneli fan pervaneleri tasarımına ilişkin kuralları ortaya koymuştur. Kapalı devre rüzgar tünellerinde kullanılan turning vanes ( akım döndürme köşeleri ) tasarımına ilişkin tasarım parametrelerini incelemiştir.

Knight ve diğ. (1979), düşey deney odalı rüzgar tüneli tasarlayıp imal ederek bu tip bir tünele ilişkin tasarım ve imalat esaslarını ortaya koymuşlardır.

Lindgren ve diğ. (2002), yayınladıkları makalelerinde 05 x 0.75 x 4.2 m ebatlarında tasarladıkları ve Stokholm' de imal ettikleri düşük hızlı (  $V_{max} = 48$  m/sn) rüzgar tünelinin kalibrasyonuna ait teknik verileri elde etmişlerdir. Buna göre imal ettikleri rüzgar tüneline Reynolds sayısı 205000 civarındadır. Deney odasındaki türbülans yoğunluğu %0.04 civarında ve deney odası içersindeki hızda meydana gelecek değişimler ihmal edilebilecek kadar küçük kalmaktadır. Ayrıca araştırmacılar modern rüzgar tünelleri hakkında geniş bir bilgi sunmuş, rüzgar tüneli tasarımına ilişkin tüm kriterleri ortaya koymuşlardır.

Kaya (2003), çalışmasında Hava Harp Okulu Aerodinamik Laboratuvarında bulunan ses altı rüzgar tüneline tanıtılmış, yerine yapılması düşünülen çok amaçlı ses altı emişli tip rüzgar tüneline tasarım ve imalat esaslarını tanımlamış, gerekli olan fan gücü ve rüzgar tüneli bileşenlerinde oluşan enerji kayıplarını hesaplamıştır.

Anderson (1989), çalışmasında ses üstü akım hızlarında ( süpersonik flow ) hareket eden hava araçlarının ve roketlerin test edildiği küçük kesitli deney odasına sahip yüksek hız rüzgar tüneline farklı kanat modellerinde ve farklı hücum açılarında yapılan deneylerde bulunan aerodinamik kuvvetlerin analizini yapmıştır.

Bradshaw (1965), rüzgar tünellerinde sınır tabaka akımlarının oluşumunu incelemiş olup akım düzensizliğine yol açmadan sınır tabaka etkisinin elimine edilmesi yöntemlerini açıklamıştır.

Batill ve diğ. (1986), emişli tip rüzgar tünellerinde fan tarafından oluşturulan vakum etkisini incelemiş ve bu etkiden dolayı ortaya çıkan sınır tabaka akımlarındaki enerji kayıplarını hesaplamıştır.

Bradshaw (1968), rüzgar tüneli bileşenlerinin tasarım formülleri üzerinde durmuştur. Rüzgar tüneli düzeltme faktörünün hesaplanmasına yönelik bağıntıları incelemiştir.

Gorlin and Slezinger (1966), rüzgar tüneli tipleri, bileşenleri, yapılan deney tipleri ve rüzgar tüneli bileşenlerinin imalat ve montajı konularında açıklayıcı bilgiler sunmuştur.

Peremeci (2003), rüzgar tüneli çalışma prensipleri, rüzgar tünelinin bileşenlerini ve tasarım esaslarını belirtmiştir. Ayrıca rüzgar tünellerinde yapılan basınç, hız, kuvvet ve moment ölçüm deneylerinin yapılaş tekniklerini ortaya koymuştur.

Punkhurst ve Holder (1952), rüzgar tüneli deneylerinin yapılaşına, kullanılan balans tiplerine ve kuvvet-moment hesaplamalarına değinmişlerdir.

Rae ve Pope (1984), yayınladıkları kitaplarında rüzgar tünellerinin kullanım amaçları, tipleri, bileşenleri, yapılan deney tipleri, kullanılan balans tipleri ve rüzgar tünellerinin tarihi gelişimi konularında temel bilgiler sunmuşlardır.

Erim ve diğ. (1980), rüzgar tüneli giriş hızına bağlı olarak deney odasında oluşan hız profillerini incelemişlerdir.

### **3. RÜZGAR TÜNELLERİ**

#### **3.1. Rüzgar Tünellerinin Tarihi Gelişimi**

Otomotiv sektöründe bir otomobilin tasarımı ve üretimi uzun ve masraflı bir iştir. Gerek ilk prototipler hazırlanırken gerekse de yol testleri yapılırken göz önünde bulundurulması gereken pek çok etken vardır. Bu etkenlerden en önemli olanlarından bir tanesi de otomobilin aerodinamik yapısıdır.

Tasarım aşamasındaki taşıt modelleri rüzgar tüneline denetlenir ve bu deneyler tatmin edici bir tasarıma ulaşmakta hayati bir rol oynarlar. Bir rüzgar tüneline modeller üzerinde deneyler yaparak taşıtın hava içersindeki davranışı anlaşılabilir. Hatta taşıtın parçaları örneğin spoiler, ön kaput vb.. parçalar üzerinde yapılan deneyler daha da önemlidir. Ayrıca tasarlanan modeller üzerinde yapılan değişikliklerle birlikte yine bu tünellerde deneylere tabi tutularak farklı tasarımların taşıt performansına etkileri araştırılır.

Rüzgar tünellerinde model sabitlenmiş tutularak hava hareketinin model üzerindeki etkileri ölçülebilir. Ayrıca model farklı açılarda sabit konumlandırılıp hava akımına karşı nasıl davrandığı görülebilir. Ancak deney sonuçlarına güvenilebilmesi için tünelin yapımına özen gösterilmelidir. Deney odası boyunca hava basıncındaki değişim mümkün olduğu kadar küçük olmalı ve havanın hızı doğru olarak bilinmelidir. Tünelin duvarları civarında bazı sınır tabaka etkileri olacağından deney odasında kullanılacak modelin büyüklüğü, deney odası genişliğinin yarısı ile dörtte üçü arasında bir değerde almak uygun bir yaklaşım olacaktır. (Mehta ve Bradshaw, 1979) Ayrıca türbülans yoğunluğunun artmaması için rüzgar tünelinin kurulduğu ortamda emiş kısmında en az 1 metre, üfleme tarafında ise en az 2 metre boşluk bırakılmalıdır. (Rae ve Pope, 1984)



İlk rüzgar tünelinin yapılışı 19. yüzyılın sonlarına kadar dayanmaktadır. Bu rüzgar tüneli kare kesitli ve bir ucunda emici pervane bulunan doğrusal borudan ibarettir. Nitekim Wright kardeşler tasarladıkları ilk uçağın tüm parçalarının modellerinin bu tip bir tünelde denemişlerdir. Günümüzde ise çeşitli ülkelerde, bir çoğu son derece yüksek akım kalitesine sahip elektronik ölçüm cihazlarıyla donatılmış çok çeşitli rüzgar tünelleri bulunmaktadır. Bu tüneller taşıt tasarımında ve aerodinamiğin ilgi alanına giren başka konularda çok sık bir şekilde kullanılmaktadır.

İlk rüzgar tüneli Francis Wenham tarafından 1871 yılında Greenwich (İngiltere)' te imal edilmiş ve kullanılmıştır.

Francis Wenham, imal ettiği bu üflemeli tip ufak tünelde deney odasına yerleştirdiği model üzerindeki kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini incelemiştir. Francis Wenham dan 13 yıl sonra 1884 yılında Horatio F. Philips tarafından öncekinden farklı olarak deney odasından sonraki bölüme nozul yerleştirilmiş olan başka bir tünel yine İngiltere de imal edilmiştir. Bununla birlikte 1890 ile 1900 yılları arasında birçok ülkede ilk defa rüzgar tünelleri tasarlanmaya başlamıştır. Rusya'daki ilk tünel 1891 yılında Nikolai Joukovski tarafından Moskova üniversitesinde, Avusturya' daki ilk tünel 1893 yılında Ludwig Mach tarafından, A.B.D.' deki ilk tünel 1896 yılında Alfred J. Wells tarafından Massachusetts Institute of technology ( MIT )' de imal edilmiştir.

Rüzgar tünellerindeki asıl gelişme ise 1900' lü yıllardan itibaren artan bir ivme ile başlamıştır. 1901 yılında Wright kardeşler imal ettikleri rüzgar tüneli ile yaptıkları deneylerde hatalı sonuçlar elde etse de bu tünelden esinlenerek tasarladıkları 1.8 metre uzunluğundaki 40 cm x 40 cm<sup>2</sup> kesitli deney odasına sahip kare kesitli rüzgar tüneli daha sonraki çalışmalarına esas teşkil etmiştir. Wright kardeşler bu tünele monte ettikleri ölçme aletleri yardımıyla taşımanın sürüklemeye oranını da hesaplamışlardır. Wilbur ve Orville aynı aparatları kullanarak Eylül 1901 ve Ağustos 1902 tarihleri arasında 200 farklı kanat profili üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Ardından elde edilen sonuçlar uygun bir uçağın tasarlanmasında esas teşkil etmiştir. Bu çalışmalar neticesinde rüzgar tünellerinin önemi daha iyi

anlaşılmış ve söz konusu tarihler aerodinamik alanında bir dönüm noktası olarak adlandırılmıştır.

1930' lu yıllara kadar rüzgar tünellerinin bir çok ülkede kullanımı yaygınlaşmış ve özellikle NASA' nın çalışmalarıyla önemli adımlar atılmıştır. Bu tarihlerde ses altı rüzgar tünelinin ebatları da oldukça artmıştır. Öyle ki NASA 1931 de ilk defa yapım maliyeti milyon dolarları bulan 9 m x 18 m ebatlarında oval deney odası olan 57.6 m/sn hıza sahip tüneline imal etmiştir. Ardından da halen dünyadaki en büyük rüzgar tüneli olma özelliğini günümüzde de koruyan 12 m x 24 m ebatlarında 118.5 m /sn hıza sahip Kaliforniya' daki Ames Aeronautical Laboratory' de kurulmuştur.

Uçakların hızları ve performanslarındaki artış ile birlikte yüksek hızlarda çalışan rüzgar tünellerine ihtiyaç duyulmuş ve yine NASA tarafından bu konuyla ilgili değişik çalışmalar yapılmıştır. NASA 1927 yılında 2.4 metre ebadındaki deney odasında 342 m/sn hız üretebilen ilk yüksek hızlı rüzgar tüneline imal etmiştir. 1941 yılında ise Ames Aeronautical Laboratory' de 4.8 metre boyutunda deney odasına sahip 304 m/sn hız üretebilen rüzgar tüneli imal edilmiştir.

1940' lı yıllarda V-2 roketlerinin havacılık teknolojisinde kullanılmaya başlanmasıyla birlikte süpersonik tüneller önem kazanmaya başlamıştır. Aerodinamik deneylerinde kullanılmak üzere süpersonik rüzgar tüneli ilk defa 1930 yılında Almanya' da Dr. Busemann tarafından geliştirilmekle birlikte gerçek anlamda ilk defa Theodore Von Karman tarafından 1944 yılında California Institute of Technology' de ( CIT ) dizayn edilmiş ve Aberdeen – Maryland de Army Ballistics Research Laboratory' de (ABRL ) kurulmuştur. Yine aynı yıllarda kıtalararası balistik füzelerin gündeme gelmesiyle hipersonik rüzgar tünelleri (  $M > 5$  ) geliştirilmiş ve 28 cm ebatlarında kare kesitli deney odasına sahip ve 7 Mach hız üretebilen ilk süpersonik rüzgar tüneli 1947 yılında NASA tarafından Langley' de kurulmuştur.

1974 yılındaki petrol krizinden sonra tüm dünyada taşıt tasarım ve imalatında yakıt tüketimi kriteri oldukça önem kazanmıştır. Taşıtların aerodinamik dirençlerini azaltmak için daha küçük ebatlarda ve daha yuvarlak hatlara sahip taşıtlar piyasaya

hakim olmaya başlamıştır. Bu sebeple özellikle uzakdoğulu otomotiv firmaları rüzgar tüneli testlerine ve rüzgar tüneli imalatına büyük önem vermişlerdir.

Tarihi gelişiminden de anlaşılabilir olduğu gibi teknolojinin gelişmesine paralel olarak rüzgar tünelleri ile ilgili çalışmalar da devam etmektedir. Amaç gerçek atmosfer koşullarında hareket eden taşıt imal edilmeden önce rüzgar tünellerinde yapılacak test sonuçlarına göre tasarım yapmaktır. Bu nedenle rüzgar tünellerinde gerçeğe en yakın ortam elde edilene kadar bu gelişmeler devam edecektir.

### **3.2. Rüzgar Tünellerinin Temel Prensipleri**

Aerodinamik prensipleri genel olarak aerodinamik olayın, çoğu zaman hareketsiz atmosfer içerisinde hareket etmekte olan uçak veya benzeri bir cisim ile karşımıza çıktığı görülür. Bununla birlikte atmosferin rüzgar hareketlerini de dikkate almak gerekir. Özellikle rüzgar türbini, binalar, asma köprüler vb. yapılar içinde aerodinamik olayda rüzgar hareketlerinin cismin hareketinden daha önemli olduğu açıktır. Sözü edilen bütün bu olayların bir deney ortamında benzerinin yaratılmasına gelince, bunun atmosfer içerisinde gerçekleştirilmesi genel olarak zordur. Bu bakımdan rüzgar tüneli adı verilen deney düzeneklerine başvurulur.

Rüzgar tünellerinde benzeşim iki yöntem ile yapılır. Bunlar direkt ve endirekt yöntemlerdir. Modeli hareket ettirerek sonuca ulaşmak direkt yöntem, modeli sabit tutup akışkanı hareket ettirerek sonuca ulaşmak ters (endirekt) yöntem olarak adlandırılabilir. Direkt yöntemlerle araştırma ve deney yapmak oldukça maliyetli ve zordur. Bu yöntemde model dönen bir makinenin koluna monte edilerek kolla birlikte dönmektedir. Kola bağlı modelin hızı kolu döndüren modelin hızına bağlıdır. Bu tür düzeneklerde istenilen şartları elde etmek her zaman mümkün olmayabilir. Bu nedenle genellikle özel şartlar ve problemler söz konusu olduğunda bu tip düzenekler tercih edilebilir.

Daha kolay olan ikinci yöntemde (endirekt) model sabit tutulup üzerine devamlı akım gönderilerek sonuç elde etmek daha pratik ve kolaydır, (Gorlin ve Slezinger, 1966). Nitekim modern tünellerde bu ters yöntem tercih edilir. Yani model sabit

tutularak bir fan yardımıyla akıma hareket kazandırılır ve deney odasında gerçeğe uygun akım şartları sağlanarak deneyler yapılır. Rüzgar tünellerine monte edilen ölçüm aletleri yardımıyla sonuçlar elde edilebilir. Bu yolla modelin etrafında meydana gelen akım içerisindeki birçok olay incelenmektedir. Rüzgar tünellerinde yapılan deney ve araştırmalar neticesinde elde edilen sonuçlar teknolojinin bir çok alanında kullanılmaktadır.

### 3.3. Rüzgar Tünellerinin Sınıflandırılması

Rüzgar tünelleri kullanım amaçları da göz önüne alınarak hava akımı hızının büyüklüğüne ve dizayn şekline dikkat edilerek sınıflandırılabilirler. Hava akımının hızını dikkate alınarak rüzgar tünelleri, Mach Sayısı olarak ifade edilen katsayıya bağlı olarak dizayn edilebilirler. Mach sayısını şu şekilde ifade edebiliriz;

$$Ma = \frac{V_a}{V_{ses}}$$

Ma : Mach Sayısı

$V_a$  : Hava Akım Hızı

$V_{ses}$  : Ses Hızı

$Ma > 1 \rightarrow$  Ses üstü akım hızı

$Ma < 1 \rightarrow$  Ses altı akım hızı

olarak tanımlanır.

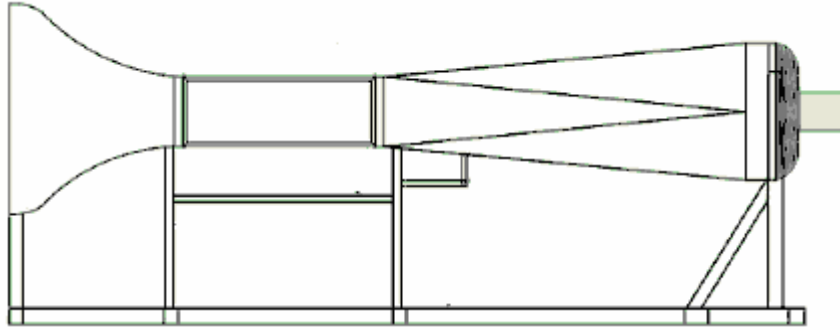
Ses altı rüzgar tünelleri (maksimum Mach Sayısı 0.4' e kadar akım sıkıştırılmaz kabul edilir), transonik rüzgar tünelleri (maksimum Mach Sayısı 1.3' e kadar), süpersonik rüzgar tünelleri (maksimum Mach Sayısı 4,0-5.0' a kadar), hipersonik rüzgar tünelleri (maksimum Mach Sayısı 5.0 ve daha yüksek) olarak sınıflandırılabilirler (Rae ve Pope, 1984).

Deney odası, rüzgar tünellerinin karakteristik özelliklerini belirleyen önemli elemanlardan birisi olduğu için dizayn şekli de çok büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle deney odasının dizayn şekline bakılarak rüzgar tünellerini kapalı deney odalı ve açık deney odalı rüzgar tünelleri olarak başka bir sınıflandırma yapmak

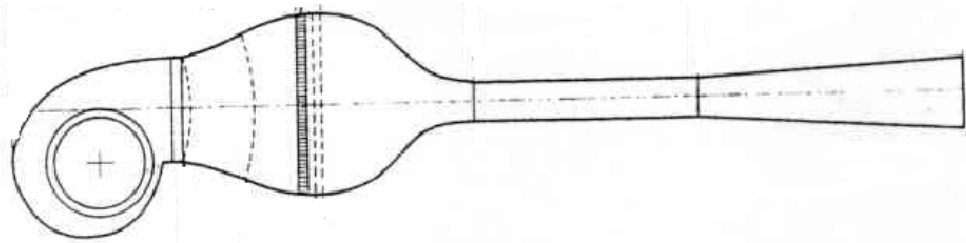
mümkündür.

Kapalı deney odalı rüzgar tünellerinde deney odasındaki basıncın atmosfer basıncından daha düşük olması nedeniyle, modeli taşıyan elemanların deney odasına girdiği yerlerde atmosferden tünel içerisine doğru bir hava akımı meydana gelir. Bu durumda ise deney odasında istenen akım kalitesi bozulacak, modele etki eden aerodinamik kuvvetlerin doğru sonuçlarla bulunması güçleşecektir.

Rüzgar tünelleri açık çevrimli ve kapalı çevrimli olmak üzere temel iki tipte sınıflandırılmıştır. Bununla birlikte açık çevrimli rüzgar tünelleri de NPL tipi ( National Physical Laboratory ) açık çevrimli ve kapalı deney odalı rüzgar tünelleri (Şekil 3.1., 3.2. ); Eiffel tipi açık çevrimli ve açık deney odalı rüzgar tünelleri olarak adlandırılır. Öte yandan açık çevrimli rüzgar tünelleri fan tipine göre üflemeli ve emmeli olarak ta ayrılabilirler.



Şekil 3.1 Açık çevrimli emmeli tip rüzgar tüneli - NPL tipi  
(Rae ve Pope, 1984)



Şekil 3.2 Açık çevrimli üflemeli (Blower) tip rüzgar tüneli - NPL tipi  
(Rae ve Pope, 1984)

Eiffel tipi deney odalarında modelin yerleştirilmesi ve çalışanın daha rahat hareket

edebilmesi mümkündür. Öte yandan duvar etkisi de daha az olacaktır. Ancak buna rağmen deney odasındaki hız dağılımı kapalı deney odasındaki hız dağılımına oranla daha az üniformdur. Bu da %50 oranında basınç kaybına sebep olur. (Rae ve Pope, 1984) Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri Alman bilim adamı Prandtl' ın ve kapalı çevrimli rüzgar tünelinin ilk yerleştirildiği Üniversite olan Göttingen'in isimlerinden esinlenerek Prandtl veya Göttingen tipi rüzgar tünelleri olarak da bilinirler.

Bu çalışmada daha çok ses altı rüzgar tünelleri üzerinde durulacağından devam eden bölümlerde bu tip rüzgar tünellerinin dizayn açısından sınıflandırılmasından bahsedilecektir.

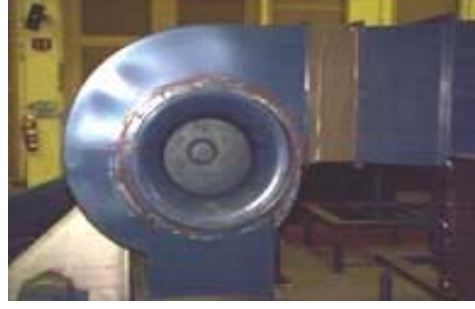
### **3.3.1. Açık çevrimli rüzgar tünelleri**

Açık çevrimli rüzgar tünellerinde deney şartlarının oluşması için gerekli olan hava atmosferden temin edilir ve tekrar atmosfere verilir. Tünelin içerisinde hava akışının sağlanması için fan kullanılır. Açık çevrimli rüzgar tünelleri hava akışının sağlanması için iki şekilde dizayn edilebilirler. Birincisi fan ve motorun deney odasından önce yerleştirildiği üfleli tip (blower-type) (Şekil 3.2) ikincisi ise hava akışının deney odasından sonraki bir bölüme yerleştirilmiş bir fan tarafından sağlandığı emmeli tiptir (suction-type) (Şekil 3.1). (Rae ve Pope, 1984) İki tünelde de atmosferden rüzgar tüneline giren havanın hızı kollektörün (daralma konisi) akış yönünde daralan geometrik yapısı nedeniyle artar ve deney odasının girişinde maksimum seviyeye ulaşır. Deney odasında akım kalitesinin iyi olabilmesi için kollektörün geometrik yapısı uygun şekilde tasarlanmalıdır.

Emmeli tip rüzgar tüneline atmosferden emilen hava deney odasından sonra kinetik enerjisi basınç enerjisine dönüştürmek amacıyla akım yönünde kesit alanı genişleyecek şekilde tasarlanan difüzöre, buradan da tünelin sonuna yerleştirilen ve devri değiştirilmek suretiyle akım hızının ayarlanmasını da sağlayan aksel fan vasıtasıyla dışarı atılmaktadır. Atmosferden alınan havanın deney odasına üflenerek verildiği Üfleli tip (blower- type) rüzgar tünellerinde aksel fan (Şekil 3.3) yerine radyal fan (Şekil 3.4) kullanılır ve tünelin girişine monte edilir.



Şekil 3.3 Eksenel Fan  
(<http://www.hq.nasa.gov>)

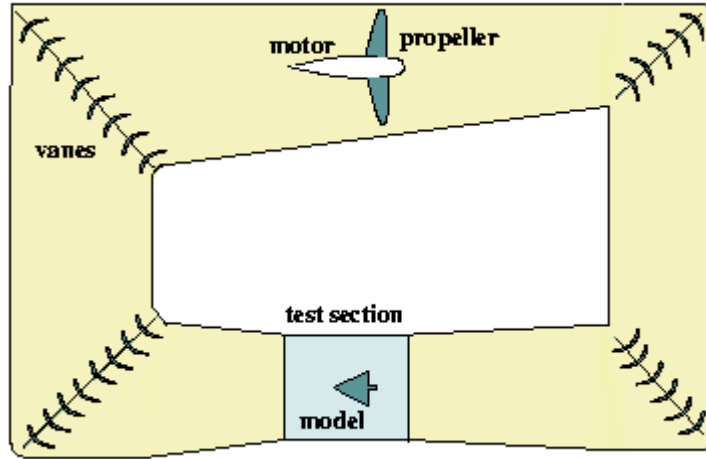


Şekil 3.4 Radyal Fan  
(<http://www.hq.nasa.gov>)

Açık çevrimli rüzgar tüneli dizayn edilirken deney odasının boyutu iyi belirlenmelidir. Zira tünelin boyu genel olarak deney odasının boyutunun 20 katı kadar olmaktadır. Bu nedenle deney odası kesit alanı 1 m' yi geçen rüzgar tünelleri pratikte pek de kullanışlı olmamaktadır (Rae ve Pope, 1984).

### 3.3.2. Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri

Kapalı çevrimli rüzgar tüneline hava tekrar atmosfere verilmez. Başka bir deyişle açık devre rüzgar tünellerinde dışarıya verilen hava, kapalı devre rüzgar tünellerinde başka bir kanalla kontrollü bir şekilde tekrar giriş kısmına verilir (Bradshaw, P., 1965). Aynı hava rüzgar tüneli çalıştığı müddetçe kullanılır. Bu nedenle açık çevrimli rüzgar tünellerindeki gibi atmosfere atılan havanın kinetik enerjisinden dolayı meydana gelen kayıplar söz konusu olmamakta birlikte köşelerdeki 90° lik yön değiştirmeler esnasında bir miktar kayıp olur (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Kapalı çevrimli rüzgar tüneli  
(<http://www.aerolab.com>)

### 3.4.Açık ve Kapalı Çevrimli Rüzgar Tünellerinin Karşılaştırılması

Her ne kadar açık çevrimli veya kapalı çevrimli rüzgar tünellerinin birbirlerine karşı üstünlük sağladığı durumlar söz konusu olsa da kullanım sahaları ve amaçları farklı olduğu için tamamen birini diğerine tercih etmek doğru olmayacaktır. Bu nedenle açık ve kapalı çevrimli rüzgar tünellerinin avantaj ve dezavantajlarından bahsetmek daha doğru bir yaklaşım olacaktır.

#### 3.4.1. Açık çevrimli rüzgar tünellerinin avantajları

- i. Açık çevrimli rüzgar tünellerinin imalat maliyeti düşük olduğu gibi imalatı da nispeten daha kolaydır. Açık çevrimli bir rüzgar tünelinin bir çok elemanı ebatlarına da bağlı olarak laboratuvar ortamında imal edilebilir ve kolayca monte edilebilir.
- ii. Akım görüntüleme deneylerinden sonra, bu tür deneylerde kullanılan malzemeden dolayı rüzgar tüneli elemanlarının üzerinde yapışan ve/veya biriken, akımın kalitesini olumsuz etkileyen toz, kir, yağ ve benzeri materyallerin temizlenmesi daha kolaydır.



### **3.4.2. Açık çevrimli rüzgar tünellerinin dezavantajları**

- i. Açık çevrimli rüzgar tünellerinde akım kalitesini arttırmak iyi bir analiz ve çalışma gerektirir. Bu tür rüzgar tünellerinde kullanılan hava doğrudan atmosferden sağlandığı için rüzgar tünelinin konulduğu laboratuvarın mekan hacmine bağlı olarak rüzgar tünelinin deney odasından önce bir yere daha büyük ve daha geniş "elek" yerleştirilmesine ihtiyaç duyulur.
- ii. Hava girişinin ve çıkışının doğrudan dışarıya açıldığı durumlarda rüzgar ve soğuk hava da deneyi etkileyebilir.
- iii. Sistemde tüketilen güç fazla, verim ise düşüktür. Atmosfere atılan akımın miktarı ve hızı ile doğru orantılı artan kinetik enerji de kayıp olarak dış ortama verilir. Bu nedenle rüzgar tünelinin yüksek performansla kullanımını gerektiren kapsamlı araştırma ve testlerde istenen bir hızı elde etmek için daha fazla enerjiye ihtiyaç duyulmaktadır ( hız artarsa kayıp kinetik enerji de artar ).
- iv. Açık çevrimli rüzgar tünelleri gürültülü çalıştıkları için içine konulduğu laboratuvarın yeri de önem kazanmaktadır. Ayrıca deney odasında istenen akım şartlarını bozmaması açısından dışarı atılan akımın kendiliğinden genişleyerek hızının sıfır olması için laboratuvar duvarlarının karşı basınca sebep olmayacak şekilde uzak olması gerekir.

Açık çevrimli rüzgar tünellerinin avantaj ve dezavantajları da göz önünde bulundurularak açık çevrimli rüzgar tünelleri, maliyetinin düşük olmasından dolayı genellikle yüksek performans gereksinim duyulmadığı durumlarda üniversite laboratuvarlarında deney yapmak amacıyla kullanılır. (Rae ve Pope, 1984)

### **3.4.3. Kapalı çevrimli rüzgar tünellerinin avantajları**

- i. Akımın kalitesini belirlemede önemli faktör olan akım düzgünlüğü ve ortamın sıcaklığı gibi akım şartlarını belirlemek ve kontrol etmek daha kolaydır.
- ii. Deney odasında istenen belli bir hızı elde etmek için daha az enerjiye ihtiyaç vardır. Az enerji ile yüksek hız elde etmek mümkündür
- iii. Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri daha az gürültü kirliliğine sebep olurlar.
- iv. Açık çevrimli tünellere nazaran monte etmek için daha az yere ihtiyaç duyulur.

#### **3.4.4. Kapalı çevrimli rüzgar tünellerinin dezavantajları**

- i. Akım görünürlülüğü gibi, rüzgar tünelinin özellikle bal peteği, elek ve deney odası gibi bölümlerinde yağlanma, tozlanma, kirlenme gibi istenmeyen durumların meydana gelmesine neden olan deneyler yapmak risklidir. Rüzgar tünelinin bu bölümlerinin sık sık temizlenmesini gerektirir. Kapalı çevrimli rüzgar tüneline bu işlem çok zordur. Dolayısı ile akım şartlarında ve kalitesinde önemli bozulmaların meydana gelmesi söz konusudur.
- ii. Kapalı çevrimli rüzgar tünelinin bulunduğu yerin iklim şartlarına da bağlı olarak, yüksek performans gerektiren ve rüzgar tünelinin uzun süre kullanılmasını gerektiren deney ve çalışmaların yapılmasının söz konusu olduğu durumlarda havayı soğutmak için bir hava soğutucusu (air exchanger) veya aynı amaçla çeşitli yöntemler kullanılmalıdır.
- iii. Kapalı çevrimli bir rüzgar tünelinin imalat maliyeti açık çevrimli bir rüzgar tünelinin maliyeti ile kıyaslandığında %60-100 gibi bir oranda oldukça yüksektir. Köşelerde akım karakterinin bozulacağı da dikkate alınırsa tünelin imalatı ve kurulması da oldukça zordur.

#### **3.5. Rüzgar Tünelinin Akım Kalitesi ve Akım Kalitesini Etkileyen Faktörler**

Rüzgar tünellerinde yapılan deneylerin başarılı olması için sağlanması gereken ilk husus, atmosfer içerisinde bir cisim etrafında meydana gelen aerodinamik olayın bir benzerinin rüzgar tüneli deney odası içerisinde bu cismin benzeri bir model etrafında yaratılmasıdır. Bu da ancak deney odasında gerçek akım koşullarına yakın akım şartlarını elde etmekle mümkündür. Aksi halde deneyle incelenen olay gerçek olayın benzeri olmayacağı gibi, deney sırasında yapılan ölçmelerden elde edilen sonuçlar da gerçek cisim üzerinde güvenle kullanılamaz. Bu nedenle tasarlanan herhangi bir rüzgar tüneline gerçek şartlara yakın özelliklerde bir akım oluşturmak için akım kalitesini etkileyen faktörleri incelemekte yarar vardır (Gorlin ve Slezinger, 1966).

### 3.5.1. Akım kalitesi

Deney odasındaki akımın kalitesi denince, genel olarak deney odasında akımın üniform ve paralel olması ve akımdaki çalkantı ve türbülans seviyesinin düşük olması kastedilir. Çok kaliteli bir rüzgar tüneline deney odasında modelin olmadığı şartlarda akım üniformluğunun ortalama hızın %0.1' i mertebesinde, paralellikten olan sapmaların 0.25 derecenin altında ve türbülans seviyesinin de %0.1' in altında olması istenir. Akımın üniformluğuna sadece deney odasının dik kesidi içerisinde bakılmaz. Ayrıca deney odası eksenini boyunca da bir basınç gradyanı oluşması istenmez.

Ancak her zaman yukarıdaki değerleri elde etmek mümkün olmayabilir. Bu takdirde rüzgar tüneli daha az kaliteli, kalitesiz şekilde vasıflandırılır. Akım kalitesinin çok iyi olmadığı bazı hallerde bunun deney sonuçları üzerindeki olumsuz etkileri bir takım düzeltme yöntemleriyle giderilmeye çalışılır. Örneğin akımda paralellikten 0,25 dereceye kadar olan sapmalar için herhangi bir düzeltmeye ihtiyaç duyulmaz iken,  $\pm 1$  dereceden daha fazla sapma varsa bir düzeltme ihtiyacı ortaya çıkar.

Akım türbülansının yeterince düşük olmaması halinde deneysel olarak incelenen cisim üzerindeki sınır tabakanın gerçek olaydakinden farklı gelişeceği beklenir. Akımın üniform olmaması halinde hız farklılıklarının kayma gerilmelerine ve vortisiteye neden olacağı ve bunun da model etrafındaki akım alanını değiştireceği söylenebilir. Akımın paralel olmaması halinde ise cismin maruz kaldığı akım açısı (Hücum açısı gibi) gerçek olaydakinden farklı olacağından model etrafındaki akım gerçek olaydakinden daha farklı gelişecektir.

### 3.5.2. Akım kalitesini etkileyen faktörler

Deney odasındaki akım özellikleri genel olarak rüzgar tünelinin geometrik yapısının bir sonucudur. Bununla birlikte rüzgar tüneline herhangi bir model var ise, bu modelin de akım kalitesi üzerinde olumsuz bir etkisi beklenebilir.

Tünel geometrisinin etkisi kapsamında öncelikle kollektörün geometrisini belirtmek gerekir. Kollektör geometrisinin uygun olmaması halinde akımın üniform ve paralelliği temin edilemez. Kolektörün akım türbülansının azaltılması konusunda da önemli bir etkisi olduğu ileri ki bölümlerde ayrıntılı olarak belirtilecektir. Akım kalitesi üzerinde deney odasından önce yer alan dinlenme odası, bal peteği, türbülans eleği gibi elemanların etkisi olduğu gibi, özellikle kapalı devreli tünellerde kanalın ileriki kısımlarında yer alan köşeler, köşe düzeltici levhaları, difüzörler, pervane vb. gibi bütün elemanların ve açık devreli rüzgar tünellerinde hava giriş alığının bir etkisi vardır. Bunun yanında bazı hallerde deney odasından sonraki elemanların geometrilerinin de akım kalitesi üzerinde bir etkisi olabilir. Örneğin difüzördeki bir akım ayrılması, emici pervanedeki bir düzensizlik dolaylı olarak akım kalitesine etki edebilir.

Deney esnasında modelin deney odasında sabit tutulması amacıyla kullanılan tertibatlar da akım kalitesine doğrudan etki etmektedir. Modeli tutan bu elemanlar model kuvvetine ilave kuvvetler doğurarak aerodinamik kuvvetlerin ölçüm sonuçlarına etki edebildikleri gibi, bunların üzerinde oluşabilecek akım ayrılmaları hem model etrafındaki akım yapısında olumsuz yönde değişiklikler meydana getirebilir, hem de kapalı devreli bir tünelde deney odası girişindeki akım kalitesini etkileyebilir. Rüzgar tünellerini oluşturan elemanların yüzeylerinde oluşan sınır tabaka gelişimi ve özellikle meydana gelebilecek akım ayrılmaları da akım kalitesini etkileyen önemli parametrelerden birisidir.

### **3.5.3 Deney odasındaki türbülans seviyesinin belirlenmesi**

Akıştaki türbülans seviyesini tayin eden kriter  $Re$  (Reynold) sayısıdır. Normal şartlarda kanal içinde hareket eden bir akışkan için kritik  $Re$  sayısı 2300 dür. Bu değer altındaki  $Re$  sayılarında akışın laminar, bu değer üstündeki sayılarda da akışın türbülanslı olduğu kabul edilir.

Rüzgar tünellerinde ise genellikle kritik  $Re$  sayısının çok üzerinde çalışılır (Yaklaşık  $1,0 \times 10^6$  -  $2,5 \times 10^6$  değerleri arasındadır). Bu da gösteriyor ki bütün rüzgar tünellerinde akış türbülanslıdır. Bu nedenle akışkan hareketine bağlı olarak türbülans

derecesinin tespit edilmesi olayların daha iyi anlaşılması açısından önemlidir.

Türbülansı şu şekilde ifade edebiliriz. Verilen bir noktada türbülans, o noktadaki ortalama hızda meydana gelen sapmaların karesinin karekökünün yine o noktadaki ortalama hıza oranıdır ( Gorlin ve Slezinger, 1966).

$$\epsilon = \frac{\bar{V}}{V_{ort}} \quad (3.1)$$

$$V = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t V^2 dt} \quad (3.2)$$

Yukarıdaki ifadelerde  $\epsilon$ , türbülans derecesini yüzde olarak ifade eder.  $\bar{V}$ , hızdaki sapmaların karelerinin toplamının kareköküdür.  $t$  ise hızda meydana gelen en büyük salınım için geçen süreyi ifade eder. Rüzgar tünellerinde genellikle ortalama hızı ölçen aletler kullanıldığı için türbülans düzeyi test sonuçlarının analizi yapılırken hesaba katılır.

### **3.6. Rüzgar Tünellerinin Genel Tasarım Esasları**

#### **3.6.1. Deney odası ve akım kalitesi**

Rüzgar tünellerinin tasarım kriterleri rüzgar tüneli tipine göre önemli bir farklılık göstermez. Çünkü her türlü rüzgar tüneline ortak olan birçok kısım bulunmakta olup bu kısımların çalışma prensipleri ve hesaplama yöntemleri aynıdır. Bu nedenle bu bölümde öncelikle rüzgar tünelleri elemanlarının tasarımına ait genel bilgiler verilecektir.

Bir rüzgar tüneline tasarımına başlarken ilk önce ne tür deneyler ve ölçümler yapılacağını, bu deneyler için genel olarak gerekecek hız rejimini belirlemek gerekir. Daha sonra tüneline karar verilmelidir. Son adımı ise tünel içinde meydana gelecek kayıpların hesabı ve bu kayıpları karşılayacak fanın ve motorun seçimi teşkil eder. Bu tespitler yapılırken göz önünde tutulması gereken bir çok faktör vardır. Ama

genel olarak tünelin verimi ve maliyeti üzerinde durulur. Bu iki faktör arasında uygun bir yaklaşım yapılır. (Rae ve Pope, 1984)

Rüzgar tünellerinde çok çeşitli tiplerde ve çok farklı amaçlar için deneyler yapılabilmektedir. Bunları aşağıdaki gibi sıralayabiliriz .

- a. Kara ve deniz taşıtları, Gaz türbini, kompresör, fan ve kanat, pervane, rüzgar türbini, binalar, köprüler gibi hava akımına maruz kalan her türlü araç ve bunların elemanları ile ilgili deneyler.
- b. Uçan bir araç üzerine veya bunun bir elemanı üzerine, düzgün simetrik uçuş sırasında veya iniş, kalkış, dönüş gibi manevra hareketleri sırasında etkiyen aerodinamik kuvvetlerin incelenmesi.
- c. Laminer, türbülanslı, geçişsel sınır tabakalar, iz, jet, alçak sesaltı akım, yüksek sesaltı akım, sesüstü akım, hipersonik akım vb gibi farklı karakterdeki hava akımlarının incelenmesi .
- d. Aerodinamik kuvvetlerin yapı üzerinde oluşturduğu şekil değişimlerinin, yani aeroelastik olayların incelenmesi.

Bu kadar farklı tipteki deneylerin tek bir rüzgar tüneline yapılması ve bu deneyler için gereken bütün deney aletlerinin bu tünele yerleştirilmesi oldukça zordur. Bu nedenle değişik maksatlar için değişik tünellerin yapılması zorunludur. Daha önce de belirtildiği gibi devam eden bölümde ses altı rüzgar tünellerinin genel dizayn kriterleri anlatılacak ve daha sonraki bölümlerde de bu bilgiler ışığında bir rüzgar tüneli tasarımı yapılacaktır.

Deney odası, içerisine modelin konulduğu, ölçümlerin yapıldığı, model etrafında meydana gelen aerodinamik olayların gözlemlendiği / incelendiği bölüm olup rüzgar tüneli tasarımında büyük bir öneme sahiptir. Zira tünelin diğer elemanları deney odasında istenen kriterleri sağlayacak şekilde dizayn edilirler. Boyutlandırma yapılırken deney odasının ebatları esas alınarak yapılır. Deney odası rüzgar tünelinin karakteristik özelliklerini belirleyen eleman olduğu için, tünelin dizaynı deney odasının dizaynı ile başlar.

Deney odasının ebatları, akım hızı ve gerekli enerji belirlenirken rüzgar tüneline yapılması planlanan deney, araştırma, projeler ile maliyet ve rüzgar tüneline yerleştirileceği mekan da dikkate alınır. Maliyet ve tüneline çalışabilmesi için gerekli enerji deney odasının kesit alanına doğrudan bağlı olduğu için önceden tahmin edilebilir (Rae ve Pope, 1984).

$$P = \frac{1}{2} \rho A_d V_d^3 \quad (3.3)$$

Burada P, tüneline gücünü;  $\rho$ , havanın yoğunluğunu; A, deney odasının kesit alanını;  $V_d$ , deney odasındaki havanın akış hızını belirtmektedir.

Gerekli enerji ve maliyet deney odasının kesit alanıyla alakalı olduğu için deney odası şeklinin enerji kayıpları üzerinde önemli bir etkisi yoktur. Bu nedenle kesit şeklinin seçiminde daha ziyade akım kalitesi ve kullanım kolaylığı ön plana çıkar. Deney odası kesit şekli dairesel, eliptik, dikdörtgen, kare, altıgen veya sekizgen biçimli olabilmektedir. Ancak model yerleştirilmesine imkan sağlayacak genişliğe, yüksekliğe ve akım görüntüleme deneylerinde görüntü alınabilmesine uygun duvar yapısına sahip olmasına dikkat edilmelidir. Deney odası duvarlarında açılıp kapatılabilir pencereler veya paneller, kullanım kolaylığı ve güvenliği sağlayacağı için tavsiye edilir (Mehta ve Bradshaw, 1979). Geçmişte edinilen tecrübeler, test edilecek modellerin özelliklerine de bağlı olmak kaydıyla, deney odası kesit genişliğinin yüksekliğe oranının 0.6 ile 1.7 arasında olabileceğini ortaya koymuştur. (Rae ve Pope, 1984, Gorlin ve Slezinger, 1966)

Deney odasının boyu, hidrolik çapıyla ilişkilendirilebilir. Deney odası boyu arttıkça deney odasındaki akım hızının büyüklüğüne de bağlı olmak üzere enerji kayıpları artacaktır. Bu bakımdan çok uzun tutulmamasında fayda vardır. Kaldı ki, deney odası boyu hidrolik çapın 3-4 katını fazla geçtiği zaman duvarlar üzerinde oluşan sınır tabaka kalınlığının aşırı artmasından dolayı difüzörde akım ayrılması riski olabilir (Bradshaw, 1968). Bununla birlikte, çok kısa bir deney odası da model önünde üniform akım şartlarının oluşturulamaması bakımından uygun olmaz. Sonuç olarak deney odası boyu için tavsiye edilen büyüklük hidrolik çapının 3 katı

civarıdır. (Punkhurst ve Holder, 1952)

Deney esnasında meydana gelen aerodinamik olayların gözlemlenebilmesi ve akım görünürlüğü deneylerinde / çalışmalarında modelin görülebilmesi için deney odasının duvarlarına pencere konulmalıdır. Pencere, modelin tamamını görecektir şekilde deney odasının üst, yan, ihtiyaca göre alt duvarlarına yerleştirilebilir.

Deney odasının duvarlarına pencere açmak için değişik malzemeler kullanılabilir. Burada güvenlik önemlidir. Pencere malzemesi fotoğraf çekmeye uygun olmalı ve lazer ışığına maruz kaldığında bozulmalar minimum seviyede olmalıdır. Bazı malzemeler fotoğraf ışığının ısısına dayanamayarak kırılmaktadır. Bu nedenle malzeme seçilirken mukavemetinin iyi olmasına ve deney odasının içerisini rahatlıkla görülebilmesine imkan verecek şekilde olmasına dikkat edilmelidir. Pratikte en çok kullanılan malzeme plexiglastır. (Rae ve Pope, 1984)

Deney odası duvarları üzerinde oluşan sınır tabaka, deney odası boyunca bir miktar kalınlaşır. Bunun sonucu olarak deney odası boyunca akım hızında bir miktar artış ve statik basınçta da bir azalma meydana gelir, yani üniform-paralel akım şartları bozulur. Bu sorunu giderme yollarından birisi deney odasının kesit alanını akım yönünde sınır tabaka kalınlığının etkisini telafi edecek miktarda arttırmaktır. (Mehta ve Bradshaw, 1979, Atlı ve Erim, 1985, Erim ve diğ., 1980)

Deney odası duvarlarına uygulanacak genişleme açısı için belirleyici parametre Reynolds sayısıdır. Genişleme açısı  $10^7$ - $10^8$  gibi büyük Reynolds sayılarında 0.1-0.25,  $10^5$ - $10^6$  gibi küçük Reynolds sayılarında ise 0.25 – 0.5<sup>0</sup> arasında alınmalıdır. (Gorlin ve Slazinger, 1966, Albayrak, 1984, Rae ve Pope, 1984 )

Deney odası duvarlarında oluşan sınır tabakanın kalınlaşmasını gidermenin bir başka yolu da deney odasının köşelerine köşebentler yerleştirilmesidir. (Mehta ve Bradshaw, 1979, Erim ve diğ., 1980) Üçgen şeklindeki bu köşebentler aynı zamanda deney odası boyunca köşe içlerindeki akım bozulmalarını da azaltır.

Kaliteli bir rüzgar tüneline deney odasındaki akımın düşük türbülanslı, hız dağılımının üniform ve akım çizgilerinin tünel eksenine paralel olması beklenir.



Fakat akım çizgilerinin tam paralel olmasını sağlamak çok zor olduğu için  $\pm 0.25^\circ$  ye kadar olan sapmalar ihmal edilebilir. (Gorlin ve Slezinger, 1966)

### 3.6.2 Kollektör

Rüzgar tünellerinde deney odasından önce bir kollektör kullanılmasının temel amacı akımın hızlanmasını sağlamaktır. Açık devreli bir rüzgar tüneline durgun atmosferden alınan havanın hızının çok düşük olduğu göz önüne alınırsa, deney odasında istenilen hıza eriştirilmesi için mutlaka bir daralan kanaldan geçirilmesi gerektiği açıktır. Kapalı devreli bir tünelde ise deney odasının haricindeki bağlantı kanallarında akım hızının çok büyük olması istenmez. Büyük akım hızları hem enerji kayıplarını artırır, hem de rüzgar tüneli pervanesinin verimi açısından olumlu bulunmaz. Dolayısıyla düşük hızdaki bu akımın deney odasında istenen hıza eriştirilmesi için yine bir kollektöre ihtiyaç vardır. Kollektörün akım hızında yarattığı artışın büyüklüğü daralma oranı ile ilgilidir. Kollektördeki daralmanın ayrıca kollektör girişinde akımda muhtemelen mevcut olan hız farklılıklarını ve türbülans veya benzeri düşük frekanslı başka çalkantıları da azalttığı bilinmektedir. Bu azalmanın miktarı da yine kollektörün daralma oranıyla yakından ilgilidir. (Mehda ve Bradshaw, 1979)

Kollektörün, deney odasında akımı istenen hıza eriştirmesi yanında, deney odası girişinden itibaren üniform-paralel bir akım oluşturması da beklenir. Bu husus kollektör duvarının uygun bir şekle sahip olmasını gerektirir. Basit bir kollektör geometrisi Şekil 3.6' da sunulmuştur.



Şekil 3.6 Kollektörün şekli

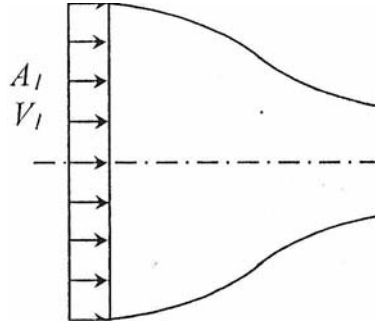
Bir kollektörün çıkışında akımın üniform ve paralel olması beklenir. Giriş kesitindeki akım ise tam olmasa da üniforma yakın bir hız dağılımına sahiptir. Çoğu zaman ortalama bir hız etrafında üniform dağılım kabul edilir. Buna göre giriş ve çıkış kesitlerinde kollektörün dik kesit alanı ve hızlar sırasıyla  $A_1$ ,  $V_1$ ,  $A_2$ ,  $V_2$  olmak üzere (Şekil 3.7) süreklilik denklemi yardımıyla elde edilir.

$$V_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot V_1 \quad (3.4)$$

Burada

$$A_1 / A_2 = n \quad (3.4a)$$

Kollektörün daralma oranı olarak adlandırılır. (3.4) bağıntısı akımın kolektörü geçerken daralma oranı nispetinde hızlandığını ifade etmektedir.



Şekil 3.7. Kollektörün daralma oranı-hız ilişkisi

(3.4) bağıntısı deney odası hızının aynı zamanda kollektör giriş kesitindeki hıza da bağlı olduğunu göstermektedir. Kollektöre giren akımın hızı, gereksiz kayıplardan kaçınmak için, deney odasındaki maksimum akım hızı 100 -150 m/s olarak belirlenen düşük hızlı tünellerde 10-25 m/s ile, maksimum akım hızı 250-300 m/s arasında olan ses altı rüzgar tünellerinde ise 20-50 m/s ile sınırlandırılmalıdır.

Kollektördeki daralmanın, kollektör giriş kesitinde akımda bulunan muhtemel hız farklılıklarını da azaltacağını basit bir analizle göstermek mümkündür (Gorlin ve

Slezinger, 1966, s.27). Bunun için kollektör giriş kesitinde herhangi bir noktadaki hızı  $V_1$  ve aynı düzlemin bir başka noktasındaki hızı da,  $V_1 + \Delta V_1$  ile gösterelim. Akım hızlarının çok küçük olduğu göz önüne alınarak bu iki noktadaki basınçların aynı  $p_1$  değerinde olduğu kabul edilebilir. Bu noktalardan geçen akım çizgileri üzerinde kollektör çıkış kesitindeki hızlar  $V_2$ ,  $\Delta V_2$  olmak üzere Bernoulli denklemi uygulanırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho(V_1 + \Delta V_1)^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho(V_2 + \Delta V_2)^2 \quad (3.5a)$$

$$p_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2}\rho V_2^2 \quad (3.5b)$$

ve bu iki bağıntı, ikinci dereceden terimler ihmal edilmek kaydıyla birbirinden çıkartılırsa aşağıdaki eşitlik ve dolayısı ile boyutsuz bağıntı elde edilir.

$$V_1 \cdot \Delta V_1 = V_2 \cdot \Delta V_2 \quad (3.6)$$

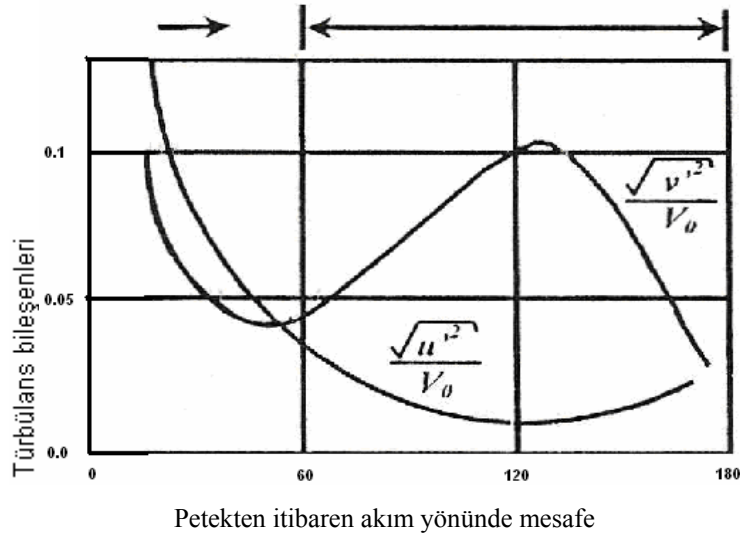
$$\frac{\Delta V_1}{V_1} = \left[ \frac{V_2}{V_1} \right]^2 \cdot \frac{\Delta V_2}{V_2} \quad (3.7)$$

$$\frac{\Delta V_2}{V_2} = \frac{1}{n^2} \cdot \frac{\Delta V_1}{V_1} \quad (3.8)$$

Buna göre kollektör giriş kesitindeki hızlarda görülecek bir farklılığın kollektör çıkışında, kollektör daralma oranının karesi nispetinde azalacağı anlaşılmaktadır.

Kollektördeki daralma genel olarak türbülansı azaltıcı önemli bir etkiye de sahiptir. Kollektörün daralma oranı ne kadar arttırılırsa deney odasındaki kritik Reynolds sayısı değeri de o kadar artar. Bu bakımdan kaliteli bir rüzgar tüneli için tavsiye edilen daralma oranı 6 ile 9 arasındadır (Rae ve Pope, 1984, Mehda ve Bradshaw, 1979). Modern rüzgar tünellerinde tünelin tipine ve ebatlarına bağlı olarak bu oran 4 ~ 25 arasında alınmaktadır. (Gorlin ve Slazinger, 1966 )

Rüzgar tüneli dinlenme odasında bulunan dikey ve eksenal yöndeki çalkantıların kolektör boyunca nasıl değiştiği Şekil 3.8 da görülmektedir (Gorlin ve Slezinger, 1966, Pankhurst ve Holder, 1952). Buna göre, dikey yöndeki hız çalkantıları kollektörün girişinden itibaren çabuk bir şekilde düşer. Yatay yöndeki hızlardaki çalkantılar ise kollektör başlangıç kesiminde önce bir artış göstermekle birlikte kollektörün son kısmında yine çabuk bir düşüş göstererek çıkış kesitinde dikey bileşenle yakın bir değere gelir. Bu şekilde Ms dinlenme odasında yer alan bal peteğinin gözenek boyutunu, x ise bal peteğinden itibaren uzaklıkları göstermektedir. Yatay ve dikey hız çalkantılarında görülen ilk azalmalar bal peteği ve bunun ardında yer alan elekten kaynaklanmaktadır.



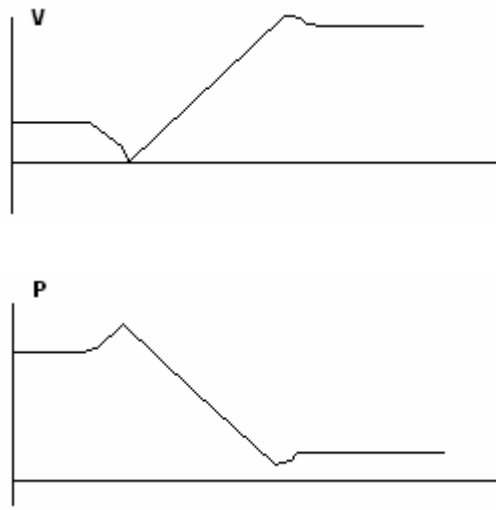
Şekil 3.8 Kollektör daralmasının Türbülans bileşenleri üzerindeki etkisi (Gorlin ve Slazinger 1966)

Kollektör daralma oranının gereğinden fazla artması, tünelin tüm ebatlarının büyümesine ve maliyetin artmasına neden olur.

Deney odası içerisindeki akımın hızını kollektörün daralma oranı ve kollektör girişindeki ortalama akım hızı belirlerken, akımın deney odasına girişte üniform ve paralel olması daha ziyade kollektör duvarının profil geometrisiyle ilgilidir. Kollektör dizaynı literatürde her zaman ilgi duyulan özel bir problem olarak yer almıştır.

Kollektör dizaynında karşılaşılan önemli bir problem duvar üzerinde oluşan sınır tabakanın ayrılması riskidir. Sürtünmesiz akım şartlarında dizayn edilen ve teorik olarak deney odasında istenildiği gibi üniform paralel akım sağlayan bir kollektör, duvar boyunca uygun bir basınç dağılımı oluşmaması halinde sınır tabaka ayrılmasına ve sonuç olarak deney odasındaki akım kalitesinin düşmesine yol açabilir.

Tipik bir kollektör duvar profili ve bunun oluşturduğu hız ve basınç dağılımı Şekil 3.9 de görülmektedir.



Şekil 3.9 Tipik bir kollektör duvarı boyunca hız ve basınç dağılımları  
(Rae ve Pope, 1984)

Buna göre akım kollektör duvarı boyunca, kollektör giriş kesiminde yavaşlamakta, daha sonra hızlanarak kollektör bitiminde maksimum bir değerden geçmekte ve bir miktar yavaşlayarak deney odası girişinden itibaren sabit bir değere erişmektedir. Buna karşılık duvar boyunca basınç dağılımında kollektör giriş kısmı öncesinde ve deney odası girişi civarında olmak üzere iki bölgede artışlar gözlenmektedir. İşte sınır tabaka gelişimi açısından risk yaratabilecek bu durum basınç artış gradyanlarının sınır tabaka ayrılmasına yol açabilecek kadar büyük olmasıdır. İyi bir tasarımda basınç gradyanlarının çok büyük olmamasına dikkat edilmelidir.

Kollektör daralma oranını küçük tutarak ve/veya kollektör boyunu uzatarak kollektör duvarları boyunca ters basınç gradyantını küçültmek ve böylece sınır

tabaka ayrılmalarının önüne geçmek mümkündür. Ancak bu da sınır tabakanın gereksiz yere fazla kalınlaşmasına neden olur. Hatta deney odasında model şartlarına bağlı olarak akım ayrılması ihtimali ortaya çıkabilir.

Bilgisayarlarla hesaplamaların olmadığı dönemlerde kollektör dizaynı gözle ya da yaklaşık metotlarla yapılırdı. (Rae ve Pope, 1984, Mehta ve Bradshaw, 1979) Laplace denklemi veya Stokes-Beltrami denkleminin çözümleri kolay bir kollektör geometrisi elde etmek ve bir çok analitik çözüm yapmak açısından uygundur. Kollektörle alakalı ilk çalışmaların büyük çoğunluğunda potansiyel teori baz alınmıştır (Rae and Pope, 1984). İlk önce kollektörün şekli belirlenir daha sonra da oluşan ters basınç gradyenlerinin akım kalitesini ne kadar etkilediği incelenirdi. Bu dönemde yapılan kollektörle alakalı çalışmalar neticesinde, kollektörün çıkış bölümündeki eğrilik yarıçapının girişine oranla daha küçük olduğunu söylemek mümkündür.

Bilgisayarların devreye girmesiyle kollektör dizaynı için bir çok metot kullanılmaya başlanmıştır. Bu dönemde yapılan çalışmaların büyük çoğunluğu kollektördeki iki boyutlu veya aksenal sürtünmesiz sürekli akımın analitik metotlarla çözümüyle ilgilidir. İki boyutlu çözümlerde ise hodograf veya konform dönüşüm metodlarının kullanıldığını görmek mümkündür. Yapılan birçok çalışmada analitik çözümler yapılmıştır. Analitik çözümlerin zorluğundan dolayı da, problemi kolaylaştırmak için kollektörün uzunluğunu sonsuz varsaymak gibi kabuller yapılmıştır. Bu kabuller de bazı hataların olmasına neden olmaktadır.

Gerçekte ise kollektörün sonlu bir boyu vardır. Fakat kollektörün boyunu sonsuz kabul etmekle, sınır tabaka ayrılmalarına neden olan sonlu uzunluktaki bir kollektörün giriş ve çıkış kesitleri civarındaki hız ekstremumları ve zıt basınç gradyeni ihmal edilmiş olunur.

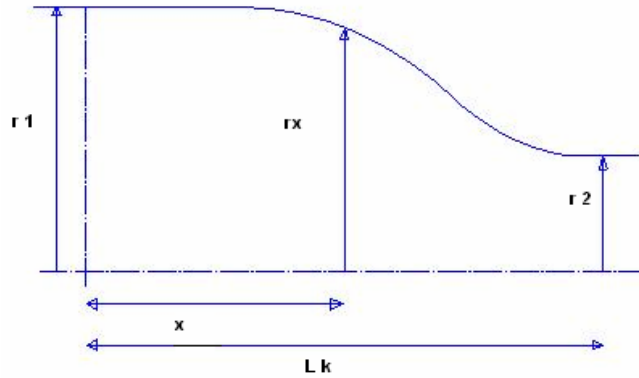
Kollektörün profil şeklini elde etmek için bazı ampirik bağıntılar da kullanılmaktadır. Bunlardan en çok bilineni Vitoshinski formülüdür (Gorlin ve Slezingler, 1966, s.30, Erim ve diğ., 1985)

$$r(x) = \frac{r_2}{\sqrt{1 - \left[1 - \left[\frac{r_2}{r_1}\right]^2\right] \left(\frac{1 - 3x^2/a^2}{1 + 3x^2/a^2}\right)^2}} \quad (3.9)$$

Burada  $x$  kollektör giriş kesitinden itibaren tünel eksenini boyunca mesafeyi  $r$ , kollektör yüzeylerinin bu eksene dik uzaklığını ve  $r_1$  ve  $r_2$  de kollektörün giriş ve çıkış kesitlerinde  $r$ ' nin aldığı değeri göstermektedir (3.9).  $a$  büyüklüğünün değeri ise  $4 r_2$  olarak alınmaktadır.

Kollektör duvar eğrisi için uygun sonuç veren bir diğer bağıntı da  $l$  kollektörün uzunluğu olmak şartıyla aşağıdaki gibi elde edilir. (Erim ve diğ., 1985)

$$r(x) = (r_1 - r_2) \left(\frac{1-x}{l}\right)^3 \left[2 - \left(\frac{1-x}{l}\right)^3\right] + r_2 \quad (3.10)$$



Şekil 3.10 Kollektör duvar eğrisi için parametreler  
(Erim ve diğ., 1985)

Kollektörün boyu, dinlenme odası, kollektörün kendisi ve çıkış kısmının boylarının toplamı olarak tanımlanabilir. Kollektörün uzunluğu, kollektör duvarları boyunca sınır tabaka ayrılmasına imkan vermeyecek bir basınç dağılımı yaratacak sınırlar arasında seçilmelidir. Basınç gradyanının küçük olmasını sağlamak için daha uzun kollektör tasarımı tercihi makul görülebilir. Ancak daha uzun kollektörün hem tünel

boyunu ve maliyetini arttıracakını, hem de sınır tabakanın daha fazla kalınlaşmasına yol açacağını dikkate almak gerekir.

Tecrübeler kollektörün boyunun kollektör çıkış kesiti çapına (deney odası giriş çapı) oranla 1.5 - 2 kat arasında alınmasının uygun olacağını göstermektedir (Gorlin ve Slezinger, 1966).

Kollektör dik kesiti olarak en ideal şekil dairedir. Ancak imalatı genellikle zorluk yaratır. İmalat açısından en kolay kesit şekli kare alanıdır. Bazen çokgen kesitler de kullanılabilir. Ancak tercih edilecek kesit şekli, şüphesiz ki deney odasının ve dinlenme odasının dik kesit şekillerine de bağlı olacaktır.

Dairesel olmayan herhangi bir dik kesit şekline sahip kollektörlerde köşe içindeki akım sınır tabaka ayrılmasına daha meyillidir. Bununla birlikte 45° lik köşebentler kullanılarak sınır tabaka ayrılmalarının önüne geçilebilir (Mehda ve Bradshaw, 1979).

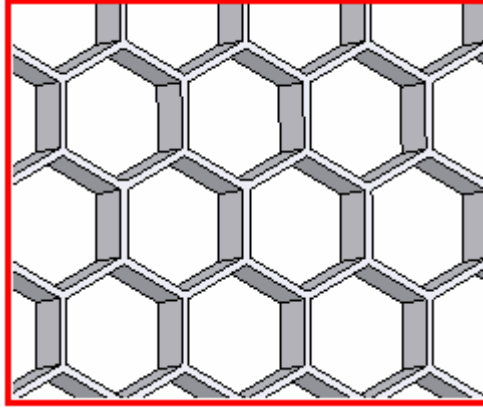
### **3.6.3. Dinlenme odası ( bal peteği ve elek ilaveli )**

Dinlenme odası rüzgar tüneline kollektörden önce yer alan ve akımın kollektöre olabildiğince üniform-paralel halde ve düşük türbülanslı olarak girmesini sağlamak üzere yavaşlatıldığı bir kısımdır. Paralel duvarlı ve genel olarak genişliğine kıyasla boyu çok uzun olmayan bu kanal içerisinde akımı paralel hale getirmeye yarayan bal petekleri ve türbülansı küçültmeye yarayan elekler yer alır.

Tecrübeler genel olarak dinlenme odası boyunun giriş çapının yarısı mertebesinde alınmasının uygun olacağını göstermektedir. Kullanılan bal peteğinin uzunluğu ve konumu, elekler bal peteği arasındaki uzaklık vb. gibi nedenlerle dinlenme odası boyunun daha uzun olması zorunluluğu ortaya çıkabilir. Ancak boyun çok uzun olmasının, dinlenme odası duvarları üzerindeki sınır tabakanın gereksiz yere kalınlaşmasına neden olacağı unutulmamalıdır.



Bal peteklerinin kullanılma amacı kollektöre doğru yaklaşan akımın olabildiğince paralel hale gelmesini sağlamaktır. Bunun yanında türbülansı azaltıcı bir etkisi olduğu da bilinmektedir. Bal peteği bu yararları yanında basınç kayıplarına neden olur. Bu bakımdan tasarımı sırasında bütün bu hususların bir arada düşünülmesi gerekir. Örnek bir bal peteği Şekil 3.11 da görülmektedir.

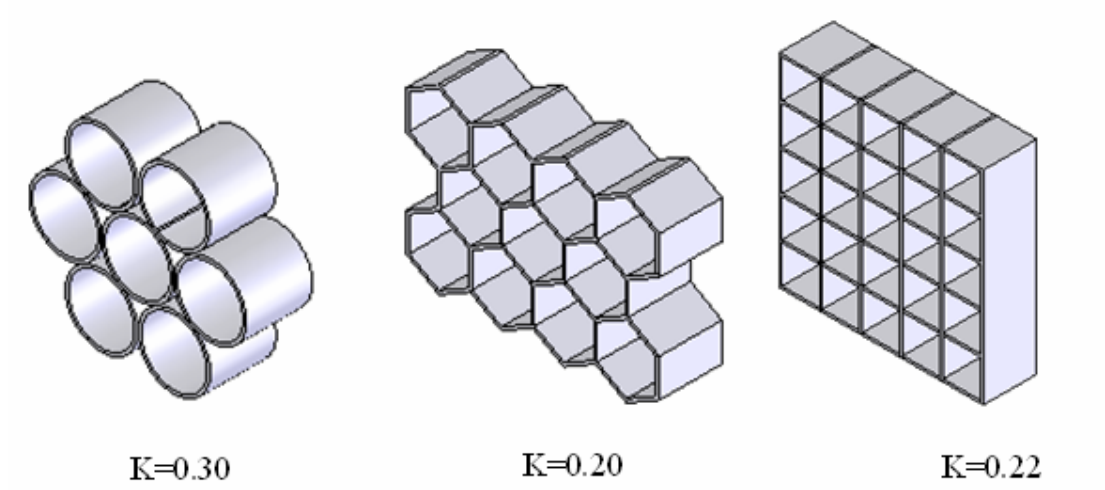


Şekil 3.11 Bal peteği  
(Mehta ve Bradshaw, 1979)

Bal petekleri, tünel eksenine göre akımdaki sapmaların 10 dereceyi aşmadığı hallerde etkindir. Bunun üzerindeki açılarla bal peteğine giren akım bal peteği yüzeyleri üzerinde ciddi ayrılmalara maruz kalabilir (Mehta ve Bradshaw, 1979). Bu da bal peteğinin etkinliğinin azalması yanında, basınç kayıplarını da arttırır. Bu durumla özellikle üfleme tipteki açık devreli rüzgar tünellerinde, gerekli önlemler alınmazsa karşılaşılır. Fan çıkışında dar olan kanal dinlenme odasının kesit genişliğine ulaştırılmak amacıyla bir difüzör kullanılarak genişletilir. Geniş açılı olan bu difüzör içerisinde çoğu zaman ayrılma sorunuyla karşılaşılır. Ancak difüzör içerisinde elekler kullanılarak ayrılmanın önüne geçilebilir. Böylece akımın bal peteklerine geliş açısı azaltılabilir. Difüzördeki akımın geliş açısı  $40^\circ$  civarında ise basınç düşürme katsayısı,  $K = 1.5$  olan elekler kullanıldığı takdirde sapma açısını yüzde 70 oranında düşürmek mümkündür (Mehta ve Bradshaw, 1979).

Bal petekleri, adından da anlaşılacağı gibi genellikle bal peteği gibi altıgen biçimde tasarlanırlar. Bununla birlikte dairesel, dikdörtgen ve üçgen gözenekli olarak da imal edilebilirler. Değişik tiplerdeki bazı petek tasarımları Şekil 3.12' de gösterilmiş olup

bunların yol açtıkları basınç kayıp katsayıları şekil üzerinde belirtilmiştir.



Şekil 3.12 Bal peteği tipleri ve basınç kayıp katsayıları (Rae ve Pope, 1979)

Yüksek performans istenen rüzgar tünellerinde ve rüzgar yüklerinin fazla olduğu büyük tünellerde alüminyumdan imal edilen bal petekleri tercih edilir (Mehta ve Bradshaw, 1979). Ancak küçük tünellerde birbirine geçme yapılmış karton bal petekleri de kullanılabilir.

Bal peteğinin akım doğrultusundaki uzunluğunun artması akımın paralelleştirilmesi için yararlanılan mesafenin artması anlamına geldiğinden olumlu bulunur. Uzun bir bal peteğinde aynı zamanda sürtünme de artacağından akım doğrultusundaki bozuntuların düzeltilmesine de bir katkısı olacağı beklenir (Punkhurst ve Holder, 1952).

Türbülansın yanal doğrultudaki bileşenleri bal peteği hücrelerinde bastırılarak hayli küçültülebilir, hatta bal peteği hücre çapının 5-10 katı kadarlık bir mesafede tamamiyle yok edilebilir. (Mehta ve Bradshaw, 1979). Ancak, bal peteği yüzeylerinde de sınır tabaka oluşacağını ve bu şekilde türbülans üretileceğini de unutmamak gerekir. Gözenekler içinden geçen hava akımının laminer olması halinde bal peteğinin ürettiği türbülans seviyesi akımın türbülanslı olması halindeki kıyasla

daha yüksektir. Bir çok rüzgar tüneline bal peteği gözenekleri içindeki akım laminardır.

Bal peteklerinin türbülans seviyesi üzerindeki etkileri (İnan, 2003) tarafından incelenmiş olup bal peteğinin hemen ardına bir elek yerleştirilmesi halinde bal peteğinin oluşturduğu türbülansın azaltılabileceği tespit edilmiştir. Literatürde yer alan genel kanı da bal peteklerinin eleklerle kullanılmasının türbülansı azalttığı şeklindedir (Punkhurst ve Holder, 1952).

Bal peteklerinden maksimum verimi almak için hücre boyutlarını da iyi belirlemek gerekir. Hücre çapı yanal doğrultudaki en küçük hız değişiminin dalga boyundan (büyüklüğünden) daha küçük olmalıdır. Hücre uzunluklarının boylarının ise akımda bulunan en büyük boyutlu girdapların ortalama çapları mertebesinde olmalıdır. Bal peteği uzunluğunun genellikle çapın 6-8 katı civarında olması tavsiye edilmektedir (Mehta ve Bradshaw, 1979).

Bal peteği boyunun artmasının basınç kayıplarını da arttıracakını beklemek mümkündür.

Eleklerin kullanılmasının iki temel amacı vardır. Bunlardan birisi akımdaki üniformsuzlukların azaltılması, diğeri ise türbülansın azaltılmasına yardımcı olmaktır. Daha önce de belirtildiği gibi dinlenme odasına ve genellikle bal peteklerinin ardında bulunacak şekilde yerleştirilirler (Rae ve Pope, 1984). Tünellerde hızın en düşük olduğu dinlenme odası içerisine yerleştirilmelerine rağmen basınç kayıplarına ve dolayısıyla tünel için gerekli gücün artmasına neden olurlar.

Eleklerin yarattığı basınç kayıpları akımın daha hızlı olduğu bölgelerde yavaş olduğu bölgelere kıyasla daha fazladır. Bunun sonucu olarak akımdaki üniformsuzlukların azaltılmasına bir katkıda bulunurlar. Bal peteklerinin yarattığı basınç kayıpları eleklerle kıyasla daha küçük olup, bunların aksel hız üzerindeki etkisi daha azdır (Rae ve Pope, 1984, s.74).

Elekler akımdaki büyük ölçekli girdapları kırarak, çok sayıda, küçük ölçekli girdapçıklara dönüşmesini sağlar. Böylece küçülen girdapçıklar kollektör boyunca viskozitenin etkisiyle daha çabuk yok edilebilir.

Elekler, kullanılma amaçlarının gereği olarak akım türbülansını azaltırken, bir yandan da bizzat kendileri türbülans üretirler. Eleklerin ürettiği girdapların büyüklüğü elekleri oluşturan tellerin çapı cinsinden tanımlanan Reynolds sayısına bağlıdır. Şayet Reynolds sayısı yaklaşık 40' in altında ise elek ilave bir türbülans üretmez (Pankhurst ve Holder, 1952, s.78). Sözü edilen Reynolds sayısının küçük olmasını sağlamak için eleklerde kullanılan tel çapları küçük tutulmalı ve dinlenme odasındaki akım hızının çok büyük olmamasına dikkat edilmelidir.

Akım görüntüleme deneylerinin yapıldığı kapalı devreli rüzgar tünellerinde, görüntüleme için kullanılan maddelerin ve ayrıca toz ve kirlerin birikiminden dolayı eleklerin niteliklerini kaybedebildikleri, hatta akımın üniformluğunun bozulmasına neden olabildikleri gözlemlenmiştir. Toz ve kir zerrelere eleklerin gözeneklerinde her yerde aynı oranda olacak biçimde birikmez. Bunun sonucu olarak eleklerin gözenekleri farklı basınç kayıplarına neden olur ve dolayısıyla deney odasında zamanla keyfi ve üniform olmayan bir hız dağılımı meydana gelir. Bu nedenle akım görünürlüğü deneylerinin yapıldığı rüzgar tünellerinde, deney için beyaz kil, yağ, buharlaşmış yağ, karbon tozu vb maddeler kullanılıyorsa deneylerden sonra temizliğin çok iyi yapılması gerekir. Bu temizliği kolaylaştırmanın bir yolu dinlenme odası duvarının kolaylıkla elekleri çıkartıp tekrar monte edebilecek biçimde yarıklı olarak dizayn edilmesidir (Rae ve Pope, 1984).

Elekler genellikle metal tellerden imal edilmektedir. Rüzgar yüklerinin çok fazla olmadığı durumlarda naylon ve polyester de kullanılmaktadır (Mehta ve Bradshaw, 1979). İmalatın üniform biçimde gerçekleştirilmesine dikkat edilmelidir. Ancak bu hayli güç olup, aerodinamik yük altında bükülen eleklerde üniform olmayan imalatın sonucu olarak çarpılmalar meydana gelebilir.

Elekler genellikle kare veya dikdörtgen hücreler şeklinde örülerek yapılır. Etkinlikleri basınç düşürme katsayısı ve akım saptırma katsayısı adı verilen iki

parametreye bağlanabilir (Mehta ve Bradshaw, 1979). Basınç düşürme katsayısı,

$$K = f_1 (\beta, Re, \theta) \quad (3.11)$$

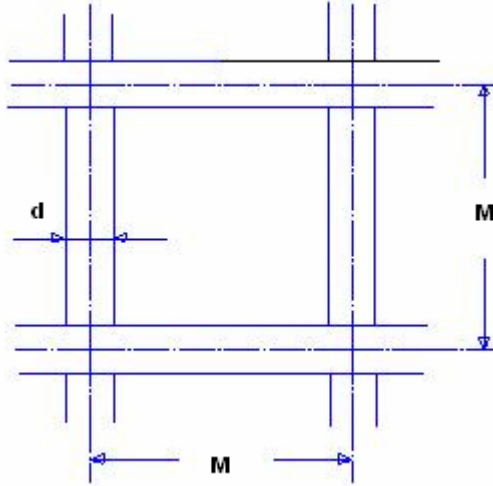
burada,  $\beta$  boşluk oranı,  $Re$  Reynolds sayısı ve  $\theta$  akım geliş açısının bir fonksiyonudur. Akım saptırma açısı ise;

$$\alpha = f_2 (\beta, K, \theta) \quad (3.12)$$

yine boşluk oranı ile akım geliş açısının ve basınç düşürme katsayısının fonksiyonudur. Boşluk oranı, Şekil 3.13 de görüldüğü gibi eleğin bir gözeneği içerisindeki boşluğun toplam alana oranı olmak üzere, (Rae and Pope, 1984)

$$\beta = \left[ 1 - \frac{d}{M} \right]^2 \quad (3.13)$$

Burada  $d$  tel çapı,  $M$  ise gözeneğin genişliğidir



Şekil 3.13 Boşluk Oranı  
(Mehta ve Bradshaw, 1979)

Türbülansın düşürülmesi açısından 0.57 nin üzerindeki boşluk oranları tavsiye edilmektedir. Daha küçük boşluk oranlarına sahip elekler deney odasında akım

kararsızlığına neden olur (Rae ve Pope, 1984, s.76). Buna karşılık boşluk oranı çok büyük olan elekler seçilirse akım doğrultusunda daha önce var olan hız değişimlerinde azalmanın sağlanması zor olur (Bradshaw, 1965 ).

Seçilmiş bir boşluk oranı halinde, akım türbülansını düşürmek açısından daha küçük gözenek boyutu tercih edilmesi uygun olur (Mehda ve Bradshaw, 1979).

Eleklerin türbülans ve hız dağılımındaki etkisi basınç düşürme katsayısı, K ile yakından ilgilidir. Basınç düşürme katsayısı aşağıdaki bağıntı ile tanımlanabilir;

$$K = \frac{P_1 - P_2}{\rho V^2 / 2} \quad (3.14)$$

Burada  $P_1$  elekten önceki,  $P_2$  elekten sonraki basınç, V ise hızdır.

Basınç düşürme katsayısı ile  $\beta$  arasındaki ilişki için literatürde bir çok bağıntı verilmiş olup (Bradshaw, 1965, Punkhurst and Holder, 1952, Mehda and Bradshaw, 1979, s.79), bunlar arasında en çok ilgiyi çeken ve kullanılan bağıntılar, verilen

$$K = 6.5 \left[ \frac{1 - \beta}{\beta^2} \right] \left[ \frac{Vd}{\beta v} \right] \quad \left( \frac{Vd}{\beta v} < 600 \right) \quad (3.15)$$

bağıntısı, ve

$$K = 0.9 \left[ \frac{1 - \beta}{\beta^2} \right] \quad \left( \frac{Vd}{\beta v} > 600 \right) \quad (3.16)$$

Burada V akım hızı; d elek telinin çapı; v ise akışkanın kinematik viskozitesidir.

Basınç düşürme katsayısı ile ilgili bağıntılardan bir diğeri de (Bradshaw, 1965)

$$K = K_0 + \frac{55,2}{Re_d}, \quad K_0 = \left( \frac{1 - 0,95\beta}{0,95\beta} \right)^2 \quad (3.17)$$

Burada  $Re_d$  elek telinin çapına bağlı Reynolds sayısıdır.

Eleklerin, deney odasına giren akımın aksenal hız dağılımında bulunan uniformsuzlukları giderdiklerinden daha önce bahsedilmişti. Eleklerin bu etkinlikleri ile basınç düşürme katsayısı arasındaki ilişki için bir bağıntı Punkhurst ve Holder, (1952), tarafından,

$$\frac{\Delta u_2}{\Delta u_1} = \frac{2 - K}{2 + K} \quad (3.18)$$

şeklinde geliştirilmiştir. Burada  $\Delta u_1$  elekten önceki;  $\Delta u_2$  ise elekten sonraki hız farklılıklarını belirtmektedir. Bu bağıntıya göre basınç düşürme katsayısının 2 olduğu eleklerde üniformsuzluk hemen hemen tamamıyla elimine edilmektedir Basınç düşürme katsayısındaki artış ile birlikte ihtiyaç duyulan güçte de artma olur. Bu nedenle türbülansı istenilen düzeyde düşürebilen ve aynı zamanda kabul edilebilir sınırlar dahilinde güç kaybına yol açan elekler seçilmelidir.

Elekler üfleli tipteki tünellerde fan ile dinlenme odası arasında genel olarak kullanılan geniş açılı difüzörlerde akım ayrılmalarının önüne geçmek için de kullanılmaktadır. Bu amaçla kullanılan elekler aynı zamanda akımda görülen sapmaların düzeltilmesine de yaramaktadır.  $K=1,5$  basınç düşürme katsayısına sahip olan bir elek  $40^\circ$  civarındaki sapmaları yüzde yetmiş oranında azaltabilmektedir (Mehta ve Bradshaw, 1979).

Akımın elekten çıkışta tünel eksenine yaptığı açının eleğe giriş açısına oranı saptırma katsayısı olarak adlandırılır. Giriş açısının küçük değerleri için saptırma katsayısı,

$$\alpha = A + \frac{B}{\sqrt{1 + K}} \quad (3.19)$$

A, akım saptırma katsayısı 0 ile 1 arasında değişmektedir. (Rae ve Pope, 1984, s.78). Şayet dinlenme odasında birden fazla elek varsa, elekler arasındaki mesafe öyle belirlenmelidir ki arkadaki elek öndeki elekten etkilenmesin. Tecrübeler elekler arasındaki mesafenin ve en son elek ile kollektörün girişi arasındaki mesafenin dinlenme odası hidrolik çapının en az 0.2 katı; ilk elek ile bal peteği arasındaki mesafenin ise dinlenme odası hidrolik çapının 0,1- 0,2 katı arasında olduğu durumlarda akımın daha kaliteli bir biçimde üniformlaştırılabildiğini göstermektedir (Mehta ve Bradshaw, 1979).

#### 3.6.4. Difüzör

Difüzör rüzgar tüneline deney odasının hemen ardında yer alan, genişleyen bir kanal olup görevi deney odasında yüksek hıza sahip olan akımın yavaşlamasını sağlamaktır. Akımın yavaşlatılması açık devreli bir rüzgar tüneline akımın atmosfere atılması sırasında ortaya çıkacak olan enerji kayıplarını azaltması bakımından önemlidir. Kapalı devreli tünellerde ise deney odasından sonraki kanallarda kayıpların az olması bakımından ve tünel pervanesinin verimli çalışması açısından önemlidir.

İdeal bir akım için bir boyutlu hareket denklemi,

$$d \left( \frac{V^2}{2} \right) + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (3.20)$$

olup bu bağıntıdan, akımın yavaşlaması halinde birim kütle başına kinetik enerjisinin azalacağı, ancak hiçbir kayıp olmadığı takdirde azalan kinetik enerjinin tamamen basınç enerjisine dönüşeceği görülmektedir.

İdeal bir difüzörden beklenen, deney odasından çıkan akımı yavaşlatırken, kinetik enerjisinin de hiçbir kayba neden olmaksızın basınç enerjisine dönüştürmesidir. Ancak bu mümkün değildir. Dolayısıyla tasarım probleminde hedef kayıpların minimum olmasını sağlayacak difüzör geometrisinin elde edilmesidir. Nitekim difüzör performansı, kinetik enerjiyi basınç enerjisine kayıpsız olarak



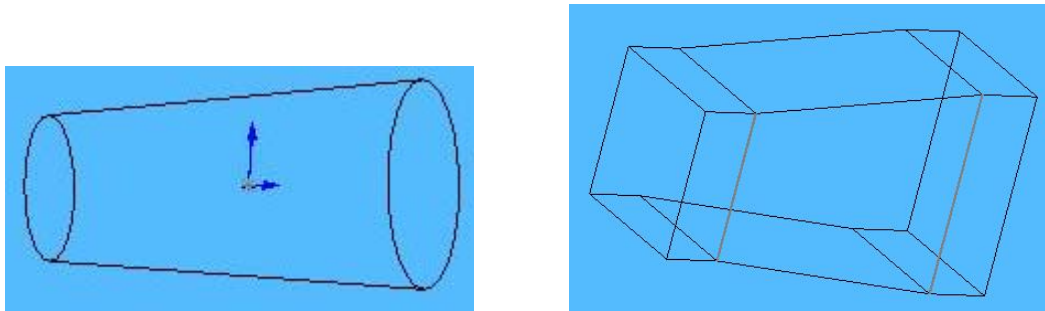
dönüştürme kapasitesiyle ölçülür.

Deney odasından çıkan akım difüzör olmaksızın doğrudan atmosfere atılırsa akımın kinetik enerjisinin tamamı da ortama yayılır. Bu durumda akım kalitesini korumak için aynı miktarda enerjiye ihtiyaç vardır. (Punkhurst ve Holder, 1952)

Öte yandan, ses altı akımlarda oluşan bozuntuların akımın geliş yönünde de yayılabildiği hatırlanırsa difüzör içerisindeki akımda meydana gelebilecek herhangi bir bozulmanın deney odasındaki akım şartlarını da etkileyebileceği anlaşılır. Bu bakımdan da difüzörün çok dikkatli bir şekilde dizayn edilmesi gerekir.

Difüzörün performansını deney odasından difüzöre giren akımın kalitesiyle, bizzat difüzör içerisindeki akımın gelişimi belirler. Difüzör içerisinde akımın gelişimi difüzörün geometrisine bağlı olup, bu hususla ilgili önemli parametrelerin, difüzörün genişleme oranı, genişleme açısı ve dik kesit şekli olduğu belirtilebilir (Gorlin ve Slezinger, 1966).

Difüzörler genel olarak kanal biçiminde (kare veya dikdörtgen kesitli) ya da konik olarak tasarlanırlar (Şekil 3.14).



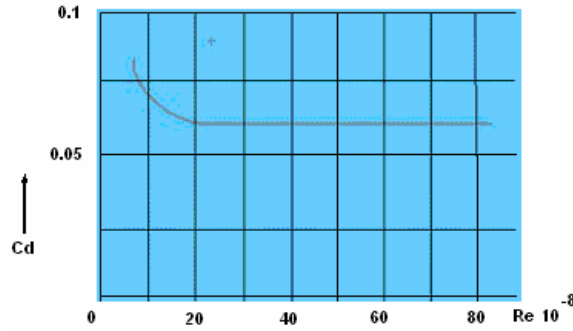
Şekil 3. 14 Difüzör geometrisi (Rae ve Pope, 1984)

Difüzörün genişleme oranı ( $n_d$ ) çıkış kesiti ile giriş kesiti arasındaki orandan ibaret olup, genellikle kollektör daralma oranı civarında seçilmesi tavsiye edilmektedir (Gorlin and Slezinger, 1966, s.35, Punkhurst and Holder, 1952, s.56). Difüzörün giriş kesidinin alanı ile deney odasının çıkış kesidi alanı aynı olup, difüzörün çıkış kesidinin alanı seçilen difüzör genişleme oranından hareketle,

$$A_2 = n_d \cdot A_1 \quad (3.21)$$

Burada  $A_1$  difüzörün giriş kesit alanı,  $A_2$  ise çıkış kesitinin alanıdır.

Difüzör genişleme açısı için en ideal değer  $7^\circ$  olarak tavsiye edilmektedir (Gorlin ve Slezinger, 1966, Punkhurst ve Holder, 1952). Genişleme açısının  $8^\circ$  den fazla olması halinde difüzör boyunca oluşacak ters basınç gradyanı difüzör duvarı üzerindeki sınır tabakanın ayrılmasına yol açarak difüzör performansının ve bunun yanında deney odası akım kalitesinin düşmesine neden olabilir. Difüzör açısının küçük olması ise, seçilmiş bir difüzör genişleme oranı için difüzör boyunun gereksiz yere artmasına neden olur ki, bu durumda difüzör sınır tabakası çok kalınlaşarak enerji kaybına neden olabilir. Kayıpların minimum seviyede olması için difüzörün iç yüzeyi de pürüzsüz olmalıdır. Yüzey pürüzlülüğünden dolayı ortaya çıkan sürtünme kuvvetlerinin olumsuz etkileri hıza bağlı olarak değişir. Yani yüksek hızlarda Reynolds sayısındaki artışla birlikte sürtünme katsayısı da düşer



Şekil 3.15 Sürtünme katsayısının Re sayısına bağlı olarak değişimi (Gorlin ve Slezinger, 1966)

Difüzörün uzunluğu, genişleme açısı ve genişleme oranı dikkate alınarak, (Gorlin and Slezinger, 1966, s.35)

$$L_d = \frac{D_{d2} - D_{d1}}{2 \tan(\theta_d / 2)} \quad (3.22)$$

Burada  $L_d$  difüzörün uzunluğunu,  $\theta_d$  genişleme açısını,  $D_{d1}$  giriş kesitinin,  $D_{d2}$  de çıkış kesitinin hidrolik çapını belirtmektedir.

Difüzörün verimini bulmak için çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Erim ve diğ., sıkıştırılmaz akışta difüzör verimini, difüzör boyunca her hangi bir noktada akışkanın birim kütlesi başına kinetik enerjisindeki azalma  $-d(V^2/2)$  iken basınç enerjisindeki artışı,  $\eta_d \cdot d(V^2/2)$  şeklinde difüzör verimine bağlayarak tanımlamıştır (Punkhurst ve Holder, 1952). Buna göre kayıpların olmadığı ideal bir difüzör için iki kesit arasında daha önce de yazılan (3.20), bir boyutlu hareket denkleminin benzeri kayıplı halde,

$$\eta_d \cdot d\left[\frac{V^2}{2}\right] + \frac{dp}{\rho} \quad \text{olarak yazılabilir.} \quad (3.23)$$

buradan integre edilerek veya yeni bir düzenleme ile,

$$\eta_d = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2 \left[1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2\right]} \quad (3.24)$$

bulunur Ayrıca süreklilik denklemi gereği ,  $A_1$  difüzörün giriş ,  $A_2$  de çıkış kesit alanı;  $V_1$  giriş,  $V_2$  de çıkış hızı olmak üzere,

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{A_1}{A_2}$$

olup bu eşitlik yukarıda kullanılarak

$$\eta_d = \frac{\Delta H}{\frac{1}{2}\rho V_1^2 \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2\right]} \quad (3.25)$$

olarak ifade edilebilir. Burada  $\Delta H$  değeri,

$$\Delta H = \frac{1}{2}\rho(V_1^2 - V_2^2) - (p_2 - p_1) \quad (3.26)$$

şeklindedir.

Difüzörde genişleme açısının  $5^0$ 'den  $8^0$ 'ye yükseltilmesi durumunda difüzör verimi önemli miktarda artmaktadır. (Punkhurst ve Holder, 1952)

Emmeli tipteki açık devreli rüzgar tüneline difüzörün hemen ardında aksel fan yer alır. Şayet deney odası dik kesiti kare veya dikdörtgen biçiminde ise bu biçimden dairesel kesit biçimine geçiş için difüzörün aynı zamanda bir adaptör gibi tasarlanması gerekir.

### 3.6.5. Fan

Rüzgar tünellerinin geometrik yapısından, sürtünmeden, kinetik enerjiden basınç enerjisine veya basınç enerjisinden kinetik enerjiye dönüşümün istenen şartlarda olmamasından dolayı bir miktar enerji kayıplarının olması söz konusu olduğundan daimi-üniform akım şartlarının sağlanması için dışarıdan bir güç verilmesi zorunludur. Ses altı rüzgar tünellerinde gerekli akımın sağlanması için ihtiyaç duyulan bu enerji tünelin belli bir bölgesine yerleştirilen fan tarafından elde edilir.

Fan seçiminde dikkate alınması gereken en önemli kriter fan gücüdür. Tünel elemanları oluşan boyunca enerji kayıpları da dikkate alınırsa rüzgar tünelinin gücü;

$$P_T = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 (\sum K_i + 1) \quad (3.27)$$

Bu durumda fanın motor gücü, fanın verimi  $\eta_f$  olmak üzere

$$W_m = P_T / \eta_f \quad (3.28)$$

Ayrıca fan çapını ve motor devir sayısını hesaplarken dikkate alınması gereken iki önemli kriter vardır. Birincisi fan debisi, tünel debisine eşit veya büyük olmalıdır.

$$Q_f \geq A \cdot V_0 \quad (3.29)$$

ikinci kriter ise fan pervane düzlemindeki en büyük teğetsel hızın 200 m/sn' den küçük veya eşit olmasıdır. Öte yandan tünel hızının kontrol edilmesi fanın devir hızını değiştirmekle mümkündür. Fan pervanelerinin uç hızı ( $V_T$ ) kesinlikle ses hızına yaklaşmamalıdır. Aksi halde pervane uçlarında oluşacak transonik akımlar nedeniyle fan verimi düşeceği gibi deney odasındaki çalışma şartları da olumsuz etkilenecektir. Ayrıca fan pervanelerinde titreşim ve çirpinti meydana gelmemesi gerekir.

$$V_t = \omega_f \frac{D_f}{2} \leq 200 \text{ m/sn} \quad (3.30)$$

$$\omega_f = \frac{2\pi.n}{60} \quad (3.31)$$

Burada  $D_f$  fan pervanesinin çapı (m),  $n$  motor devri (dev./dk.) ve  $\omega_f$  fanın açısal hızıdır (rad/sn). Fan pervaneleri ile tünel duvarı arasında da belli bir miktar boşluk olmalıdır. Mümkün olduğunca küçük olması tercih edilen bu boşluğun fan pervanesi çapına bağlı olarak değişimi Tablo 3.1 de sunulmuştur.

Tablo 3.1. Fan kanatları ile tünel duvarı arasındaki mesafe;  
(Mehta ve Bradshaw, 1979)

Fan kanatlarının çapı	Tünel duvarıyla arasındaki mesafe
5 m' den büyük	30-40 mm
2-5 m arası	20-30 mm
2 m' den küçük	5-15 mm

Fan bir elektrik motoru yardımıyla çalıştırılır. Söz konusu motor, fanın istenen değerlerde açısal hız üretmesini, dolayısıyla tünelde hava akımı elde edilmesini sağlar. Motorun tünelin dışında bir yere monte edilmesi daha yaygın bir kullanım şeklidir.

Rüzgar tünellerinde kullanılan fanlar, fanın gücüne yani basma yüksekliğine (meydana getireceği basınç farkına) dikkat edilerek seçilir. Bu özelliklerdeki fanların

belirlenmesi için tünelin her bir bölümünde meydana gelen kayıplar ve deney odasındaki akımın debisi kriter olarak seçilir. Pratikte kullanılan fanlar genel olarak aksel (Şekil 3.3) ve radyal (santrifüj) (Şekil 3.4) fanlar olarak ikiye ayrılırlar.

Eksenel fanlar rüzgar tünellerinin büyük çoğunluğunda kullanılan fan tipidir. Kapalı devre rüzgar tünellerinin hepsinde bu tip fanlar kullanılır. Genelde açık çevrimli rüzgar tünellerinde difüzör sonuna, kapalı çevrimli rüzgar tünellerinde ise ikinci köşeden sonraki bölgeye yerleştirilir. Eksenel fan akışkana aksel yönde bir ilerleme hareketi kazandırırken, fan kanatlarının tasarımından dolayı kanatların dönüş yönünde bir dönme hareketi de meydana getirebilir. Bu durum akım içerisinde girdapların oluşmasına neden olur. Oysa akım çizgilerinin tünel eksenine paralel olması istenmektedir. Bu durumun önüne geçmek için fanlar akım doğrultucu kanatlar ile takviye edilirler. Söz konusu kanatlar fanın gerisine yerleştirilmiş sabit kanatlar, fanın ön tarafına yerleştirilmiş hareketli kanatlar ile fandan sonra ters yönde dönen ve asıl fandan çıkan girdapları tamamen ortadan kaldırmaya yarayan ikinci bir fandır. Akım doğrultucu kanatların iyi dizayn edilmesi ile fan çıkışındaki akım içerisindeki girdap ve vortex etkisi elimine edilebilir.

Eksenel fanlar, pervane uç kısımlarında transonik hızlara erişme gibi bir sorun yaşanmaması için, rüzgar tüneline hızın düşük olduğu bir yere monte edilir. Açık çevrimli rüzgar tünellerinde bu yer genellikle difüzörün sonudur (Punkhurst ve Holder, 1952).

Fan ve kayıplar arasındaki ilişkiyi anlamak için fanın yerleştirildiği kanal içerisinde iki nokta arasında Bernoulli denklemi yazıldığında,

$$P + \frac{1}{2}\rho V^2 = \text{Sabit} \quad (3.32)$$

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + k \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2} \quad (3.33)$$

kayıplardan dolayı statik basınçta  $\Delta P$  kadar bir düşme meydana geldiği görülür. Burada L difüzörün uzunluğu,  $D_h$  difüzörün hidrolik çapıdır. k kayıp katsayısının

değeri ise ,

$$k = \frac{P.A}{1/2\rho AV^2} = \frac{\Delta P}{q} \quad (3.34)$$

Üfleli tip (blower type) rüzgar tünellerinde kullanılan ve tünelin giriş bölümüne yerleştirilen diğer bir fan da radyal tip fanlardır. Radyal fanlar düzgün hava akımı elde etme imkanı sağladıkları için türbülans seviyesinin düşük olmasının istendiği küçük ses altı rüzgar tünellerinde daha çok tercih edilirler. Ayrıca değişik çalışma şartlarında yüksek verimde çalışabilme imkanı da sağlamaktadır.

### 3.7. Rüzgar Tünellerinde Enerji Kayıplarının Hesaplanması

Rüzgar tünellerinin çeşitli bölümlerinde meydana gelen kayıplar tünelin performansını doğrudan etkilediği için hesaplanması gerekir. Rüzgar tünellerindeki enerji kayıpları genellikle yüzey pürüzlülüğü ve akım şartlarına bağlı olarak değişen sürtünme kuvvetleri ile tünel elemanlarının geometrisine de bağlı olarak meydana gelen lokal akım ayrılmaları, türbülans ve girdapların neden olduğu basınç kayıplarından kaynaklanır. Söz konusu kayıplar genellikle difüzör, bal petekleri ve eleklerde olur. Ancak akım ile temas eden tüm yüzeylerde kayıplar olacağı için rüzgar tünelinin diğer elemanlarında meydana gelen kayıplar da hesaplanmalıdır. Ancak ne var ki tünel içerisindeki akımın gelişimi tünelin her bir elemanında farklı olduğu ve bu elemanların akımın giriş ve çıkış koşullarından aynı derecede etkilenmedikleri için kayıp katsayısının bulunan değerleri yaklaşık değerler olacaktır.

Yüzey sürtünmelerinden dolayı meydana gelen basınç kayıplarını hesaplamak için aşağıdaki formüller kullanılır.

$$\Delta P_i = K_i q_i \quad (3.35)$$

$$q_i = \frac{1}{2} \rho V_i^2 \quad (3.36)$$

Burada  $K_i$  tünelin her bir elemanındaki kayıp katsayısını,  $\Delta P_i$  basınç değişimini,  $V_i$

hızı,  $q_i$  dinamik basıncı ifade etmektedir. (3.35) bağıntısında eşitliğin sağ tarafı deney odasındaki dinamik basınçla ( $q_d = \frac{1}{2} \rho V_d^2$ ) çarpılıp bölünürse basınç katsayısını kesit alanlara bağlayan bir ifade elde etmek mümkün olur. Zira dinamik basıncın kesit alanının karesiyle ters orantılı olarak değiştiği bilinmektedir.  $A_d$  deney odasının,  $A_i$  kayıpların hesaplandığı bölümün kesit alanı olmak üzere,

$$\Delta P_i = K_i \frac{1/2 \rho A_i^2}{1/2 \rho A_d^2} q_d \quad (3.37)$$

şeklinde ifade edilen (3.37) bağıntısını süreklilik denklemini kullanarak hızlarla kesit alanları arasındaki ilişki aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanır.

$$V_i / V_d = A_d / A_i \quad (3.38)$$

$$\Delta P_i = K_i \left[ \frac{A_d}{A_i} \right]^2 q_d \quad (3.39)$$

olarak düzenlemek mümkündür. (3.39) bağıntısı değişik şekillerde de yazılabilir. Örneğin kayıpların hesaplanacağı bölümdeki yerel sürtünme katsayısını  $C_f$ , aynı elemanın çevresini  $\zeta$ , kayıp katsayısı hesaplanacak elemanın başlangıcından itibaren olan birim uzunluğu  $dx$  ile ifade etmek üzere kayıp katsayısını,

$$K_i = \left[ \frac{A_d}{A_i} \right]^2 f c_f \frac{\zeta}{A_i} dx \quad (3.40)$$

bağıntısı ile hesaplamak mümkündür.

Yerel sürtünme katsayısı  $C_f$ , Reynolds sayısına bağlı olarak ilgili tablolardan bulunabilir. Bununla birlikte Mehta ve Bradshaw (1979),  $C_f$  değerinin genellikle 0,003 olarak seçilmesini tavsiye etmektedirler.

### 3.7.1. Deney odasındaki kayıplar

Giriş bölümünde verilen (3.39) bağıntısı yardımıyla deney odasındaki kayıpları hesaplamak mümkündür. Aynı zamanda Gorlin ve Slezinger, (1966)' in



çalışmalarından da esinlenerek aynı sonuçlara ulaşmak mümkündür. Buna göre ilk, önce deney odasında istenen hız daha önceden seçilir. Deney odasının kesit alanı kare formda değilse hidrolik çap  $D_h$  aşağıdaki bağıntı kullanılarak hesaplanır. Kare kesitte hidrolik çap kenarlardan birisine eşittir. Dikdörtgen kesitin kenarlarının uzunluğu a ve b olmak üzere hidrolik çap,

$$D_h = \frac{ab}{2(a+b)} \quad (3.41)$$

olarak ifade edilebilir. Bu aşamadan sonra hidrolik çapa bağlı olarak Reynolds sayısının değeri bilinen Re sayısı bağıntısı kullanılarak hesaplanır.

$$Re = \frac{D_h V}{\nu} \quad (3.42)$$

Yukarıdaki bağıntılar yardımıyla bulunacak hidrolik çapı da kullanarak deney odasında meydana gelen kayıplar ( $K_d$ ),

$$K_d = f \frac{L_d}{D_h} \quad (3.43)$$

Burada  $L_d$  deney odasının uzunluğu, f ise sürtünmeden kaynaklanan dirençler olup, değeri (3.42) bağıntısıyla hesaplanan deney odasındaki Reynolds sayısına ve bağlı pürüzlülük değerine ( $\varepsilon$ ) bağlıdır. Bağlı pürüzlülük değeri ise,

$$\varepsilon = \frac{k}{D_h} \quad (3.44)$$

Burada k değeri imalatta kullanılan malzemenin cinsine göre değişir. (Gorlin ve Slezinger, 1966 )

### 3.7.2. Kollektördeki kayıplar

Kollektördeki kayıplar, kollektör daralma oranına ( $n_k$ ) kollektörün uzunluğuna, deney odasının hidrolik çapına (kollektörün çıkış kesitinin hidrolik çapı) ve ortalama

yüzey pürüzlülüğüne (f) bağlı olarak

$$K_k = \frac{4}{9} f \frac{L_k}{D_n} \frac{(n^{9/2} - 1)}{n^{5/2}(n-1)} \quad (3.45)$$

olarak ifade edilebilir. (Gorlin ve Slezinger, 1966). Burada  $K_k$  kollektöründeki kayıplar, f yüzey pürüzlülük faktörü,  $n_k$  kolektör daralma oranı,  $L_k$  kollektörün uzunluğu,  $D_h$  ise deney odasının girişindeki kesit alanının hidrolik çapıdır.

### 3.7.3. Elek ve bal peteklerindeki kayıplar

Eleklerde meydana gelen kayıpları hesaplamak için Mehta ve Bradshaw, (1979) tarafından geliştirilen ve

$$K_e = k \cdot \left[ \frac{A_d}{A_e} \right]^2 \quad (3.46)$$

olarak ifade edilen bağıntıyı kullanmak mümkündür. Burada  $K_e$  eleklerdeki kayıplar,  $A_d$  deney odasının girişindeki kesit alanı,  $A_e$  elek ve/veya bal peteğinin yerleştirildiği dinlenme odasının kesit alanı ve k elekler için 1,5-2 arasında alınabilen sabit bir değerdir (Mehta and Bradshaw, 1979). Bal Petekleri için, yine k değeri 0,5 alınmak suretiyle (3.46) formülü kullanılarak kayıplar hesaplanabilir

### 3.7.4. Dinlenme odasındaki kayıplar

Tüneldeki toplam enerji kayıplarıyla kıyaslandığında durulma odasındaki kayıplar ihmal edilebilecek kadar düşük seviyede olduğundan genellikle elek ve peteklerdeki kayıplarla beraber düşünülürler.

### 3.7.5. Difüzördeki kayıplar

Difüzördeki kayıpların başlıca sebebi akımın kinetik enerjisinin basınç enerjisine dönüşümü esnasında sınır tabaka kalınlığının artması sonucu akım ayrılımlarının

meydana gelerek hız dağılımının kararsız bir hal almasıdır. Rüzgar tünelinin bu bölümünde meydana gelen kayıpların artmasındaki önemli nedenler ise difüzör duvarlarındaki yüzey sürtünmesinden ve genişleme açısından kaynaklanmaktadır.

Difüzörde meydana gelen kayıpların katsayısı, (Mehta ve Bradshaw, 1979)

$$K_d = (1 - \eta_d) \left[ 1 - \left( \frac{A_d}{A_c} \right) \right] \quad (3.47)$$

Burada  $\eta_d$ , (3.24) ve (3.25) bağıntıları kullanılarak hesaplanabilen difüzör verimi,  $A_d$  deney odasının ve  $A_c$  difüzörün çıkışındaki kesit alanıdır.

Difüzördeki kayıpların hesaplanması için diğer bir yaklaşım da Gorlin ve Slezinger, 1966)' ya aittir. Bu iki bilim adamı difüzördeki kayıpları, difüzör genişleme açısından ve sürtünmeden kaynaklanan kayıplar olmak üzere ikiye ayırmışlardır. Bu kayıpların toplamı difüzördeki kayıpların toplamına eşit olmak üzere,

$$K_d = K_\alpha + K_f \quad (3.48)$$

Burada  $K_d$  difüzördeki toplam kayıplar,  $K_\alpha$  difüzörün genişleme açısına bağlı kayıplar,  $K_f$  ise sürtünmelerden kaynaklanan kayıplardır. Ayrıca difüzörün genişleme açısından kaynaklanan kayıplar,

$$K_\alpha = \varphi_\alpha k \left[ 1 - \frac{A_2}{A_1} \right]^2 \quad (3.49)$$

Bu formüldeki  $k$  değeri difüzör girişindeki hız dağılımındaki kararsızlığı (non-uniformity) düzeltme faktörü (Garlin ve Slezinger, 1966),  $A_1$  ve  $A_2$  difüzörün giriş ve çıkışındaki kesit alanlar  $\varphi_\alpha$  ise difüzör genişleme açısına ( $\alpha$ ) bağlı bir ifade olup,

$$\varphi_\alpha = 6,2 \left[ \tan \frac{\alpha}{2} \right]^{\frac{5}{4}} \quad (3.50)$$

Sürtünmeden kaynaklanan kayıpların ( $K_f$ ) değeri ise,

$$K_f = \frac{f}{8} \left[ 1 - \frac{A_2}{A_1} \right]^2 \frac{1}{\text{Sin}\alpha / 2} \quad (3.51)$$

bağıntısıyla hesaplanır. (3.49), (3.50) ve (3.51) bağıntıları yardımıyla bulunan değerler (3.48)' de yerine konularak difüzördeki toplam kayıplar hesaplanabilir. Ayrıca, (3.51) ' deki  $f$  değeri  $Re$  sayısına bağlı olarak ilgili tablolardan bulunur. (Gorlin ve Slezinger, 1966)

### 3.7.6. Tünel güç faktörü

Tünelin tüm karakteristik özellikleri belirlendikten ve toplam kayıplar hesaplandıktan sonra kullanılacak fanın özelliklerini tespit etmek açısından büyük bir öneme sahip olan güç faktörünün ( $\lambda$ ) bulunması gerekir. (Gorlin ve Slezinger, 1966). Tünel güç faktörünü, fan motorunun gücünün akışkanın deney odasındaki kinetik enerjisine oranı olarak tarif etmişlerdir. Yani  $\lambda$  tünel güç faktörünü,  $K_i$  tünelin her bir elemanındaki kayıpları,  $\eta_f$  fan verimini,  $W$  gerekli motor-şaft gücünü,  $A_0$  deney odasının kesit alanını ve  $V_0$  da deney odasındaki hızı ifade etmek üzere güç faktörü

$$\lambda = \frac{\sum K_i}{\eta_f} = \frac{W}{1/2\rho V_0^3 A_0} \quad (3.52)$$

Bundan sonraki aşamada daha önceden tünelin her bir elemanı için hesaplanan toplam kayıplar da dikkate alınarak tünelin çalışması için gerekli fanın özellikleri de belirlenmelidir

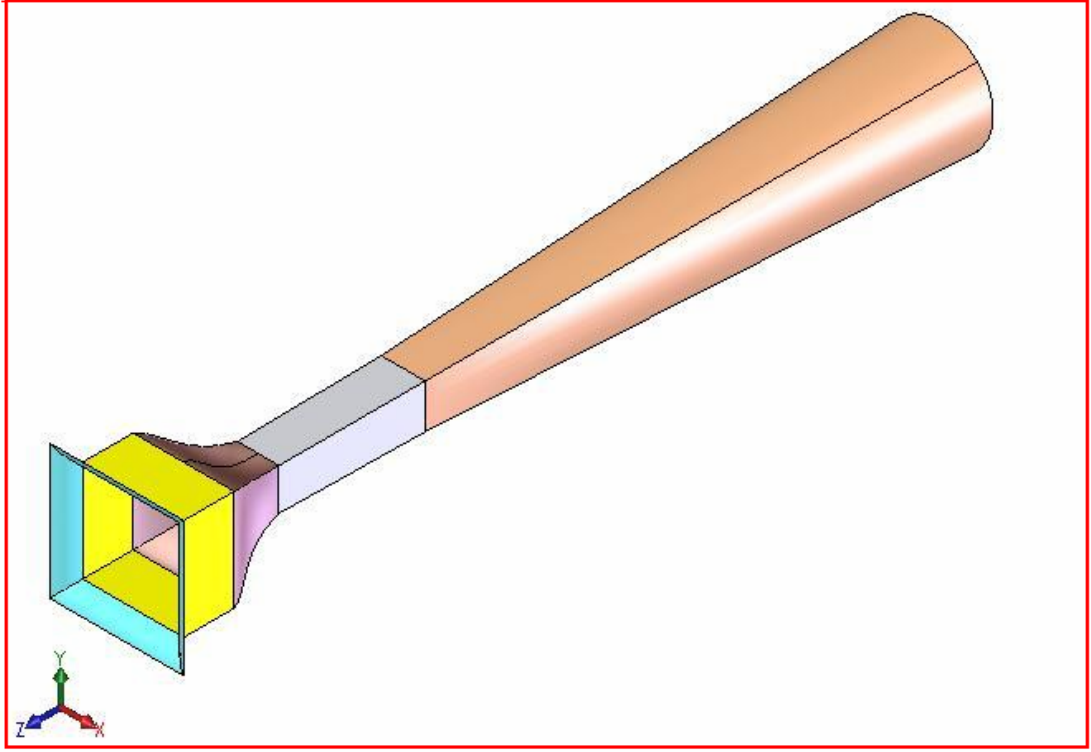
## 4. EMİŞLİ TİP SESALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI

### 4.1. Deney Odasının Tasarımı

Şekil 4.1, 4.2, ve 4.3' te görölen ve tasarımı yapılan ses altı rüzgar tünelinin deney odasının kesit şekli kare formda ve giriş kesitinin ebatları 0.5 m. X 0.5 m. olacak şekilde őeçildi. Bu ebatlarda tasarlanan deney odası, bölüm 3.6' da bahsedildiği üzere 0,6 ile 1,7 arasında olan genişlik/yükseklik oranının limitleri içerisinde.

Deney odasının uzunluğu giriş kesitinin ebatları göz önünde bulundurularak belirlendi. Ayrıca, deney odasının boyu arttıkça, deney odasında yüksek hıza bağlı olarak enerji kayıplarının artacağı, deney odası boyu hidrolik çapının 3 veya 4 katını geçtiği zaman sınır tabaka kalınlığının aşırı artmasından dolayı difüzörde akım ayrılmaları meydana gelebileceği şeklinde ifade edilebilecek kriterler de dikkate alındı. Sonuçta deney odasının boyu 0.5 m x 0.5 m olan giriş kesitinin ebatları baz alınarak 1.75 m. olarak őeçildi.

Deney odasında sınır tabaka kalınlaşmasının olumsuz etkilerini ortadan kaldırmak için akım boyunca deney odasının duvarları belli bir açıyla genişletilerek tasarlandı. Söz konusu genişleme açısı büyük Reynolds sayılarında ( $Re, 10^7$  ile  $10^8$  arası) 0.1 ile 0.25 derece arasında, küçük Reynolds sayılarında ( $Re, 10^5$  ile  $10^6$  arası) ise 0.25 ile 0.5 derece arasında olmaktadır (Gorlin ve Slezinger, 1966, Rae ve Pope, 1984). Yaygın kullanım őekliyle deney odasının genişleme oranı  $0,5^\circ$  ye kadar olabilmektedir (Rae ve Pope, 1984). Böylece hız ve basınçlarda deney odası boyunca sabitlik şartı sağlanabilir. Ayrıca deney odasının köşelerine sabit statik basınç elde edilene kadar istenildiği gibi değiştirilebilen köşebentler yerleőtirildi. Üçgen şeklindeki bu köşebentler aynı zamanda deney odası boyunca akımın kenarlarda yumuőak bir hareketine imkan tanıdığı için bu bölgelerdeki akım bozulmalarını da azaltmaktadır.



Şekil 4.1 Tasarlanan Rüzgar Tüneli komple görünüş

Şekil 4.4' te görülen ve tasarımı yapılan deney odasında, yapılacak olan deney tipleri de göz önünde bulundurularak deney odasındaki hız 60 m/sn seçilmiş olup, standart atmosfer koşullarında bilinen değerler yerine konularak Re sayısı aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$Re = \frac{\rho V d}{\nu} = \frac{1,2251 \cdot 60 \cdot 0,5}{1,714 \times 10^{-5}} = 2,15 \cdot 10^6 \quad (4.1)$$

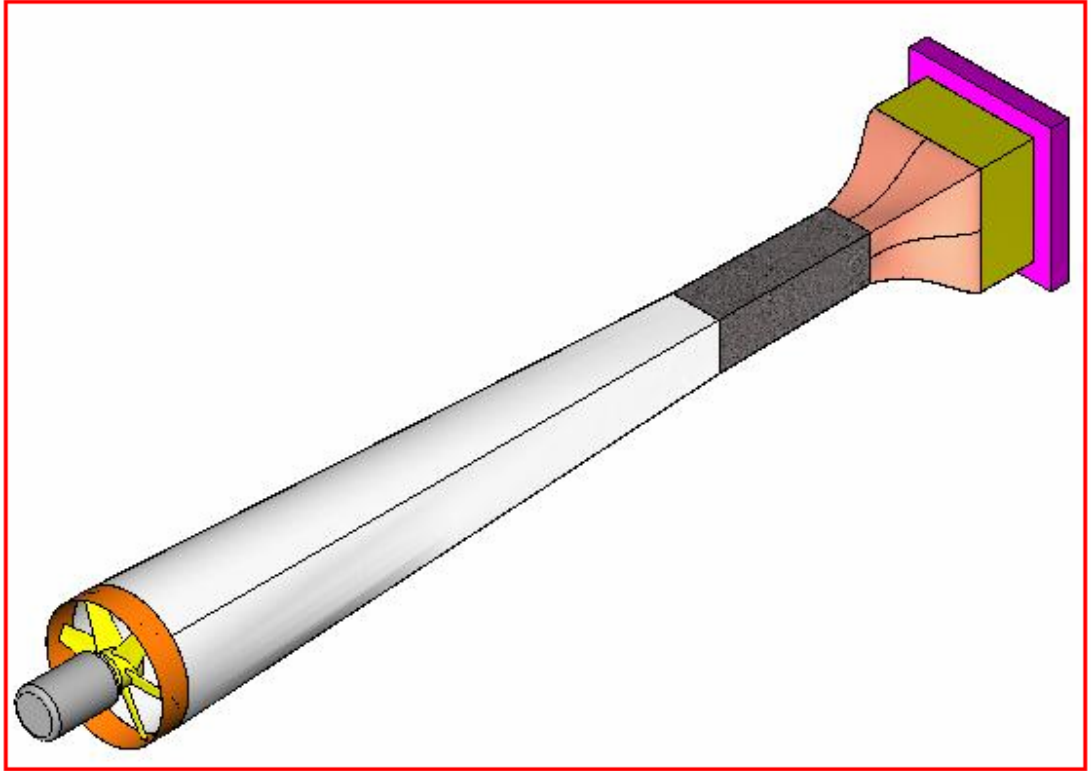
Bulunan Re sayısı ile ilgili olarak yukarıda da bahsedilen kriterler dikkate alınarak akımın ayrılma (genişleme) açısı,  $\alpha_d$ , seçildi. Ardından köşebentlerin yerleştirilmesiyle deney odasının çıkışında ne kadar bir alan genişlemesi yapılacağı hesaplandı.  $D_\phi$  deney odasının çıkış,  $D_g$  giriş ( $0,5 \text{ m}^2$ ) kesit alanı,  $L_d$  deney odasının boyu olmak üzere deney odasının çıkış kesit alanı bulundu.

$$\tan \alpha_d = \frac{D_\phi - D_g}{2L_d} \quad (4.2)$$

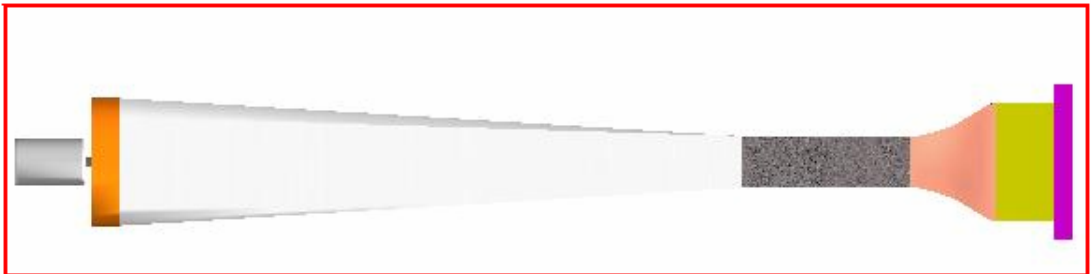
$$\tan 0,5 = \frac{D_\phi - (0,5)^2}{2 \cdot 1,75}$$

$$D_{\phi} = 0.5354 \text{ m}$$

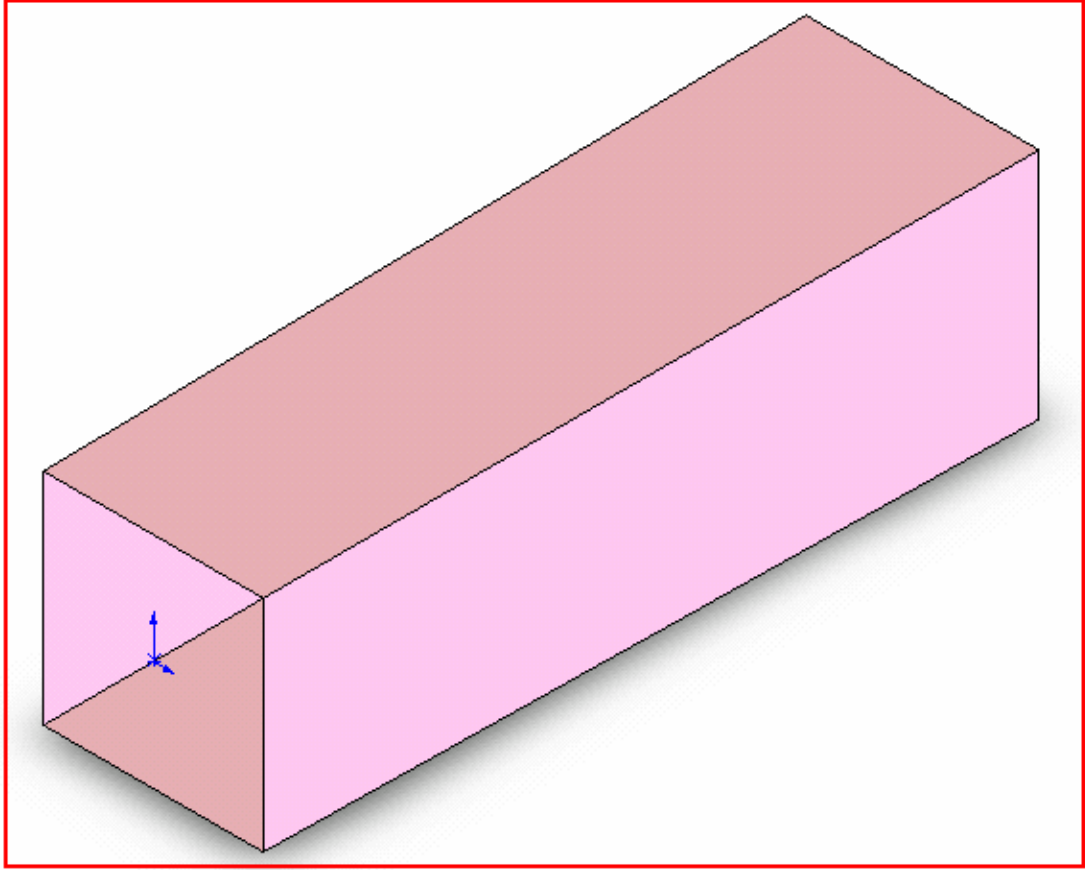
Yukarıdaki bağıntı kullanılarak köşebentlerin deney odasına yerleştirilebilmesi için deney odasının çıkış kesitinin boyu (  $D_{\phi}$  ) 0,53 m olarak hesaplandı (Şekil 4.4). Bu yolla kesit şekli ikizkenar dik üçgen olan köşebentlerinin ebatları 0,015 m x 0,015 m olarak belirlendi.



Şekil 4.2 Tasarlanan Rüzgar Tüneli komple görünüş ( Perspektif 2 )



Şekil 4.3 Tasarlanan Rüzgar Tüneli komple görünüş ( Yan görünüş )



Şekil 4.4 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Deney Odası

#### 4.2. Kollektör Tasarımı

Bölüm 3' de kollektörün tasarlanması esnasında dikkat edilmesi gereken hususlar detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Kollektör tasarımı yapmak için söz konusu bölümdeki kriterlere göre hesap yapılmıştır.

Şekil 4.6' da görülen ve tasarımı yapılan kollektörün dizaynına öncelikle daralma oranının ( $n$ ) tespit edilmesi ile başlandı. Daralma oranı 6 olarak seçildi. Zira bu oran kollektör daralma oranının yaygın olarak kullanılan 6 ile 9 değerleri arasındadır.

$A_1$  kollektör girişindeki kesit alanı iken  $A_2$  de kollektör çıkışındaki yani deney odası girişindeki kesit alanıdır. Bu noktadan hareketle (3.4a) bağıntısı kullanılarak kollektörün giriş kesit alanı ve ebatları bulundu.



$$n = \frac{V_2}{V_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{A_1}{1} = 6$$

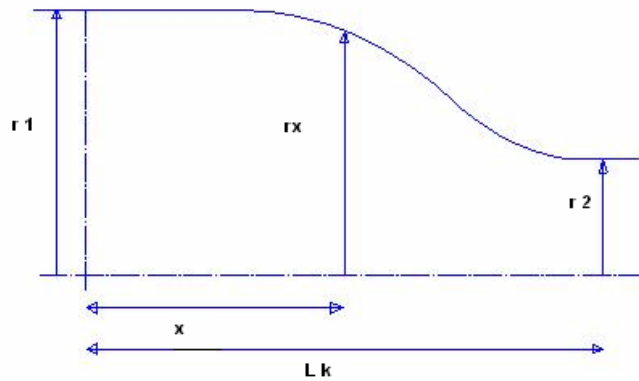
Buna göre Kollektörün giriş kesitinin alanı,  $A_1 = 1,5 \text{ m}^2$ , ebatları ise  $1,22 \text{ m} \times 1,22 \text{ m}$ . (kollektörün kesit alanı kare formdadır). Öte yandan kollektörün çıkış hızı ( $V_2$ ) ile deney odasının girişindeki hız eşittir. Buradan hareketle ( 3.4 ) bağıntısı yardımıyla kollektör girişindeki hız ( $V_1$ ) değeri de bulundu.

$$V_1 = \frac{V_2}{n} = \frac{60}{6} = 10 \text{ m/sn}$$

Bu çalışmada kollektörün boyu 0,9 m olarak belirlendi. Zira daha uzun kollektör hem sınır tabaka kalınlığını, tünelin boyunu ve maliyetini arttırmakta beraber hem de Bölüm 3.6' de belirtilen dizayn kriterlerinden dolayı pek de mantıklı bir seçim olmayacaktır.

Deney odasında arzu edilen, akım şartlarının elde edilebilmesi ve kollektör çıkışında hızının üniform, dolayısıyla türbülans seviyesinin düşük olması amacıyla kollektörün yüzey profilinin şeklinin iyi belirlenmesi gerekir. Kollektör duvarının profil şeklini belirlemek için Bölüm 3.6 'de verilen (3.10) bağıntısı kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır

(3.10) bağıntısıyla hesaplanan koordinatlar kullanılarak Excel programı ile elde edilen profil ve sonuçları Ekler bölümünde sunulmuştur.



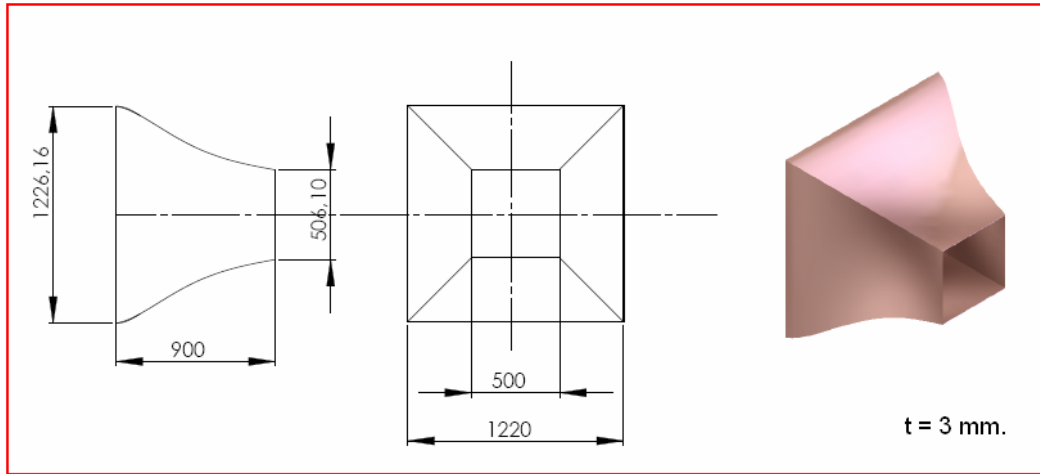
Şekil 4.5 Kollektör parametreleri

Kollektörün iç yüzeylerinin eğimi akımın yan yüzeylere çarparak yüzeylerden ayrılmasına neden olmayacak şekilde olmalıdır. Bu eğim kollektör yüzeyinin hiçbir yerinde  $45^\circ$  yi geçmemelidir. Yüzeylerin eğimini hesaplamak için aşağıdaki bağıntıdan yararlanıldı. Burada  $r_{k1}$  kollektörün giriş,  $r_{k2}$  çıkış kesitinin yarıları,  $L_k$  boyudur.

$$\tan\left[\frac{d_k}{2}\right] = \frac{r_{k1} - r_{k2}}{L_k} \quad (4.3)$$

$$\tan\left[\frac{d_k}{2}\right] = \frac{0,61 - 0,25}{0,9} = 0,41$$

$d_k = 44,6^\circ$  olarak hesaplanır.



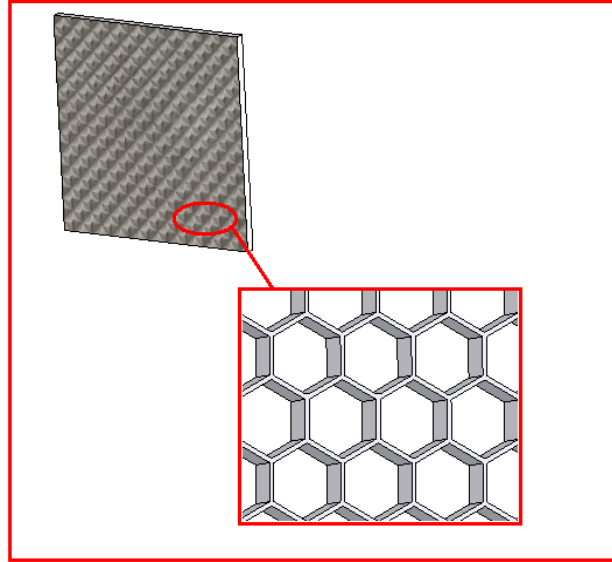
Şekil 4.6 Rüzgar Tüneli Kollektörü tasarımı

Görüldüğü gibi kollektör iç yüzeylerinin eğimi  $d_k$  (daralma açısı)  $45^\circ$  derecesini geçmemektedir. Bu da boyutların doğru seçildiğini göstermektedir.

### 4.3. Bal Peteği Tasarımı

Üçüncü bölümde de bahsedildiği gibi türbülansın yanal doğrultudaki bileşenleri bal peteği hücrelerinde engellenerek neredeyse etkisiz hale getirilir. Bu süreç bal peteklerinin 5-10 hücre çapı kadar uzunluğundaki bölgesinde gerçekleşir. Öte yandan hücre boyutu yanal doğrultudaki en küçük hız değişiminin dalga boyundan

(büyüklüğünden) daha küçük olmalıdır. Bölüm 3.6 da bahsedildiği gibi bu konuda yapılan çalışmalar, hücrelerin uzunluğu çapının 6-8 katı civarında olduğu zaman, türbülansın yanal doğrultudaki bileşenlerinin engellenmesinin mümkün olduğunu göstermiştir. Şekil 4.6' de tasarımı yapılan bal peteği görülmektedir. Bu çalışmada kayıp katsayısı oldukça düşük olan (  $k = 0,20$  ) altıgen kesit alanına sahip bal peteğinin kullanılması uygun görülmüştür. Ayrıca dinlenme odasının 1,22 m X 1,22 m olan ebatları da göz önüne alınarak toplam hücre sayısının 25000 civarında olması için (Mehta ve Bradshaw, 1979) her bir hücrenin kenar uzunluğu 4,9 mm, hidrolik çapı 8,5 mm olarak hesaplandı. Buna göre peteğin uzunluğu da 6 katı, yani  $8,5 \times 6 = 51$  mm olarak belirlenmiştir.

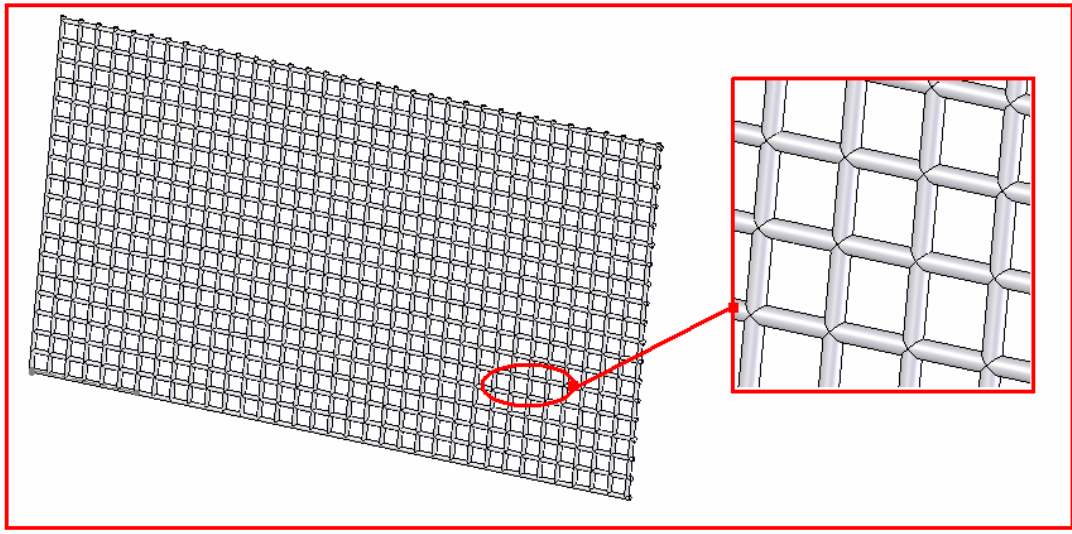


Şekil 4.7 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Bal Peteği

#### 4.4. Elek Tasarımı

Eleklerin tasarımında boşluk oranının iyi belirlenmesi gerektiği daha önceden Bölüm 3.6' de ayrıntılı olarak belirtilmiştir. Buna göre deney odası boyunca sınır tabaka kalınlığının farklı noktalarda farklı değişim göstermesi, elekler dizayn edilirken boşluk oranının (  $\beta$  ) uygun belirlenmemesinden kaynaklanır. Boşluk oranının 0,57' den küçük olduğu elekler akımda bozuntulara neden olur. Buna karşılık boşluk oranı çok büyük olan elekler seçilirse akım doğrultusunda daha önce var olan hız değişimlerinde azalmanın sağlanması zor olur. Bu nedenle boşluk oranının çok da

büyük olmaması kaydıyla 0,57' den fazla olması tavsiye edilir. Bu çalışmada elek hücrelerinin ebatları boşluk oranı 0.6 seçilerek belirlenmiştir. Elek hücrelerini Bölüm 3.6' teki şekil 3.13' de görmek mümkündür. (3.13) bağıntısı kullanılarak tel ağın uzunluğu hesaplanabilir. Hatırlamak gerekirse bu bağıntıda,  $d$  tel ağın çapı,  $M$  ise ağın uzunluğudur. Tel ağın çapının 2 mm olması durumunda her bir ağın uzunluğu 8,7 mm, boş alan ise 44,9 mm<sup>2</sup> olarak bulunur. Şekil 4.7' de tasarımı yapılan rüzgar tüneli eleği görülmektedir.



Şekil 4.8 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Elek

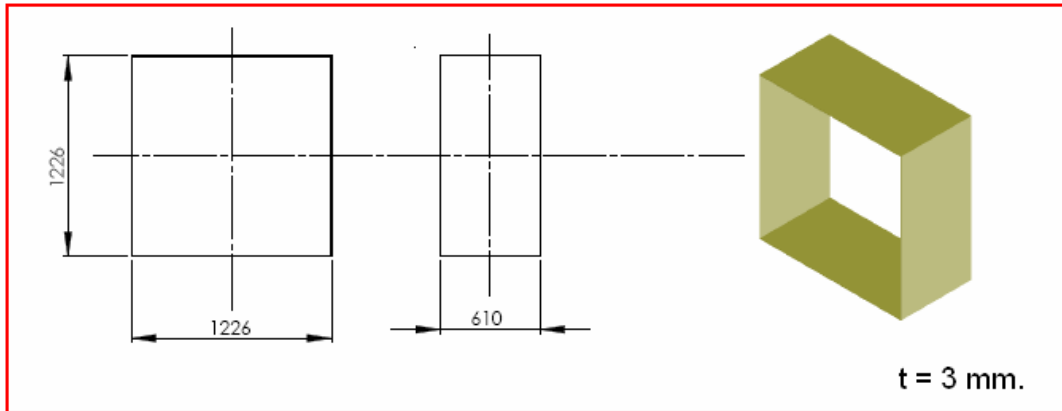
#### 4.5. Dinlenme Odası Tasarımı

Dinlenme odası kollektörden önce düşük hız elde edilerek türbülansın azaltılması açısından önemlidir. Dinlenme odasındaki türbülans seviyesi ne kadar az olursa deney odasındaki akım şartları gerçeğe o kadar yakın olur. Bununla birlikte bu şartların sağlanabilmesi için dinlenme odasına hava akımının üniform hale gelmesini sağlayan elekler ve akım düzeltici bal peteği de yerleştirilir.

Bu çalışmayla tasarlanan rüzgar tüneline de elek ve bal peteği kullanılacağı için bunların arasındaki mesafe de belirlendi. Bölüm 3.6' da bu mesafenin nasıl belirleneceği detaylı olarak anlatılmıştır. Yapılan deneyler elekler arasındaki ve en

son elek ile kollektörün girişindeki mesafe, dinlenme odası hidrolik çapının en az 0,2 katı; elek ile bal peteği arasındaki mesafenin ise dinlenme odası hidrolik çapının 0,1 – 0,2 katı arasında olduğu durumlarda üniform akım elde etme veriminin arttığını göstermiştir (Mehta ve Bradshaw, 1979). Bu mesafeler arttığında dinlenme odasının uzunluğu da artacak ve gereksiz sınır tabaka kalınlaşması meydana gelecektir. Genelde dinlenme odasının boyu giriş çapının 0.5 katı olarak belirlenir (Rae ve Pope, 1984).

Yukarıda bahsedilen kriterlere uygun olarak bu çalışmada; elek ile kollektör girişindeki mesafeyi belirlemek için dinlenme odası hidrolik çapının 0,2 katı (en az 0,2 katı olmalı idi) baz alınmıştır. Buna göre dinlenme odasının hidrolik çapının 1,22 m olduğu dikkate alınarak elek ile kollektör arasındaki mesafe 0,244 m (0,2x1,22m) olarak belirlendi. Öte yandan dinlenme odası hidrolik çapının 0,16 katı baz alınarak (0,1 – 0,2 arasında olması gerekiyordu) elek ile bal peteği arasındaki mesafe 0,195 m (0,16x1,22 m) olarak belirlendi. Dinlenme odasının toplam uzunluğu ise giriş çapının 0,5 katı, yani 0,61 m (0,5x1,22 m) olarak belirlendi. Şekil 4.8’ de tasarımı yapılan rüzgar tüneli eleği ve şekil 4.9’ da da tasarımı yapılan dinlenme odası görülmektedir..



Şekil 4.9 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Dinlenme Odası

#### 4.6 Difüzör Tasarımı

Şekil 4.10’ da görülen rüzgar tüneli difüzörünün tasarımına, difüzör genişleme oranı belirlenerek başlandı. Difüzörün çıkış kesiti ile giriş kesiti arasındaki orandan ibaret olan bu genişleme oranı ( $n_d$ ) genellikle kollektör daralma oranına yakın bir değere

sahip olacak şekilde seçilir. Bu çalışmada difüzör, genişleme oranı kollektör daralma oranıyla aynı yani 6 olarak seçilmiştir. Difüzörün giriş kesitinin alanı ile deney odasının çıkış kesitinin alanı aynı değerdedir. Difüzörün çıkış kesitinin alanı ise belirlenen difüzör genişleme oranından hareketle hesaplandı.  $n_d = A_{d2} / A_{d1}$  burada  $A_{d1}$  difüzörün giriş,  $A_{d2}$  ise çıkış kesitinin alanıdır.  $A_{d1}$  difüzör giriş kesitinin alanı aynı zamanda deney odası çıkış kesitinin alanına eşittir, bu değer 0,53 m x 0,53 m (0,28 m<sup>2</sup>) alınarak difüzörün çıkış kesit alanı 1,40 m<sup>2</sup> (dairesel) olarak bulundu. Difüzörün çıkış kesitinin dairesel formda olduğunu da hesaba katarak çapı 1,33 m olarak bulunur

Bundan sonraki aşamada difüzörün boyunu hesaplamak için difüzör, genişleme açısı belirlendi. Difüzör genişleme açısının 8 dereceden fazla olması halinde difüzör boyunca hız dağılımında bozulmalara neden olarak kayıpları arttırır (Gorlin ve Slezinger, 1966). Difüzör genişleme açısı 7 – 8 derece civarında maksimum verim elde edilir. Bu dereceden sonra cidarlarda akım ayrılmaları meydana gelir. (Punkhurst ve Holder, 1952). Bununla birlikte geçmişte dizayn edilen rüzgar tünellerinde ve günümüzde de bir çok difüzör tasarımında genişleme açısı 7 derece olarak seçildiğinde Reynolds sayısının ve hızların her değeri için akımın sıkıştırılabilirlik etkisinin ihmal edilebilir seviyelere indiğini ifade etmektedir. Tüm bu kriterler dikkate alınarak difüzör genişleme açısı ( $2\alpha_d$ ) 7° olarak seçilmiştir.

Ayrıca, difüzörün sonuna fan yerleştirileceği ve fanın da kesit şeklinin dairesel formda olduğu dikkate alınırsa difüzörün fan yerleştirileceği bölüme bir de adaptör yerleştirmek gerekecektir. Bu nedenle difüzörün kesit alanının 1,21 m<sup>2</sup> (bir kenarı 1,1 m) olduğu bölüme giriş kesiti kare çıkış kesidi (fan bölümü) daire olan bir adaptör yerleştirilerek bu geçiş sağlanmıştır. Bunun için difüzör boyu  $L_{d1}$  ve  $L_{d2}$  olmak üzere (3.22) bağıntısı kullanılarak;

$$\tan 3,5 = \frac{1,1 - 0,53}{2L_{d1}}$$

$$L_{d1} = 4,67 \text{ m} \quad (\text{Kare kesitli difüzörün boyu})$$

Dairesel kesitli adaptörün giriş ve çıkış kesiti daire olacağından çapını ve boyunu

$$1,21 = \pi.(D_{d1} / 2)^2$$

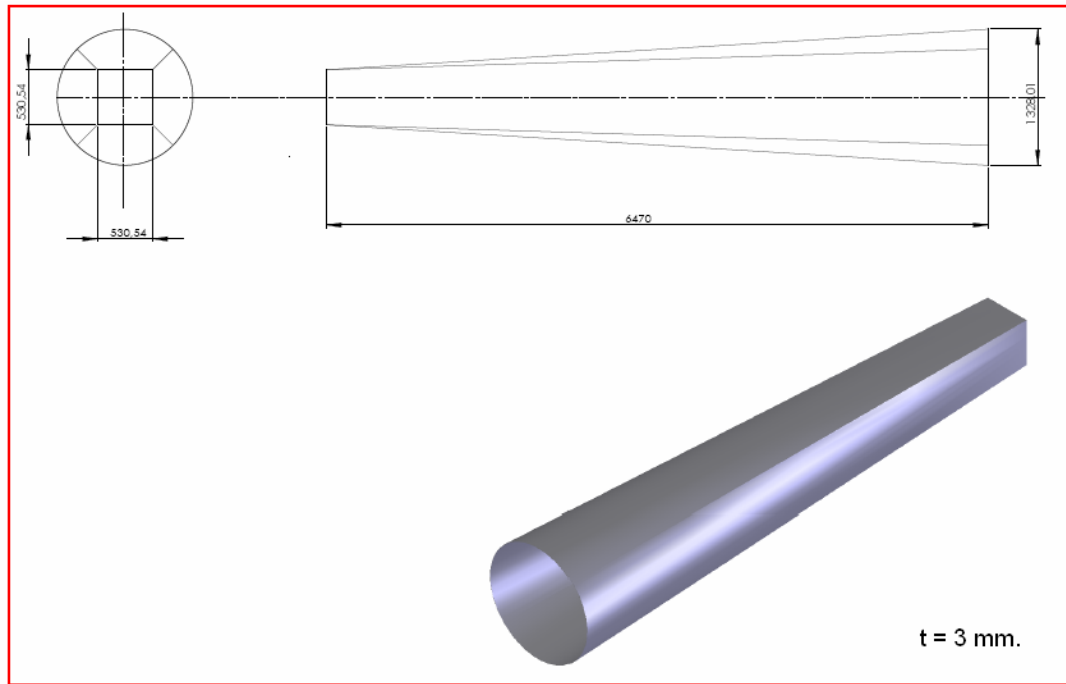
$$D_{d1} = 1,24 \text{ m}$$

$$7 = \pi.(D_{d2} / 2)^2$$

$$D_{d2} = 1,46 \text{ m}$$

$$\tan 3,5 = \frac{1,46 - 1,24}{2L_{d2}}$$

$$L_{d2} = 1,8 \text{ m} \quad (\text{Dairesel kesitli difüzörün boyu})$$



Şekil 4.10 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Difüzörü

şeklinde difüzörün boyunu hesaplamak mümkündür. Bu durumda difüzörün toplam boyu 6,47 m olmaktadır. Ancak bu tasarıma ait imalatın zor olması durumunda fanın hemen önüne fana bağlantı kesiti dairesel, difüzöre bağlantı kesiti ise kare formda olan bir adaptör yerleştirilebilir. Temas eden yüzeyler arasına conta konulup dış yüzeylere açılacak deliklerden civata ile tutturmak suretiyle adaptör ile difüzör

bölümü birbirine iyice yaklaştırılarak sızdırmazlık sağlanabilir. Bağlantı elemanı, adaptör sacın uygun yerlerinden kesilerek, bükülerek ve kaynakla yapılabilir

Bölüm 3.6 da ifade edildiği üzere difüzörün verimi de (3.24) ve/veya (3.25) formülü kullanılarak bulundu. Burada  $P_2$  ve  $V_2$  difüzör çıkışındaki basınç ve hız,  $P_1$  ve  $V_1$  ise deney odası çıkışındaki yani difüzör girişindeki basınç ve hızdır.

Difüzörün verimini bulmak için öncelikle difüzör çıkışındaki hızı ve basıncı bulmak gerekmektedir. Süreklilik ve Bernoulli Denklemleri kullanılarak  $V_2$ , 9,7 m/sn,  $P_2$ , 101323,8 Pa, olarak bulunmuştur deney odasındaki hız  $V_1$ , 60 m/sn, kesit alan da 0,5 m olduğuna göre difüzör verimi,  $\eta_d = 0,99$  olarak hesaplandı.

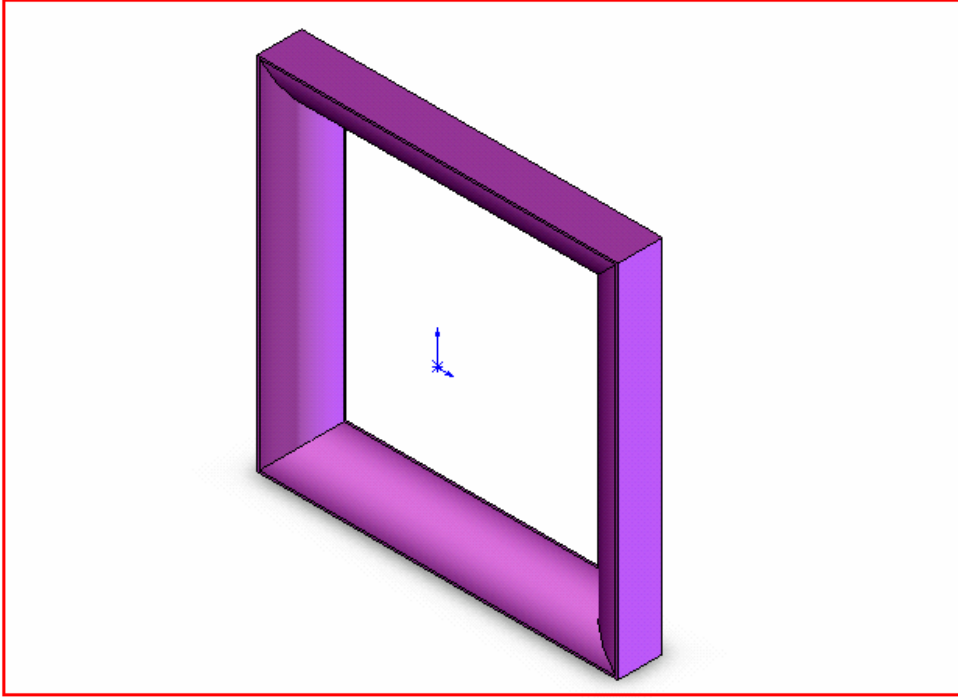
#### 4.7. İlave İstekler

Deney esnasında meydana gelen aerodinamik olayların gözlemlenebilmesi, modelin yerleştirilebilmesi, akım görünürlüğü deneylerinde/çalışmalarında gözlem yapılabilmesi ve fotoğraf çekilebilmesi için deney odasının üst ve yan duvarlarına modelin tamamını görecektir şekilde ebatları 100x25 cm olan ve istenildiğinde çıkarılıp takılabilen pencereler yerleştirilmesine karar verilmiştir. Malzeme olarak da fotoğraf çekme ve lazer ışığına maruz kaldığında mukavemetinin iyi olması ve deney odasının içerisini rahatlıkla göstermesi gibi avantajlar düşünülerek plexiglass kullanılacaktır.

Yüzey pürüzlülüğünün az olması nedeniyle kollektörün sac kullanılarak imal edilmesi uygun görülmüştür.

İlave olarak rüzgar tüneline girişte akıma tatlı bir yön vermek ve akımdaki kopmaları önlemek için dinlenme odası girişine giriş ağız (Şekil 4.11) konulmasına karar verilmiştir.





Şekil 4.11 Tasarlanan Rüzgar Tüneli Giriş Ağzı

## 4.8 Tasarlanan Rüzgar Tüneli İçin Enerji Kayıplarının Hesaplanması

### 4.8.1 Deney odasındaki enerji kayıplarının hesabı

Deney odasındaki kayıpları hesaplamak için öncelikle tasarlanan rüzgar tünelinin  $Re$  sayısına bağlı sürtünmeden kaynaklanan dirençleri bulundu. Deney odasının dizaynı yapılırken  $Re$  sayısı  $2.15 \times 10^6$  olarak hesaplanmıştır. İlgili tablolardan (Gorlin ve Slezinger, 1966)  $Re$ 'ye bağlı olarak  $f$  değeri (sürtünmeden kaynaklanan dirençler) 0,0093 kabul edildi. Deney odasının yapıldığı malzeme olan plexiglass için  $k$  değeri 0,1 mm olmak üzere (3.44) bağıntısı yardımıyla;

$$\varepsilon = k/D_h = 0,1 \times 10^{-3} / 0.5$$

$\varepsilon = 2 \times 10^{-4}$  ve  $Re = 2.15 \times 10^6$  değerlerine bağlı olarak 0,0093 olarak bulunmuştur.

$K_1$  deney odasındaki kayıplar olmak üzere (3.43) bağıntısı kullanılarak

$$K_1 = f \frac{L_{d0}}{D_h} = 0,0093 \frac{1.75}{0.5}$$

$K_1 = 0,03255$  olarak hesaplanır

#### 4.8.2. Kollektördeki enerji kayıplarının hesabı

Kollektördeki kayıplar (3.45) bağıntısıyla bulunur. Bu formülde n, kollektör daralma oranı olmak üzere ;

$$K_2 = \frac{4}{9} f \frac{L_k}{D_h} \frac{n^{9/2} - 1}{n^{5/2} (n - 1)}$$

$$K_2 = \frac{4}{9} \cdot 0,0093 \frac{0.9}{1.22} \frac{6^{9/2} - 1}{6^{5/2} (6 - 1)}$$

$K_2$  ' nin değeri 0,054 olarak hesaplanır.

#### 4.8.3. Elek ve bal peteklerindeki enerji kayıplarının hesaplanması

Elek ve bal peteklerindeki kayıplar (3.46) bağıntısıyla hesaplanabilir. Burada kullanılacak petek bal peteği şeklinde olacağı için kayıp katsayısı k; 0,20 olarak alınabilir. Elekler için k değeri 1,5 alınabilir;  $A_{d0}$  deney odasının  $A_e$  eleğin yerleştirildiği dinlenme odasının kesit alanı olmak üzere;

$$K_3 = k \left[ \frac{A_{d0}}{A_e} \right]^2 = 1,5 \left[ \frac{0.25}{(1.22)^2} \right]^2$$

$K_3 = 0,0384$  olarak hesaplanır. Bal peteğindeki enerji kayıpları,  $A_{bp}$  bal peteğinin bulunduğu dinlenme odasının kesit alanı olmak üzere ;

$$K_4 = k \left( \frac{A_{d0}}{A_{bp}} \right)^2 = 0,20 \left[ \frac{1}{6,25} \right]^2$$

$K_4 = 0,032$  olarak hesaplanır.

#### 4.8.4 Dinlenme odasındaki kayıpların hesaplanması

Dinlenme odasındaki kayıplar ihmal edilecek kadar az olduğu için hesaplamaya gerek görülmedi.

#### 4.8.5 Difüzördeki enerji kayıplarının hesaplanması

Difüzördeki enerji kayıpları birkaç yöntemle bulunabileceği gibi bu çalışmada (3.51) bağıntısı kullanılarak hesap yapıldı. Formüldeki  $A_{d1}$  deney odasının çıkış (difüzörün giriş),  $A_{d2}$  difüzörün çıkış ve  $A_0$  deney odasının kesit alanları olmak üzere

$$K_5 = \frac{f}{8 \tan\left(\frac{\alpha_d}{2}\right)} + 0,6 \tan\left(\frac{\alpha_d}{2}\right) \left(1 - \frac{A_{d1}^4}{A_{d2}^4}\right) \frac{A_0^4}{A_{d1}^4}$$

$$K_5 = \frac{0,093}{8 \tan\frac{7}{2}} + 0,6 \tan\left(\frac{7}{2}\right) \left(1 - \frac{0,53^4}{1,40^4}\right) \frac{0,25^4}{0,53^4}$$

$K_5 = 0,042$  olarak hesaplanır.

#### 4.8.6. Toplam enerji kayıplarının hesabı ve fan seçimi

Toplam kayıplar tünelin her bir elemanında meydana gelen kayıpların teker teker toplanmasıyla bulunur. Tünelin her bir elemanında meydana gelen kayıplar Tablo 4. 1' de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Rüzgar tüneli kayıp katsayıları

TÜNELİN BÖLÜMLERİ	KAYIP KATSAYILARI
Deney odası	$K_1 = 0.03255$
Kollektör	$K_2 = 0.054$
Elekler	$K_3 = 0.0384$
Bal Petekleri	$K_4 = 0.032$
Difüzör	$K_5 = 0.042$
Toplam kayıplar	$K_T = 0,19895 = 0.2$

$$K_T = \sum_{i=1}^5 K_i = 0,19895$$

Böylece tüneldeki kayıplar yaklaşık %20 olarak hesaplandı. Bundan sonraki aşamada tünelin toplam güç kaybı da dikkate alınarak toplam rüzgar tüneli gücü, ( 3.27 ) bağıntısında yerine konulursa ;

$$P_T = \left(\frac{1}{2}\right) \rho V_0^3 A_0 (K_T + 1)$$

$$P_T = \left(\frac{1}{2}\right) (1,2251) \cdot 60^3 \cdot 0,25 \cdot (0,20 + 1)$$

$$P_T = 39693 \text{ W} = 39.693 \text{ kW} \text{ olarak hesaplanır.}$$

Fan debisi  $Q_f$  ise deney odası kesit alanı ile deney odasındaki hızın çarpımından ibarettir. Bu değer aşağıda hesaplandığı gibidir.

$$Q_f = A_0 \cdot V_0$$

$$Q_f = 0,25 \cdot 60 = 15 \text{ m}^3/\text{sn} = 15 \text{ m}^3 / \text{sn} \cdot 3600 = 54000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

olarak hesaplanır. Piyasada fan imalatı ve/veya pazarlamasını yapan şirketlerin yayımladığı tablolardan bakılarak 54000 m<sup>3</sup>/h debi değeri için eksenel fan seçilebilir.

Süreklilik denkleminde hareketle fanın emiş hızı da

$$A_0 \cdot V_0 = A_{d2} \cdot V_f$$

$$0,25 \cdot 60 = 1,40 \cdot V_f \text{ ise}$$

$$V_f = 10,7 \text{ m/sn}$$

Artık bu aşamadan sonra fan seçiminde dikkate alınması gereken kriterlere göre hesaplamalar yapılarak ihtiyaç duyulan fanın diğer özellikleri de belirlenebilir. Fan çapını, fan ve motor devir sayısını belirlemek için gerekli olan bu kriterlere göre;

- i. Fan debisi tünelin debisine eşit veya büyük olmalı;  $Q_f \geq A_0 V_0$  (bu çalışmada  $Q_f$  değeri  $15 \text{ m}^3/\text{sn}$  olarak yani deney odasındaki debiye eşit olacak şekilde hesaplandı).
- ii. Fan kanatları arasındaki hız  $200 \text{ m/sn}$  veya daha az olmalıydı.  $V_t$  fan kanatları arasındaki teğetsel hız,  $\omega_f$  fan açısal hızı,  $D_f$  fan kanat çapı,  $n$  motor devri olmak üzere

(3.30) bağıntısı ile belirtilen şartlar

$$V_t = \omega_f \frac{D_f}{2} \leq 200 \text{ m/sn}$$

$$V_t = \frac{2\pi n}{60} \frac{D_f}{2} \leq 200 \text{ m/sn}$$

sağlanmalıdır. Ayrıca biliyoruz ki fan pala uçları ile tünel duvarı arasındaki mesafe mümkün olduğunca küçük olmalı (Tablo 3.1). Fanın yerleştirileceği difüzör çıkış kesitinin çapı  $1.33 \text{ m}$  idi. Tablo 3.1 'de verilen bilgilere göre söz konusu mesafe  $15 \text{ mm}$  olarak alınabilir. Bu durumda fan kanat çapı ( $D_f$ )  $1.313 \text{ m}$  olarak alınabilir. Ayrıca motor devri de  $1200 \text{ dev/dk}$  seçilirse,

$$V_t = \frac{2\pi \cdot 1200}{60} \frac{1.313}{2} = 81.64 \text{ m/sn} \leq 200 \text{ m/sn}$$

şartı da sağlanmış olur.

## 5. TASARLANAN RÜZGAR TÜNELİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ SİMULASYONU

Tasarımı yapılan rüzgar tüneli içersindeki toplam ve statik basınçları, ortalama hava akım hızlarını, türbülans oluşumunu ve hava akımındaki akış bozulmalarını görebilmek için simülasyon programı yazılımları vasıtasıyla simülasyon yapılabilir. Böylece yapılan tasarımın doğruluğu test edilip, tasarımda gerekli düzeltmelere imkan tanınabilir.

### 5.1. Modelin Oluşturulması

Bir önceki bölümde tasarımı yapılan rüzgar tünelinin tüm bileşenleri ( deney odası, difüzör, kollektör, bal peteği, elekler, dinlenme odası, giriş ağzı ve fan ), ‘SOLIDWORKS, 2006’ katı modelleme programında 1:1 ölçeğinde katı modelleri oluşturulmuştu.

Bu bölümde ise öncelikle rüzgar tünelinin tüm bileşenlerinin katı modelleri, yine Solidworks 2006 katı modelleme programı kullanılarak 1:1 ölçeğinde yüzey (surface) modeli olarak tekrar modellenmiştir. (Şekil 4.1)

Yüzey olarak modellenmiş olan rüzgar tünelinin, Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü Bilgisayar laboratuvarında ‘GAMBİT’ modül yazılımı kullanılarak 2 boyutlu surface model geometrisi oluşturulmuştur. Bu model ‘FLUENT 6.0’ simülasyon modülüne aktarılmış ve analiz yapılabilecek şekle dönüştürülmüştür.

Fluent 6.0 simülasyon modülünde, rüzgar tünelinin basınç, hız ve türbülans simülasyonları yapılırken dinlenme odası yüzey modeli içersine bal peteği ve elek koyulamamıştır. Sebebi ise yaklaşık 25 000 gözenek adedine sahip bu elemanların katı model ve yüzey modelleri oluşturulurken ‘Mesh’ operasyonunun modellerin

oluşturulduğu bilgisayarda gerçekleştirilememesidir. Bu sebeple rüzgar tüneli yüzey modeli içerisinde bal peteği ve elek yok farzedilmiştir

Gambit programında 2 boyutlu yüzey geometrisi oluşturulurken difüzör çıkışında fanın sağladığı akış yerine 400 Pa sabit değerli statik basınç sağlanmış ve rüzgar tüneli yüzey modeli içerisindeki hava akışı bu kabule göre gerçekleştirilmiştir.

Simulasyon çalışmalarında kullanılan diğer sabitler ve kabuller şunlardır.

Statik Basınç ( $P_0$ ) : 760 mm HgS ( 101325 Pa )

Dış ortam sıcaklığı ( $T_0$ ) : 288,16  $^{\circ}$ K ( = 15  $^{\circ}$ C )

R : 287 J/kg  $^{\circ}$ K

Yerçekimi ivmesi (g) : 9,81 m/sn<sup>2</sup>

Kinematik Viskozite ( $\nu$ ) : 1,714 x 10<sup>-5</sup> kg/m.sn

Hava yoğunluğu ( $\rho$ ) : 1,2251 kg/m<sup>3</sup>

Deney odası maksimum hız ( $V_{max.}$ ) : 60 m/sn

Rüzgar tüneli giriş hızı ( $V_0$ ) : 10 m/sn

Statik Basınç katsayısı ( $C_p$ ) : 0,0035

Rüzgar tüneli çıkış kesidi statik basıncı : 400 Pa (sabit)

## 5.2. Simülasyonun Sonuçları ve Değerlendirilmesi

Yukarıda bahsedilen kabul ve sabitler kullanılarak yapılan simulasyonun sonuçları grafik olarak aşağıda verilmektedir.

Bu grafiklerde rüzgar tüneli girişinden itibaren referans alınan şu şekildedir;

Giriş : Rüzgar tüneli giriş ağızı eksenini ( x = 0 mm )

x-191 : Girişten itibaren 191 mm uzaklık ( x = 1910 mm )

x-210 : Girişten itibaren 210 mm uzaklık ( x = 2100 mm )

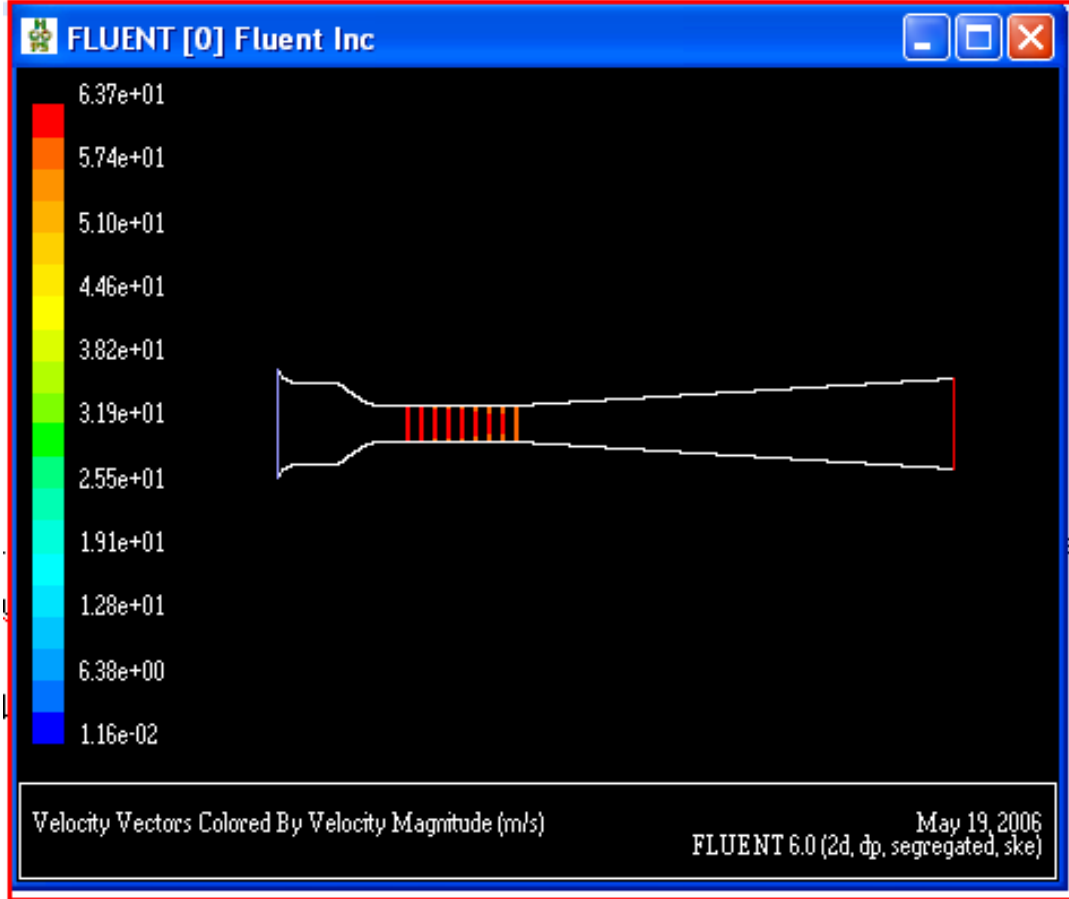
x-230 : Girişten itibaren 230 mm uzaklık ( x = 2300 mm )

x-250 : Girişten itibaren 250 mm uzaklık ( x = 2500 mm )

x-270 : Girişten itibaren 270 mm uzaklık ( x = 2700 mm )

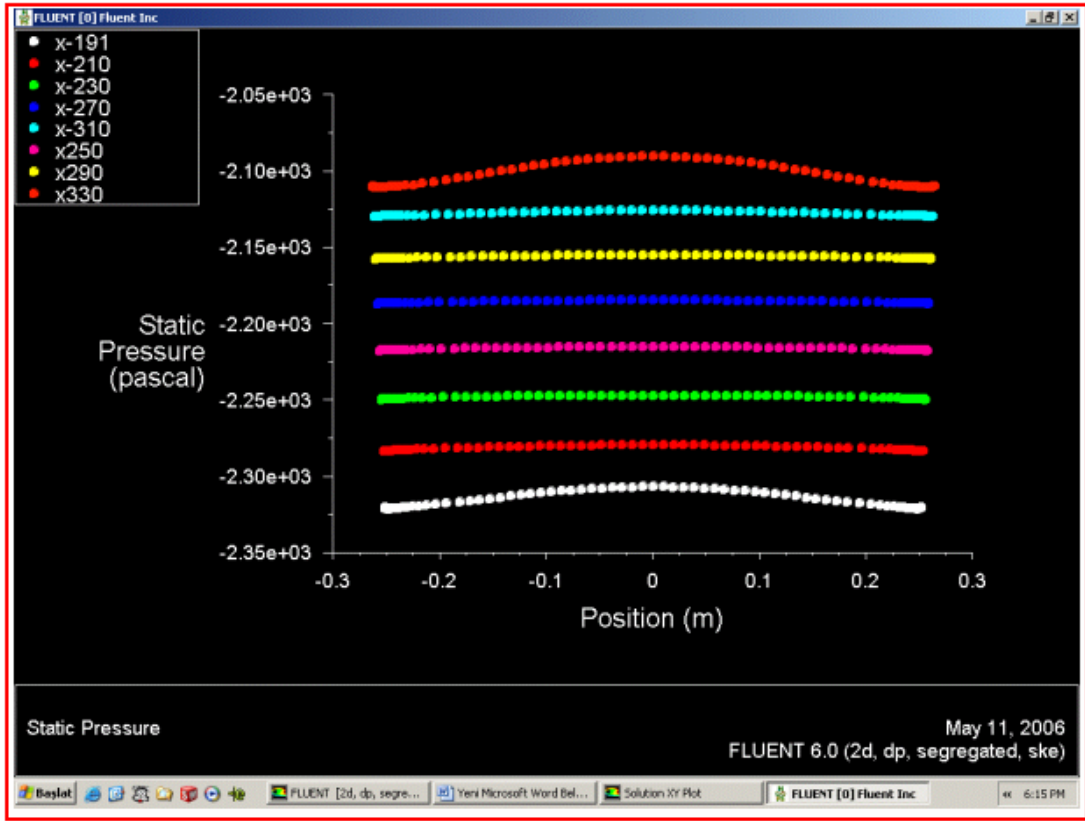
x-290 : Girişten itibaren 290 mm uzaklık ( x = 2900 mm )

- x-310 : Girişten itibaren 310 mm uzaklık (  $x = 3100$  mm )  
x-330 : Girişten itibaren 330 mm uzaklık (  $x = 3300$  mm )  
x-350 : Girişten itibaren 350 mm uzaklık (  $x = 3500$  mm )  
Çıkış : rüzgar tüneli difüzör çıkış eksenini (  $x = 9930$  mm )



Şekil 5.1 Rüzgar tüneli girişinden itibaren referans noktaları

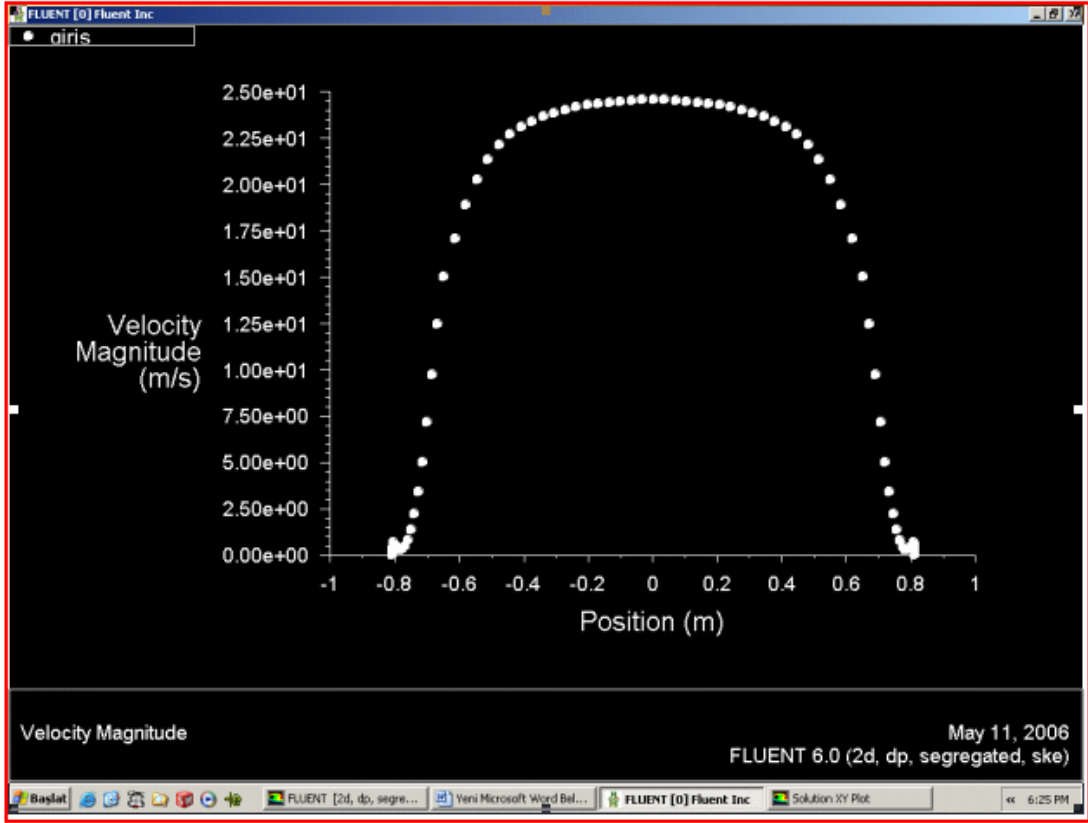




Şekil 5.2 Rüzgar Tüneli girişinden itibaren Statik basınç dağılımı

Şekil 5.2’ de referans noktalarındaki statik basınçlar görülmektedir. Buradan da anlaşılacağı üzere giriş ve çıkışta statik basınçta (rüzgar tüneli merkezine doğru) bir miktar artış görülmektedir. Diğer referans noktalarında ise statik basınç belirli bir değerde sabit kalmaktadır. Bu artışların muhtemel sebebi havanın atmosferden rüzgar tüneline girerken ve çıkışta fan ekseninden rüzgar tüneline terk ederken, giriş ve çıkış merkez eksenlerinde basınç gradyanları oluşturması sonucu meydana gelen türbülans bölgeleridir.

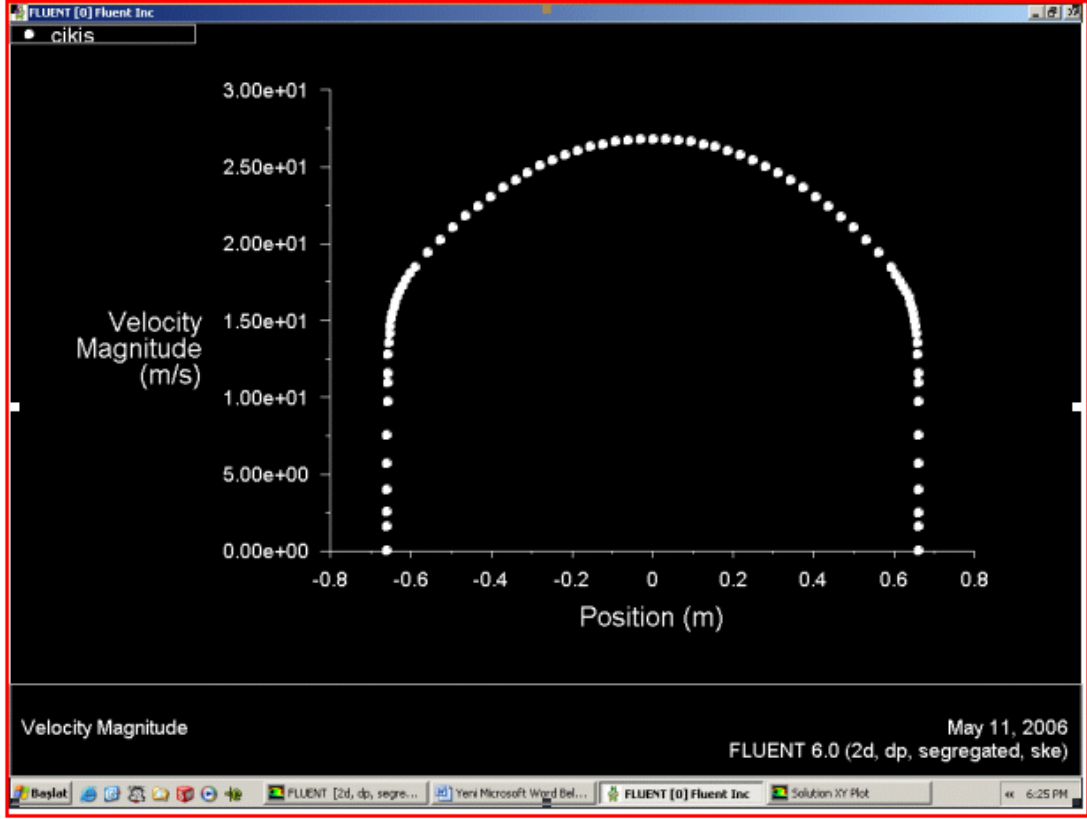
Statik basınçta herhangi bir noktada azalma olmaması, rüzgar tüneli duvarları üzerinde oluşan sınır tabaka kalınlaşmasının akımda herhangi bir bozulmaya sebebiyet vermeyecek büyüklükte olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.3 Rüzgar tüneli giriş referans noktasındaki hız dağılımı

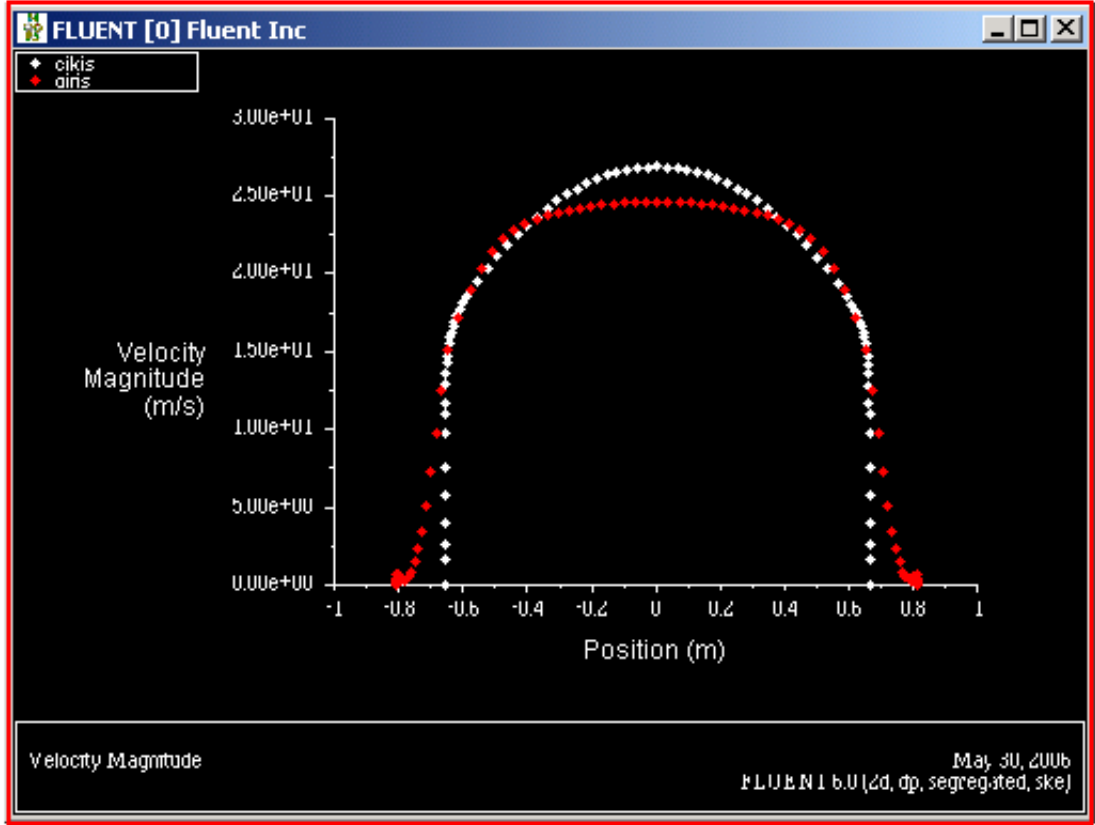
Şekil 5.3' deki simulasyon grafiği incelenecek olursa giriş bölgesinin merkezinde ( $x = 0$  m) en yüksek hızın 25 m/sn civarında olduğu görülmektedir. Kenarlara doğru yaklaştıkça hızın azaldığı ve kenar yüzeylerinde 0 olduğu görülmektedir. (Sınır tabaka oluşumundan dolayı).

Giriş bölgesi dik ekseninde az da olsa hız farklılıklarının olması, rüzgar tüneli simülasyonu yapılırken dinlenme odası içersine bal peteği ve elek koyulamamasından dolayı ile düşey yöndeki hız çalkantılarının elimine edilememesinden kaynaklanmaktadır.



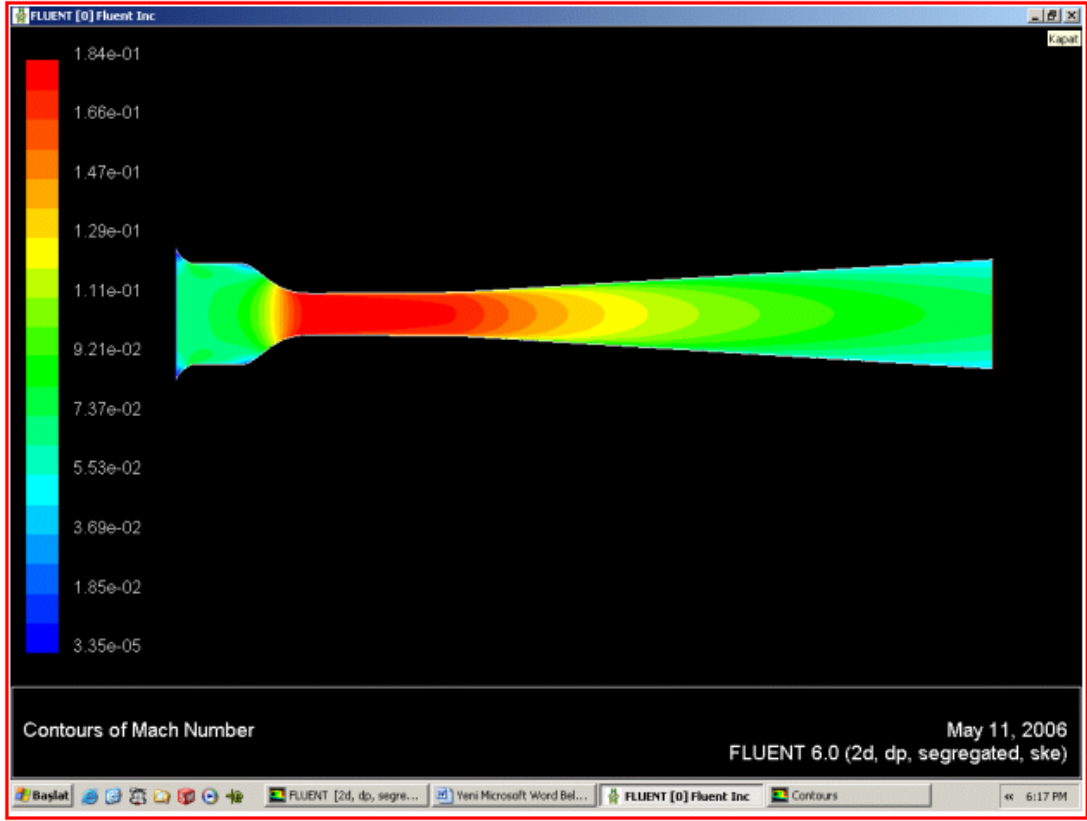
Şekil 5.4 Rüzgar tüneli çıkış bölgesindeki (eksenel) hız dağılımı

Şekil 5.4' deki simülasyon grafiği incelendiğinde çıkış bölgesi (fan pervane düzlemi) merkezindeki en yüksek hızın 25 m/sn civarında olduğu ve pervane uç bölgelerine doğru akım hızında bir azalma olduğu dikkati çekmektedir. Fan pervanesi uçlarındaki teğetsel hız yüksek olduğu için bu bölgelerde akışta bozulmalar oluşmaktadır. Pratikte bu mahzuru ortadan kaldırmak için fan göbeğine abak denilen ve fan pervanesine göre ters yönde dönen, pala şeklinde cisimler yerleştirmek gerekmektedir.



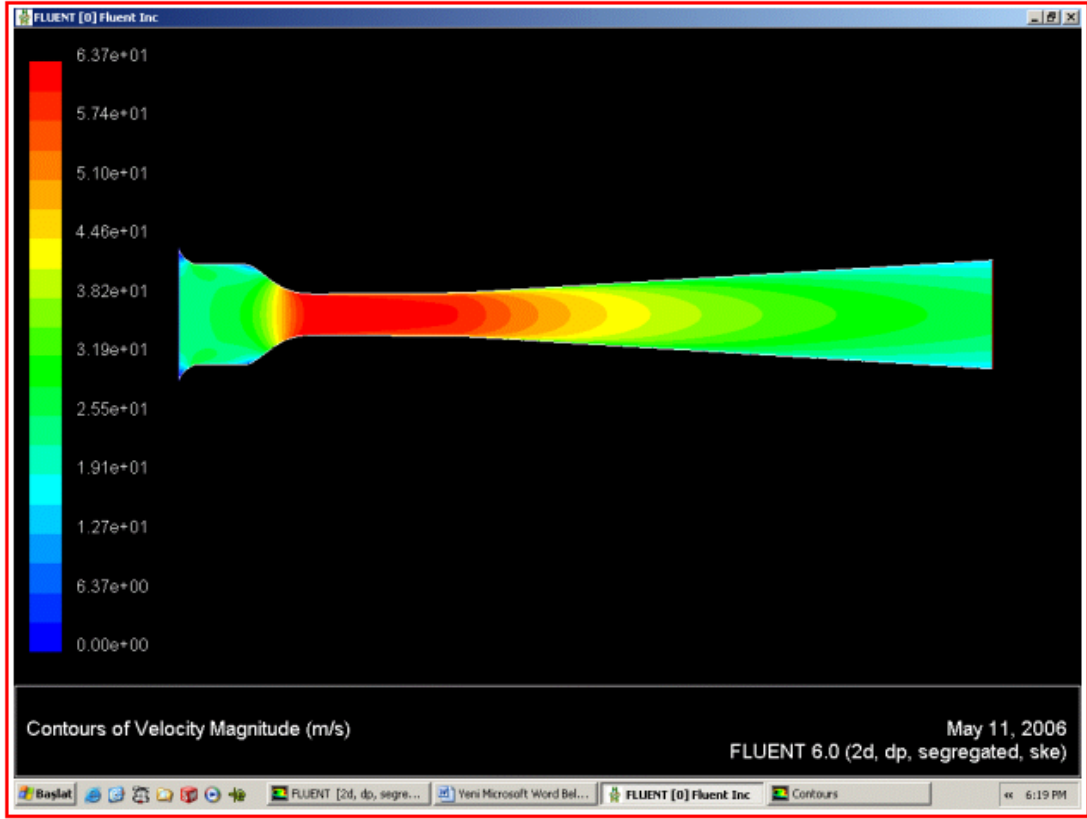
Şekil 5.5 Rüzgar Tüneli giriş ve çıkışındaki hız dağılımı

Şekil 5.5' deki grafik incelendiğinde rüzgar tünelinin giriş ve çıkış referans noktalarındaki hız grafiğinin birbirine benzer olduğu ve en yüksek hızların birbirlerine çok yakın değerler olduğu (25-27 m/sn) görülmektedir. Çıkış bölgesindeki hız azalmasının ise giriş ve çıkış bölgelerindeki kesit alanı farkından dolayı (Giriş alanı : 1.22 x 1.22 m, Çıkış alanı : 1.40 m<sup>2</sup> ) meydana geldiği anlaşılmaktadır.



Şekil 5.6 Tasarlanan rüzgar tüneli Mach Sayısı değişim

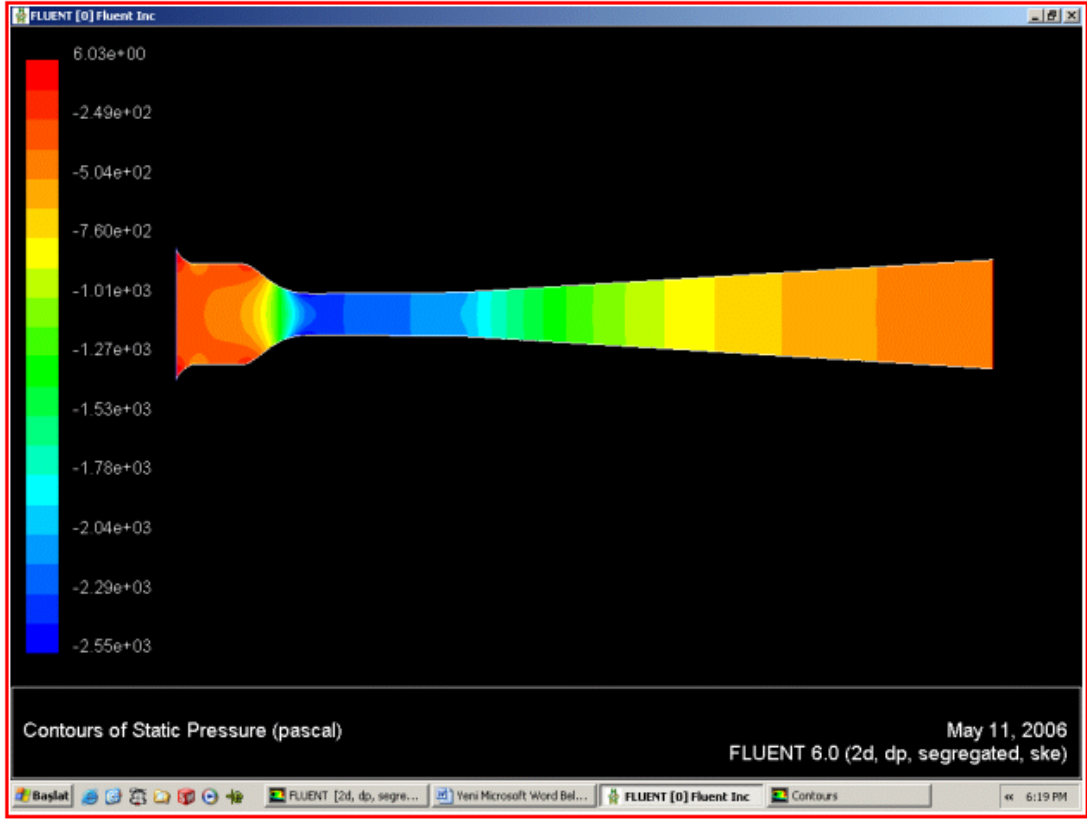
Şekil 5.6' daki mach sayısını gösteren simülasyon grafiği incelendiğinde mavi renkten koyu kırmızı renge doğru Mach sayısının arttığı görülmektedir.(Akım hızı artmaktadır.) Giriş ağız yüzeylerinde, dinlenme odası – kollektör bağlantı köşelerinde ve difüzör çıkışında Mach sayısı en düşük değerindedir. Sebebi ise giriş ve çıkış bölgelerinin atmosfere en yakın olması ve bu bölgelerde akımda paralellikten sapmaların çok yüksek olmasıdır. Deney odası içersinde ise en yüksek değerini almaktadır.(Akım kollektörden geçerken hızlanmaktadır.) Dikkati çeken en önemli nokta ise Mach sayısının kollektör boyunca artması deney odasına girdikten itibaren ise deney odası boyunca sabit kalmasıdır. Deney odası çıkışından itibaren ise akım hızı kademe kademe azalmakta ve çıkış bölgesinde ise giriş bölgesindeki değerine gelmektedir.



Şekil 5.7 Rüzgar tüneli boyunca hız değişimi

Şekil 5.7' deki grafikte ise rüzgar tüneli içindeki en yüksek hızlar görülmektedir. Mach sayısı simülasyonuna (şekil 5.6.) benzer bir dağılım vardır. Giriş ve çıkış bölgelerindeki en yüksek hızların ortalama 25 m/sn civarlarında olduğu, deney odasında ise 63 m/sn seviyelerine kadar çıktığı görülmektedir.

Deney odasındaki hızın 63 m/sn seviyelerine kadar çıkması akımda bozulmalara ve türbülans oluşumlarına sebebiyet vermektedir. Deney odası girişinde ve çıkışında türbülans oluşumundan dolayı akım hızında bir azalma görülmekte ve bu da rüzgar tüneline istenilen akım kalitesini bozmaktadır. Bu sakıncayı ortadan kaldırmak için rüzgar tüneline daha düşük hızlarda çalıştırmak gerekmektedir.

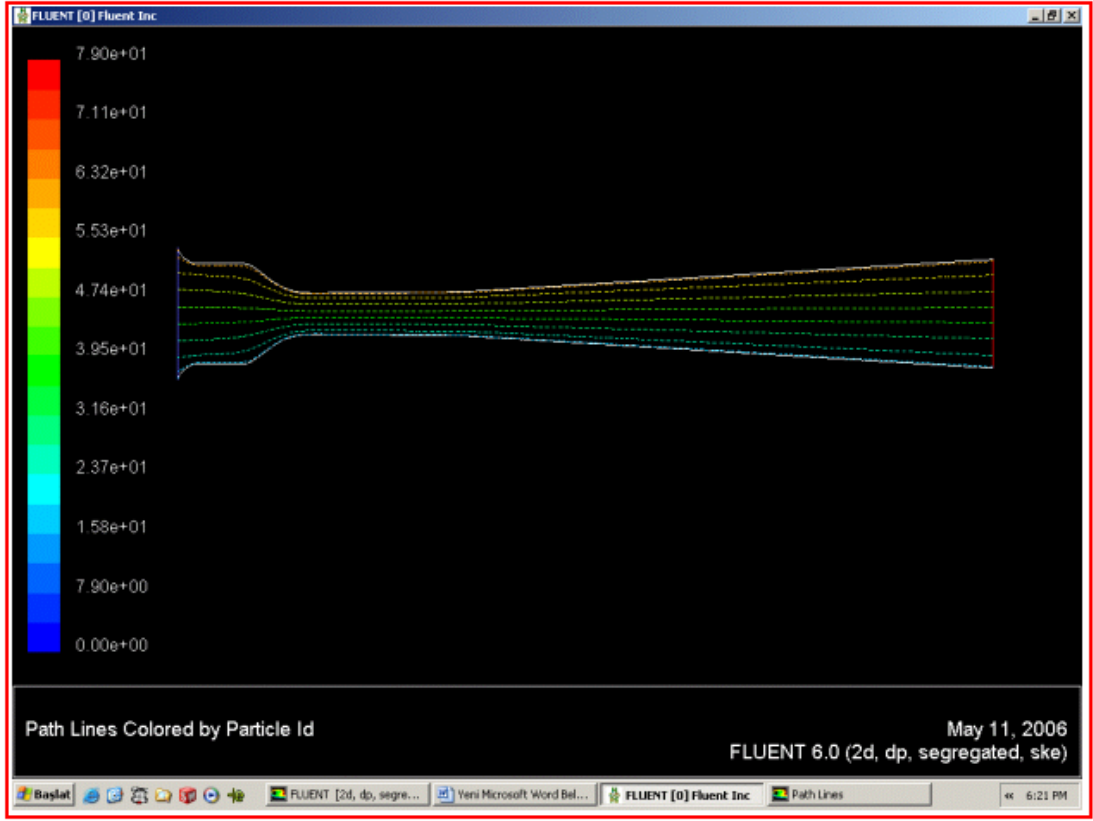


Şekil 5.8 Rüzgar tüneli boyunca Statik Basınç değişimi

Şekil 5.8’ deki simulasyon grafiğinde deney odası boyunca statik basınçtaki değişim görülmektedir. Giriş ağzı üzerinde statik basıncın maksimum olduğu görülmektedir. Buradan anlaşılacağı üzere bu noktalarda büyük bir türbülans ve karşı basınç bölgesi oluştuğu söylenebilir. Bunu ortadan kaldırmak için giriş ağzı boyunu ve profil yarıçapını artırmak gerekmektedir.

Dinlenme odasında ve difüzör çıkışında statik basınç değerleri birbirine yakındır. Dinlenme odası çıkışı, kollektör girişi orta bölgesinde bir miktar statik basınç düşüşü olmakta, deney odası çıkışında ise en düşük değerini bulmaktadır.

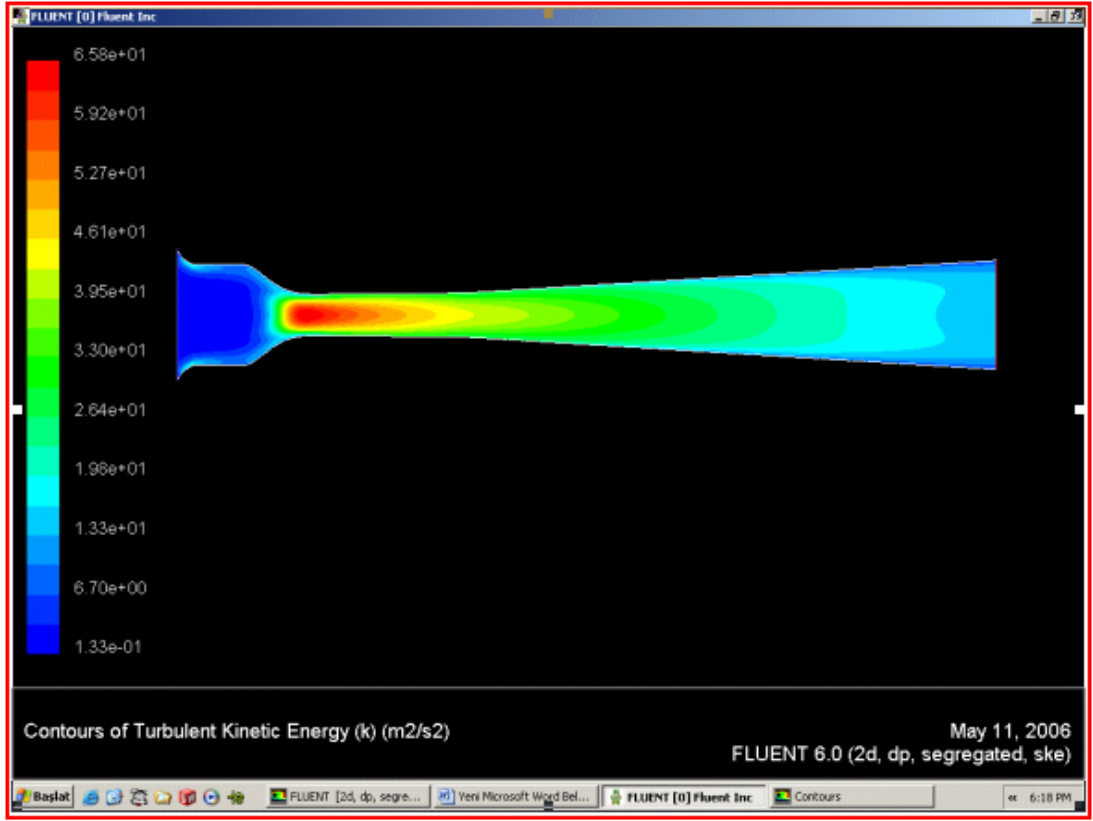
Deney odası boyunca statik basınç değerindeki değişimin çok küçük olması, deney odası duvarları boyunca sınır tabaka kalınlaşması olmadığını göstermekte ve rüzgar tüneli kalitesini gösteren, ‘deney odası statik basınç değişiminin en az olması’ prensibine ulaşıldığını ispatlamaktadır.



Şekil 5.9 Rüzgar tüneli boyunca akım çizgileri ( partikül

Şekil 5.9' daki simülasyon grafiğinde rüzgar tüneli boyunca akım çizgileri (akış) tanecikler şeklinde görülmektedir. Dikkat edilirse kollektör çıkışında akım çizgileri birbirine yaklaşmakta, difüzör içersinde çıkışa doğru birbirinden uzaklaşmaktadır. Deney odası içinde ise akım çizgileri birbirine paralel seyretmektedir.





Şekil 5.10 Rüzgar tüneli boyunca Türbülans Kinetik Enerji değişimi

Şekil 5.10' deki simülasyon grafiğinde dikkat çeken en önemli nokta deney odası içerisindeki hıza bağlı türbülans miktarının çok fazla olmasıdır. Buna sebep olarak deney odasındaki maksimum hızın çok yüksek ( 63 m/sn) seviyelerde olmasını ve yapılan simülasyonda dinlenme odasına bal peteği ve elek tel modeli koyulamamasını gösterebiliriz.

İlave olarak kollektör çıkış kesidinde türbülans giriş bölgesinin oluşmaya başladığı, bu sebeple kollektör boyunu ve ya deney odası uzunluğunu bir miktar artırmamız türbülans azaltıcı bir etki yapacağı düşünülmektedir.

## 6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada rüzgar tünelleri tiplerinden ve genel tasarım esaslarından bahsedildikten sonra bu kriterlere uygun örnek bir emişli tip rüzgar tüneli tasarımı yapılmış, Solidworks, 2006 katı modelleme programında 3 boyutlu katı modeli oluşturulmuş, tasarlanan bu rüzgar tüneline meydana gelen enerji kayıpları hesaplanmış, son olarak FLUENT, 6.0 simülasyon programında hava akımı hızı, basıncı ve türbülans oluşumlarının simülasyonları yapılmış ve bu simülasyonların sonuçları yorumlanmıştır.

Ayrıca tünel tasarımında çok büyük öneme sahip olan kollektör dizaynı için ideal bir yaklaşım olan ve üçüncü bölümde de bahsedilen üç boyutlu kollektör tasarımı da yapılmıştır. Kollektör tasarlanırken kollektör profilini oluşturmak için kollektör boyunca 45 adet X eksen koordinatı belirlenmiş, bu koordinatlar kullanılarak Y koordinatları hesaplanmıştır. Bu koordinatlar EXCEL programında grafik haline getirilerek kollektör profili elde edilmiştir. Bu profile göre kolektörün katı modeli SOLIDWORKS katı modelleme programı kullanılarak oluşturulmuştur.

Tasarlanan rüzgar tüneline simülasyonu yapılırken çıkış kesidinde statik basınç 400 pascal değerinde sabitlenmiştir. Simülasyon yaparken dinlenme odası içersine bal peteği ve elek modeli konulmadığından türbülans ve dolayısı ile türbülans faktörü ( $T_f$ ) yüksek çıkmıştır. Giriş ağzı yüzeyinde bir karşı basınç gradyeni oluşmuş, bu da giriş bölgesindeki akışta bir miktar bozulmalara sebebiyet vermiştir. Bu sakıncayı ortadan kaldırmak için giriş ağzı boyu uzatılmalı ve profil yarıçapı artırılmalıdır.

Kollektör bitimi-deney odası başlangıcında bir türbülans bölgesi oluşmaktadır. Bu ise deney odasındaki akışı bozmaktadır. Bu sebeple kollektör profili tekrar gözden geçirilmeli, kollektörün boyu gerekli miktarda artırılmalı veya kollektör duvarlarının eğimi uygun miktarda azaltılmalıdır.

Deney odası girişindeki türbülans bölgesi oluşumunun bir diğer nedeni ise deney odası içersindeki en fazla hızın 63 m/sn mertebelerinde olmasıdır. Bu hızın çok yüksek olması sebebiyle kollektör çıkışındaki ve deney odasındaki hava akışında paralellik bozulmakta ve türbülans bölgeleri oluşmaktadır. Bu sakıncayı ortadan kaldırmak için fan devri azaltılarak deney odasındaki en fazla hız düşürülmelidir.

Tasarlanan rüzgar tüneli fan gövdesine, pervane yönünün tersine dönen abaklar yerleştirildiğinde rüzgar tüneli içersindeki türbülans oluşumları bir miktar elimine edilebilecektir.

## KAYNAKLAR

- [1] Bradshaw, P., The effect of wind tunnel screens on nominally two dimensional boundary layers, *journal of fluid mechanics*, 22, 679687, (1965)
- [2] İnan, A.T., Çok amaçlı düşük hız-subsonic hava tüneli dizaynı ve türbülans ölçümleri, Doktora tezi, *M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, (2003)
- [3] Anderson, J.D., Introduction to flight, *Mc. Graw-Hill Comp.* New York, USA, (1989)
- [4] Edward, P.V., Norton, F.H., 1976. The design of wind tunnels and wind tunnel propellers, *NASA Technical Report No : 73*, (1976)
- [5] Batill, S.M. and Hoffmann , J.J., 1986. The aerodynamic design of three dimensional, subsonic wind tunnel inlets, *AIAA Journal*, 24, No :2, 268-269, (1986)
- [6] Bradshaw, P., 1968. Simple wind tunnel design, *Aero report, No: 1258, N.P.L.*, (1968)
- [7] Craig, D.E., 1986. Calibration of the referance velocity in the test section of the low speed wind tunnel at the aeronautical and maritime research laboratory, *Technic Report, DSTO-TN-0248*, (1986)
- [8] Lindgren, B., Arne, V.J., Design and Evaluation of Low Speed Wind Tunnel with expanding corners, *technical reports from Royal Institute of technology department of mechanics*, (1986)
- [9] Gorlin. S.M. and Slezinger, I.I., Wind Tunnels and their Instrumentations, *John Willey and sons*, Moscow, (1966)
- [10] Mehda, R.d. and Bradshaw, P., Design Rules for Small low speed Wind Tunnels, *Aeronautical Journal*, November, 433-449 ( 1979)
- [11] Knight, I.K. , Ellis, P.F.M. and Sullivan, A.L., The Csiro Vertical Wind Tunnel, *Csiro forestry and forest products*, technical report no.133, (1979)

[12] Kaya, M. , 2003. Ses Altı Rüzgar Tünelleri, Dizayn Esasları ve Emmeli Tip Ses Altı Rüzgar Tüneli Tasarımı, Master Thesis, *İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü*, İSTANBUL, (2003)

[13] İnan, A.T. , Onat, A. , Gül, M.Z. , Çok amaçlı, Ses altı, Düşük hızlı Hava Tüneli tasarımı, İmalatı ve Hız-Çalkantı ölçümleri, *K.S.Ü. Fen ve Mühendislik dergisi* 6(1), (2003)

[14] Peremeci, Ö.E. , Aerodinamik II Laboratuvarı deneyleri, *Ders notları*, (2003)

[15] Punkhurst,R.C. and Holder, D.W., 1952. Wind Tunnel Technique, *Sir Isaac Pitman & Sons Comp.*, London, (1952)

[16] Rae, W.H. and Pope, A., 1984 Low Speed Wind Tunnel Testing, *John Wiley & Sons , Inc.*, New York, USA, (1984)

[17] Erim, M.Z., Atlı , V ve Kvasoğlu, Ş., 1980. Alçak Ses Altı Bir Hava Tünelinin İmalatı ve Deney Odasında Hız Profiline Tayini, *VII. Bilim Kongresi* Tebliğ Özetleri, Tübitak, 29 Eylül-3 Ekim 633-664.

[18] <http://www.hq.nasa.gov> (**Ziyaret tarihi: 10 Şubat 2006**)

[19] <http://www.worthey.net/windtunnels> (**Ziyaret tarihi: 15 Aralık 2005**)

[20]<http://www.vonkarman.stanford.edu/tsd/pbstuff/tunnel/intro.html>(**Ziyaret tarihi: 1 Eylül 2005**)

[21] <http://www.aerolab.com> (**Ziyaret tarihi: 10 Aralık 2005**)

## EKLER

EK- 1 Kollektörün Profil Şekli ( X ARALIĞI, 20 mm., r(x), ( mm ))

X Aralığı	r(x) Değeri	X Aralığı	r(x) Değeri	X Aralığı	r(x) Değeri
0	610	300	431.72	600	276.17
20	608.4	320	416.91	620	271.35
40	604.14	340	402.55	640	267.14
60	597.41	360	388.72	660	263.52
80	588.62	380	375.47	680	260.43
100	578.10	400	362.87	700	257.85
120	566.14	420	350.94	720	255.73
140	553.02	440	339.71	740	254.03
160	538.98	460	329.21	760	252.70
180	524.26	480	319.45	780	251.70
200	509.06	500	310.43	800	250.98
220	493.57	520	302.15	820	250.50
240	477.95	540	294.60	840	250.21
260	462.35	560	287.78	860	250.06
280	446.90	580	281.63	880	250

## EK-2 Kollektör Profilini gösteren Excel Grafiği



Kollektörün uzunluğu ( 900 mm, x aralığı 20 mm x 45 )

EK- 3  $r_x$  uzunluğunun x mesafesine göre değişimi

	$r_1$	$r_2$	L	x	y	$r_x$
1	610	250	900	20	0,977777778	608,4698059
2	610	250	900	40	0,955555556	604,1481907
3	610	250	900	60	0,933333333	597,4161462
4	610	250	900	80	0,911111111	588,6258007
5	610	250	900	100	0,888888889	578,101746
6	610	250	900	120	0,866666667	566,1423328
7	610	250	900	140	0,844444444	553,0209348
8	610	250	900	160	0,822222222	538,9871814
9	610	250	900	180	0,8	524,26816
10	610	250	900	200	0,777777778	509,0695863
11	610	250	900	220	0,755555556	493,5769435
12	610	250	900	240	0,733333333	477,9565906
13	610	250	900	260	0,711111111	462,3568394
14	610	250	900	280	0,688888889	446,9089999
15	610	250	900	300	0,666666667	431,7283951
16	610	250	900	320	0,644444444	416,9153438
17	610	250	900	340	0,622222222	402,5561134
18	610	250	900	360	0,6	388,72384
19	610	250	900	380	0,577777778	375,4794183
20	610	250	900	400	0,555555556	362,8723602
21	610	250	900	420	0,533333333	350,9416217
22	610	250	900	440	0,511111111	339,716399
23	610	250	900	460	0,488888889	329,2168932
24	610	250	900	480	0,466666667	319,455044
25	610	250	900	500	0,444444444	310,4352318
26	610	250	900	520	0,422222222	302,154949
27	610	250	900	540	0,4	294,60544
28	610	250	900	560	0,377777778	287,7723095
29	610	250	900	580	0,355555556	281,6361003
30	610	250	900	600	0,333333333	276,1728395
31	610	250	900	620	0,311111111	271,3545535
32	610	250	900	640	0,288888889	267,1497517
33	610	250	900	660	0,266666667	263,5238795



34	610	250	900	680	0,2444444444	260,4397393
35	610	250	900	700	0,2222222222	257,8578807

$r_x$  uzunluğunun x mesafesine göre değişimi (Devam)

36	610	250	900	720	0,2	255,73696
37	610	250	900	740	0,1777777778	254,0340672
38	610	250	900	760	0,1555555556	252,7050229
39	610	250	900	780	0,1333333333	251,704644
40	610	250	900	800	0,1111111111	250,9869769
41	610	250	900	820	0,0888888889	250,5055014
42	610	250	900	840	0,0666666667	250,2133017
43	610	250	900	860	0,0444444444	250,0632071
44	610	250	900	880	0,0222222222	250,0079012
45	610	250	900	900	0	250

## **ÖZGEÇMİŞ**

1977 yılında İzmit’ te doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini İzmit’ te tamamladı. 1996 yılında girdiği Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği Bölümünden 2000 yılında Otomotiv Öğretmeni olarak mezun oldu. 2000 yılında İzmit Merkez Endüstri Meslek Lisesi’ ne Motor öğretmeni olarak atandı. 2 yıl görev yaptıktan sonra 2003 yılında Köseköy Endüstri Meslek Lisesi’ ne İş Makinaları öğretmeni olarak atandı. Halen buradaki görevine devam etmektedir.