

T.C
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**SES ALTI AÇIK ÇEVİRİMLİ BİR RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI, KURULUMU
VE SAYISAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

RİDVAN UÇAR

TEZ DANIŐMANI

DR. ÖĞR. ÜYESİ MUSA ÖZKAN

BİLECİK, 2022

10443618

T.C
BİLECİK ŞEYH EDEBALI ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**SES ALTI AÇIK ÇEVİRİMLİ BİR RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI, KURULUMU
VE SAYISAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

RİDVAN UÇAR

TEZ DANIŐMANI

DR. ÖĞR. ÜYESİ MUSA ÖZKAN

BİLECİK, 2022

10443618

BEYAN

Ses Altı Açık Çevrimli Bir Rüzgar Tüneli Tasarımı, Kurulumu ve Sayısal Analizi adlı yüksek lisans/doktora/sanatta yeterlik tezi/dönem projesinin hazırlık ve yazımı sırasında bilimsel araştırma ve etik kurallarına uyduğumu, başkalarının eserlerinden yararlandığım bölümlerde bilimsel kurallara uygun olarak atıfta bulunduğumu, kullandığım verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı, tezin herhangi bir kısmının Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunulmadığını, aksinin tespit edileceği muhtemel durumlarda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Bu çalışmanın, Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP), TÜBİTAK veya benzeri kuruluşlarca desteklenmesi durumunda; projenin ve destekleyen kurumun adı proje numarası ile birlikte, ETİK KURUL onayı alınması durumunda ise ETİK KURUL tarih karar ve sayı bilgilerinin beyan edilmesi gerekmektedir.			
DESTEK ALINMIŞTIR	X	DESTEK ALINMAMIŞTIR	
Destek alındı ise;			
Destekleyen kurum; Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi			
Desteğin Türü		Proje Numarası	
1- BAP (Bilimsel Araştırma Projesi)	X	2020-01.BŞEÜ.03-04	
2- TÜBİTAK			
Diğer;.....			
ETİK KURUL onayı var ise;			
ETİK KURUL karar tarih/sayı:	/.....	

Öğrenci Adı ve Soyadı

Rıdvan UÇAR

Tarih

.....

İmza

.....

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının yazılmasında, çalışmamı sahiplenerek takip eden danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Musa Özkan'a ve katkı ve emeklerinden dolayı Sayın Arş. Gör. Onur Erkan'a teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Son olarak bu günlere ulaşmamdaki emekleri adına değerli aileme teşekkür ederim.

Rıdvan UÇAR

2022

ÖZET

SES ALTI AÇIK ÇEVİRİMLİ BİR RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI, KURULUMU VE SAYISAL ANALİZİ

Bu tez çalışmasında ilk olarak hava içinde hareket eden cisimlere veya hava akımına maruz kalan sabit yapılara havanın sebep olduğu etkileri ölçmek amacıyla havacılık ve uzay sektörü uygulamalarında vazgeçilmez öneme sahip olan rüzgâr tünelleri hakkında teorik bilgilere, sonrasında da rüzgâr tünelini oluşturan bölümler ve rüzgâr tünellerinin genel tasarım kriterlerine yer verilmiştir. Daha sonra ses altı açık çevrimli bir rüzgâr tünelinin tasarımı ve imalatı yapılmış, imalatı yapılan rüzgâr tüneli Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Mühendislik Laboratuvarlarında kullanıma açılmıştır. Tasarım aşamasında, düşük bütçe ile üretilen bu tünelden en iyi verimi alabilmek adına sayısal analizler yürütülmüş ve test bölgesi, kolektör ve difüzör geometrilerinin boyutları için optimum değerler elde edilmiştir. Sayısal analiz kısmında ayrıca rüzgâr tünelinin difüzör bölümü ele alınarak farklı genişleme açılarındaki havanın hız ve basınç dağılımı incelenmiştir. Deneysel çalışmalar kısmında ise imalatı yapılan rüzgâr tünelinin istenilen akım karakteristiklerine uygun olup olmadığı araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Rüzgâr tüneli, Ses altı, Türbülans yoğunluğu, Sıcak tel probu.

ABSTRACT

DESIGN, INSTALLATION AND NUMERICAL ANALYSIS OF A SUBSONIC OPEN-CIRCUIT WIND TUNNEL

In this study, first of all wind tunnel types are explained which are preferred in aerospace applications in order to measure the effects of air on fixed objects exposed to air flow or in air moving objects. Then a subsonic open-circuit wind tunnel has been designed, manufactured and opened for use at Engineering Laboratory of Bilecik Seyh Edebali University. In the design phase, numerical analyses were carried out in order to get the best efficiency from this tunnel, which was produced with a low budget, and optimum values were obtained for the dimensions of the test area, collector and diffuser geometries. In the section of numerical analysis, also, pressure and velocity contours of different expansion angles of the diffuser geometry has been analysed. In the section of experimental studies, it has been examined that whether the wind tunnel that has been installed have intended flow characteristics.

Keywords: Wind tunnel, Subsonic, Turbulence intensity, Hot-wire probe.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖNSÖZ.....	i
ÖZET.....	ii
ABSTRACT.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
TABLolar LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ.....	ix
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Amaç ve Kapsam.....	1
1.2. Literatür Araştırması.....	2
1.2.1. Tarihsel altyapı.....	2
1.2.2. Rüzgar tünellerinin sınıflandırılması.....	7
1.2.2.1. Açık çevrimli rüzgar tünelleri.....	7
1.2.2.2. Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri.....	9
1.2.2.3. Akımın kalitesi ve akımın kalitesini etkileyen faktörler.....	9
1.2.2.4. Akım tipinin önemi.....	10
2. RÜZGAR TÜNELİNİN BÖLÜMLERİ VE GENEL TASARIM ESASLARI.....	13
2.1. Deney Odası.....	13
2.2. Kolektör.....	14
2.3 Dinlenme Odası.....	17
2.4. Bal Peteği.....	18
2.5. Elekler.....	19
2.6. Difüzör.....	19
2.7. Fan.....	24

3. RÜZGAR TÜNELİNİN TASARIMI VE İMALATI.....	26
3.1. Deney Odası Tasarımı.....	26
3.2. Kolektör Tasarımı.....	26
3.3 Elek Tasarımı.....	27
3.4 Difüzör Tasarımı.....	27
3.5 Fan Seçimi.....	28
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI ÇALIŞMALARI.....	30
4.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modeli.....	30
4.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Sonuçları.....	31
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	36
6. SONUÇ.....	41
KAYNAKÇA.....	43

TABLULAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 1.1. 1901-1916 yılları arasında ABD ve Avrupa Kıtasında imal edilen rüzgar tünelleri.....	4
Tablo 4.1. Difüzör giriş ve çıkışları arasındaki basınç farkları.....	35

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Da Vinci'nin anemometre tasarımı.....	2
Şekil 1.2. Benjamin Robins'in dönen kol makinası.....	3
Şekil 1.3. Wright kardeşlerin rüzgar tünelinin çalışan bir replikası.....	4
Şekil 1.4. DNW Alman-Hollanda Rüzgar Tüneli.....	5
Şekil 1.5. ODTÜ-RÜZGEM Büyük Rüzgar Tüneli.....	6
Şekil 1.6. Farklı ülkelerdeki ses altı rejimde çalışan kesit alanı 1m^2 'den büyük olan rüzgar tünelleri.....	7
Şekil 1.7. Açık çevrimli emmeli tip bir rüzgar tüneli.....	8
Şekil 1.8. Açık çevrimli üflelemeli tip bir rüzgar tüneli.....	8
Şekil 1.9. Kapalı çevrimli bir rüzgar tüneli.....	9
Şekil 1.10. Tenis topunun etrafında oluşan akım çizgileri.....	10
Şekil 1.11. Laminer akımda hız profili.....	11
Şekil 1.12. Türbülanslı akımda hız profili.....	12
Şekil 2.1. Deney odası geometrisi.....	13
Şekil 2.2. Kolektör geometrisi.....	15
Şekil 2.3. Kolektör daralmasının hız farklılıkları üzerindeki etkisi.....	16
Şekil 2.4. Kolektör daralma oranının kritik Reynolds sayısı üzerindeki etkisi.....	17
Şekil 2.5. Dinlenme odası geometrisi.....	18
Şekil 2.6. Bal peteği.....	19
Şekil 2.7. Difüzör geometrisi.....	20
Şekil 3.1. Deney odası.....	25
Şekil 3.2. Kolektör.....	27
Şekil 3.3. Elek.....	27
Şekil 3.4. Difüzör.....	28

Şekil 3.5. Fan.....	28
Şekil 3.6. İmalatı yapılan rüzgar tüneli.....	29
Şekil 4.1. Difüzör geometrisine ait mesh yapısı.....	31
Şekil 4.2. 5 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları.....	32
Şekil 4.3. 7 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları.....	32
Şekil 4.4. 10 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları.....	33
Şekil 4.5. 13 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları.....	33
Şekil 4.6. 18 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları.....	34
Şekil 4.7. 24 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları.....	34
Şekil 4.8. 30 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları.....	35
Şekil 5.1. Sıcak tel anemometresinin kılavuzlanması.....	36
Şekil 5.2. Anemometre ile hız ölçümü alınması.....	37
Şekil 5.3. Fanın maksimum dönme hızında test bölgesindeki türbülans şiddeti dağılımı.....	37
Şekil 5.4. Fanın minimum dönme hızında test bölgesindeki türbülans şiddeti dağılımı.....	38
Şekil 5.5. Fanın maksimum dönme hızında test bölgesindeki ortalama hız dağılımı.....	39
Şekil 5.6. Fanın minimum dönme hızında test bölgesindeki ortalama hız dağılımı.....	39

KISALTMALAR VE SİMGELER LİSTESİ

- Ad:** Deney odası giriş kesit alanı
- Vd:** Deney odasındaki havanın hızı
- Ç:** Çevre Uzunluğu
- Dh:** Hidrolik Çap
- g:** Yerçekimi İvmesi
- K:** Basınç Düşürme Katsayısı
- k:** Düzeltme Faktörü
- Ma:** Mach Sayısı
- n:** Daralma / Genişleme Oranı
- P:** Güç
- r:** Difüzör Çıkış Yarıçapı
- Re:** Reynolds Sayısı
- rx :** X mesafesine bağlı yarıçap
- t:** Zaman
- Vort:** Ortalama Hız
- ρ :** Yoğunluk
- μ :** dinamik viskozite.
- ν :** Kinematik Viskozite
- α :** Genişleme açısı
- η :** Verim
- W:** Fan Motor Gücü

1. GİRİŞ

Rüzgar tüneli, hava akımı içinde hareket eden bir katı cisme (kara ve hava taşıtları vb.) ya da sabit konumunda dururken hava akımına maruz kalan cisimlere (bina, köprü vb.) hava akımının uyguladığı etkilerin incelenmesi için tasarlanan bir test düzeneğidir. Test koşullarının arzu edildiği şekilde ayarlanabilmesi, tasarlanan modelin üretimine geçilmeden önce gerçek koşullara yakın koşullarda test edilebilmesinin getirdiği ekonomik faydalar ve rüzgar tüneline elde edilen sonuçların hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmalarıyla karşılaştırılabilmesi ve bu sayede üretimden önce büyük miktarda karşılaştırmalı verilerin elde edilebilmesi sayesinde son yıllarda rüzgar tünellerinin aerodinamik çalışmalarda kullanımı yaygın ve önemli hale gelmiştir.

Rüzgar tünellerinde yapılan başlıca çalışmaları şu şekilde sıralamak mümkündür:

- a. Hava taşıtlarına iniş, kalkış ya da seyir esnasında etki eden aerodinamik kuvvet ve basınç dağılımlarını incelemek, sıcaklık ve basınç değişimleri nedeniyle yaşanan buzlanma gibi problemler üzerinde çalışmak, titreşimlerin etkisini incelemek veya hava taşıtlarına yeni eklenen, çıkarılan veya geometrisinde değişiklik yapılan parçaların etkisini öngörmek,
- b. Kara taşıtlarının hareketine karşı hava akımının oluşturduğu direnci inceleyerek araç geometrisinde iyileştirmeler yapmak
- c. Yüksek katlı binalar, asma köprüler gibi önemli miktarda hava akımına maruz kalacak yapıların davranışlarını incelemek,
- d. Gaz türbinleri, kompresörler, fan ve kanat gibi hava akımı içerisinde hareket eden makine ve parçaları üzerine yapılan deneyler,
- e. Laminer ve türbülanslı akım, sınır tabaka oluşumu gibi hava akımının fiziksel özelliklerinin deneysel ya da eğitim amaçlı incelenmesi,
- f. Paraşüt aerodinamiği çalışmaları.

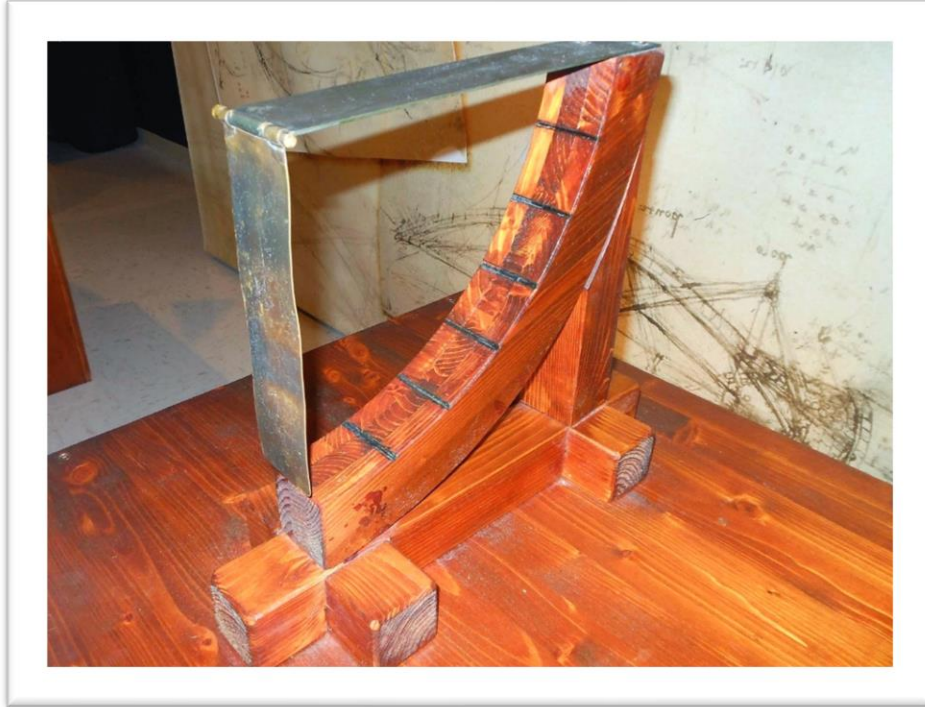
1.1. Amaç ve Kapsam

Bu çalışmada açık çevrimli düşük hızlı bir rüzgar tüneline tasarımı, imalatı ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri yapılarak Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi Mühendislik Fakültesi laboratuvarında hizmete sunulması amaçlanmıştır.

1.2. Literatür Araştırması

1.2.1. Tarihsel altyapı

Aerodinamik araştırmalar alanında rüzgar tünelinin icadı bir kilometre taşı olarak değerlendirilir. Katı bir cisme karşı hava akımının etkisinin incelenmesi fikri ilk olarak Leonardo da Vinci (1452-1519) zamanına gider. Da Vinci'nin prensibine göre durgun havaya karşı hareket eden cismin oluşturduğu etki ile sabit bir cisme karşı hareket eden havanın oluşturduğu etki birbirine eşittir. Bu ifade rüzgar tünellerinin temel prensibini oluşturmuştur. Da Vinci ayrıca rüzgarın hızını ölçmeye yarayan bir anemometre tasarlamıştır. Da Vinci'nin icadı şöyle tanımlanır: Rüzgarın şiddetini çeyrek dairelik bir skalada okumaya yarayan, kanatçıklı, üstten menteşeli, üflemele bir aygıt. Bu aygıtta asılı olan levha rüzgar ile hareket etmekte, levhanın ulaştığı en üst noktaya göre rüzgarın hızı tayin edilebilmektedir.

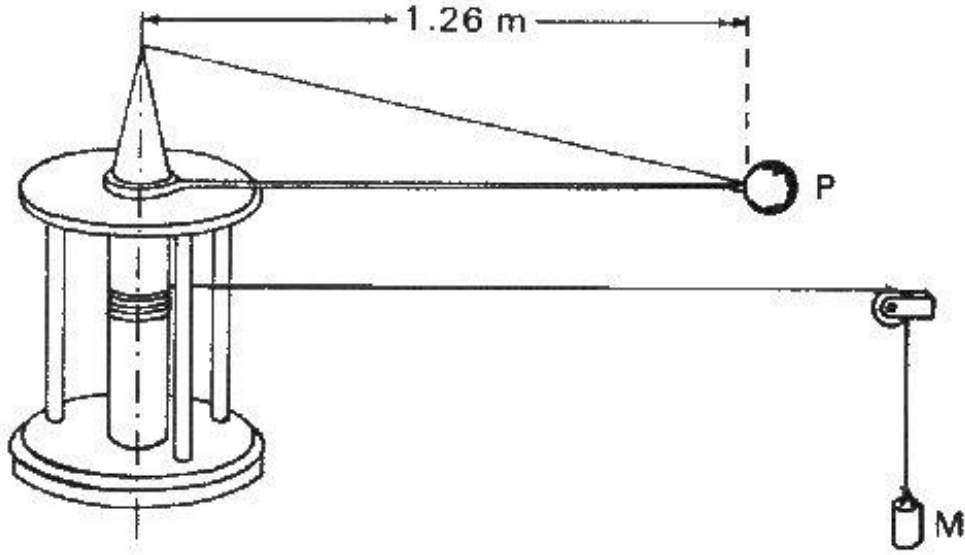


şekil 1.1. Da Vinci'nin anemometre tasarımı

Kaynak: (thearineinstallersrant, 2014)

İngiliz matematikçi Benjamin Robins'in (1707-1751) tasarlayıp uyguladığı düzenekte ise, bir katı cisim bir kol ile tambura bağlıdır. Rüzgarın katı cisme etkisiyle dönen kol tamburu döndürmekte, tambur ise m ağırlığındaki kütleyi kaldırmaktadır. Robins bu düzenekte farklı geometrilerde ve farklı ebatlardaki cisimlerin rüzgara karşı ortaya koyduğu direnci test etmiştir.

Bu deneylerinde aynı yüzey alanına sahip olsalar dahi farklı geometrilerdeki cisimlerin aynı direnci göstermediğini tespit etmiştir.

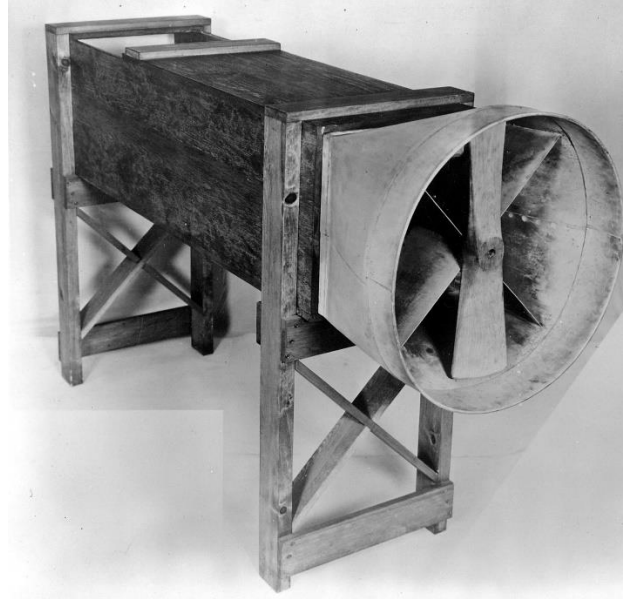


Şekil 1.2. Benjamin Robins'in dönen kol makinası

Kaynak: (US Centennial of Flight Commission, 2021)

Modern anlamda ilk rüzgar tünelinin tasarımı 1866 yılında kurulan Britanya Kraliyet Havacılık Konseyi üyesi olan Francis Herbart Wenham isimli mühendis tarafından 1871 yılında gerçekleştirilmiştir. Wenham'ın rüzgar tüneli 12 feet (yaklaşık 3.6 metre) uzunluğunda, kesit alanı 18 inç kare (yaklaşık 116 cm²), üfleme tipi ve buharlı motorla tahrik edilen bir tasarıma sahipti. Wenham ve çalışma arkadaşları imal ettikleri rüzgar tüneline kaldırma (lift) ve sürüklenme (drag) kuvveti üzerine çalışmalar yapmış ve bu çalışmalar modern planörlerin uzun ve dar kanat tasarımının öncüsü olmuştur.

Tarihteki ilk planörü geliştiren Wright Kardeşler Wilbur Wright (1867-1912) ve Orville Wright, (1871-1948) 1901 ve 1902 olarak adlandırılan planörlerinin uçuş testlerinin beklenen performansı gösterememesinden sonra yeni bir çözüm yolu aramış ve günümüzde kullanılan modern tünellerin aksine fanın tünelin giriş kısmında olduğu 16 inç kare yani yaklaşık 10 cm x 10 cm kesit alanına sahip bir rüzgar tüneli imal etmişler, 1/32 inç kalınlığında sac metallere oluşturdukları 200'den fazla kanat modelini bu tünelde test ederek tasarımlarında revizyona gitmişler ve 1903 planörünün uçuş testleri başarıyla sonuçlanmıştır.



Şekil 1.3. Wright Kardeşler'in rüzgar tünelinin çalışan bir replikası

Kaynak: (turkair, 2021)

Wright Kardeşlerin icadının etkisi ve 1914 yılında başlayan Birinci Dünya Savaşı'nda hava taşıtlarının savaşın seyrinde rol alması ve üstünlüklerinin görülmesi ile beraber planör ve rüzgar tüneli araştırmaları hız kazanmış, kısa süre içerisinde Avrupa kıtası ve Amerika Birleşik Devletleri'nde çok sayıda rüzgar tüneli kurulumu ve testleri yapılmıştır.

Tablo 1.1 1901-1916 yılları arasında ABD ve Avrupa Kıtasında imal edilen rüzgar tünelleri

Yıl	Ebat	Kişi	Konum
1901	16 x 16 inç	Wright Kardeşler	Dayton, Ohio
1901	6 x 6 ft	Zahm	Katolik Üniversitesi, ABD
1903	Ø2 ft	Stanton	Ulusal Fizik Lab., İngiltere
1903	1 x 1 m	Crocco	Roma, İtalya
1904	Ø1.2m	Riabouchinsky	Moskova, Rusya
1908	2 x 2m	Prandtl	Göttingen, Almanya
1909	Ø1.5m	Gustave Eiffel	Champ de Mars, Fransa
1910	4 x 4 ft	-	Ulusal Fizik Lab., İngiltere
1912	7 x 7 ft	-	Ulusal Fizik Lab., İngiltere
1912	Ø2m	Gustave Eiffel	Auteuil, Fransa
1912	-	Hugo Junkers	Aachen, Almanya
1913	8 x 8 ft	Zahm	Washington, ABD
1914	4 x 4 ft	Hunsaker	MIT, ABD
1916	2.2 x 2.2 m	Prandtl	Göttingen, ABD

Günümüzde birçok son teknoloji rüzgar tüneli imal edilmiştir. Bunların önde gelenlerinden biri Alman Havacılık Merkezi ve Hollanda Havacılık Merkezi'nin ortak çalışmalarıyla kurulmuş ve işletilmekte olan, kâr amacı gütmeyen bir kurum olarak göze çarpan DNW German Dutch Wind Tunnels, (Alman-Hollanda Rüzgar Tüneli)'dir. DNW üniversitelere ve havacılık endüstrisi, otomotiv endüstrisi, inşaat endüstrisi, gemi inşaatı sektörü ve hatta spor sektörüne kadar tüm sektörlerle test olanakları sağlamaktadır.



Şekil 1.4. DNW Alman-Hollanda Rüzgar Tüneli

Kaynak: (German-Dutch Wind Tunnels, 2015)

Ülkemizde, Cumhuriyetin ilk yıllarında hızla gelişmekte olan havacılık endüstrisine gerekli test olanaklarını sağlamak için bir rüzgâr tüneli inşa edilmesine karar verilmiş, ancak bugünkü adıyla Ankara Rüzgâr Tüneli olarak bildiğimiz (ART) rüzgar tünelinin inşasına ancak Mustafa Kemal Atatürk'ün vefatından sonra başlanılabildiği görülmüştür. 1950 yılında inşası tamamlanan Ankara Rüzgâr Tüneli, bu yıllarda uçak fabrikasının kapatılmasıyla işlevsiz hale gelmiş, 1993 yılına kadar bu tünelde bir çalışma yapılmamıştır. Yapımına başlandığı dönemde Avrupa'nın en büyük rüzgâr tüneli olan ART, TÜBİTAK-SAGE tarafından yapılan çalışmalar sonucunda 1999 yılında işlevsel hale getirilmiştir. Son yıllarda tekrar revize edilen ve birçok yeni ölçüm kabiliyeti kazandırılan ART, bugün havacılık ve uzay sanayisine hizmet vermektedir. Test odası 3,05 m×2,44 m×6,1 m ölçülerine sahip olan ve 750 kW'lık bir motor ve fan tarafından kapalı devre olarak akış sağlanan ART'de ulaşılabilen en yüksek hız 90 m/s'dir.

ODTÜ – RÜZGEM ve Büyük Rüzgar Tüneli Projesi ise ülkemizin rüzgar enerjisi konusunda koyduğu hedeflere ulaşabilmesi ve dünya rüzgar enerjisi pazarında pay sahibi

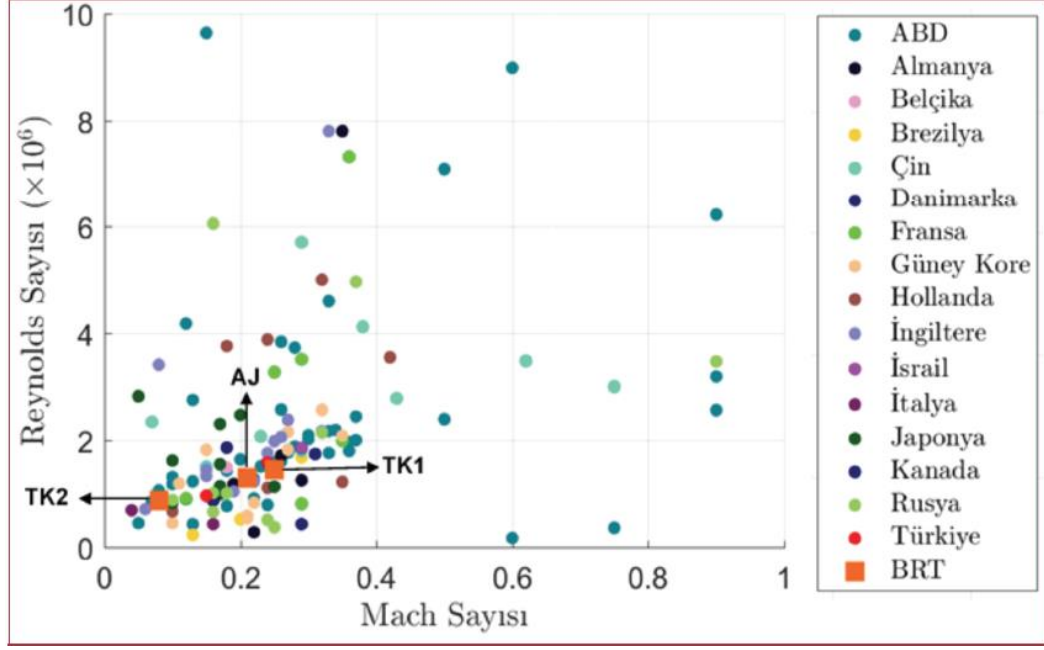
olabilmesi amacıyla 28 Şubat 2011 tarihli Resmi Gazete ilanıyla ve dönemin Devlet Planlama Teşkilatı altyapı proje desteği ile kurulmuştur. Kapalı çevrimli olarak tasarlanan rüzgar tüneli 3 farklı deney odasına ve her biri 400 kW gücünde toplamda 6 adet motordan tahrik alan fanlara sahiptir. Kolektör daralma oranı 8 olarak seçilen rüzgar tüneline akış şartlandırma ekipmanları olarak 2 bal peteği ve 5 elek kullanılmıştır.



Şekil 1.5. ODTÜ-RÜZGEM Büyük Rüzgar Tüneli

Kaynak: (Rüzgem, 2021)

Tünel fanlarının RÜZGEM’de tasarlandığı, kontrol ve otomasyon sisteminin RÜZGEM tarafından geliştirildiği, fan motorlarının yurtiçi firmalardan temin edildiği, ve diğer birçok ekipmanının yurtiçi firmalardan temin edildiği RÜZGEM Büyük Rüzgar Tüneli birçok konuda yurtdışındaki emsalleriyle yarışabilecek konumdadır. Aşağıdaki grafikte farklı ülkelerde yer alan kesit alanı $1m^2$ ’den büyük olan ses altı rüzgar tünellerinin sayısı yer almaktadır. Grafikte ODTÜ-RÜZGEM Büyük Rüzgar Tüneli’nin 3 farklı deney odasına ayrı ayrı yer verilmiştir.



Şekil 1.6. Farklı ülkelerdeki ses altı rejimde çalışan kesit alanı 1m²'den büyük olan rüzgar tünelleri

Kaynak: (Perçin ve Uzol, 2019)

1.2.2. Rüzgar tünellerinin sınıflandırılması

Rüzgar tünelleri çevrim tipine göre açık veya kapalı, fanın pozisyonuna göre üflemlili veya emmeli tip, akış hızına göre ise ses altı ve ses üstü rüzgar tünelleri olmak üzere çeşitli biçimlerde sınıflandırılabilir.

Mach sayısı, hareket halindeki bir kütlenin hızının, kütlenin bulunduğu şartlardaki ses hızına oranıdır. Deniz seviyesinde, 1 atm basınçta ve 15° hava sıcaklığında 1 Mach=340 metre/saniye olarak belirtilir. Buna göre;

0 – 0.4 Mach aralığındaki rüzgar tünelleri ses altı rüzgar tünelleri,

0.4 – 1.3 Mach aralığındakiler transonik,

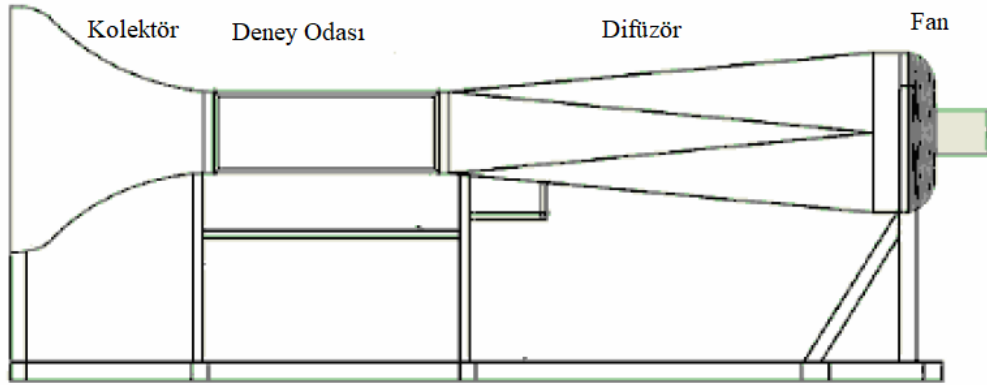
1.3 – 5.0 Mach aralığındakiler süpersonik,

5 Mach ve üzeri rüzgar tünelleri ise hipersonik rüzgar tüneli olarak adlandırılırlar.

1.2.2.1. Açık çevrimli rüzgar tünelleri

Bir açık çevrimli rüzgar tüneli dinlenme odası, kolektör, deney odası, difüzör ve fandan oluşur. Emmeli tip açık çevrimli bir rüzgar tüneline hava ilk önce dinlenme odası denilen, elek ve bal peteğinden oluşan bölüme girer. Buradan geçen hava kolektöre girer. Kolektörün kesit

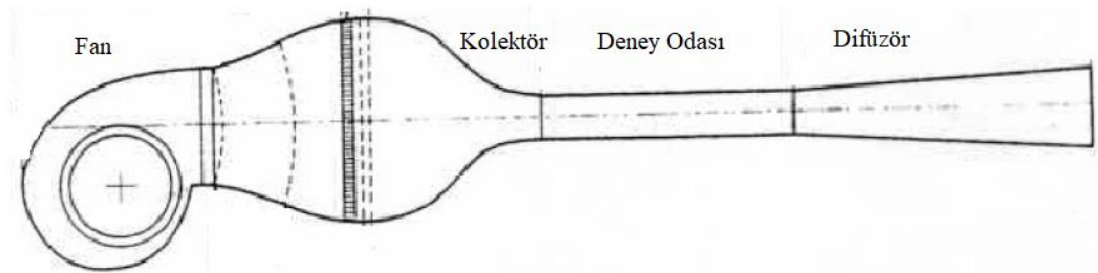
alanı akış yönünde azaldığı için akış yönünde gidildikçe havanın hızı artar ve kolektörün en dar yerinde maksimuma ulaşır ve deney odasına girer. Deney odasında üniform ve sabit hızlı bir akım elde edilir. Deney odasından çıkan hava difüzöre girer. Difüzörde akışın hızı düşerek akışkanın kinetik enerjisi basınç enerjisine dönüşür ve hava atmosfere atılır.



Şekil 1.7. Açık çevrimli emmeli tip bir rüzgar tüneli

Kaynak: (Rae ve Pope, 1984)

Açık çevrimli tünellerde fan tünelin çıkış bölümü yerine giriş bölümüne konulursa üfleme tip rüzgar tüneli elde edilir.



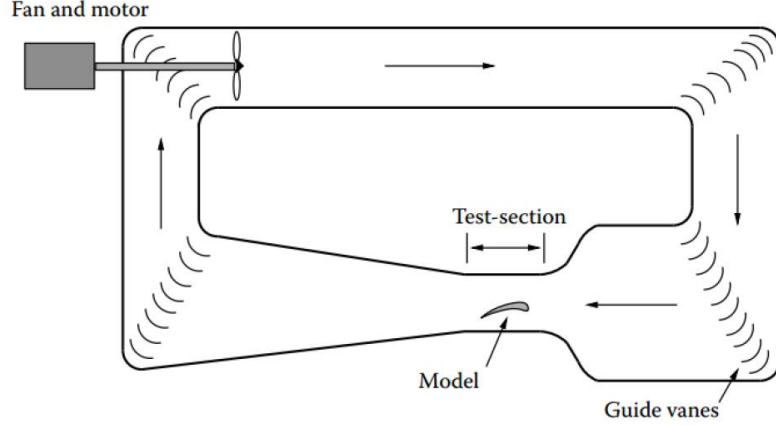
Şekil 1.8. Açık çevrimli üfleme tip bir rüzgar tüneli

Kaynak: (Rae ve Pope, 1984)

Açık çevrimli rüzgar tünellerinin tasarım ve imalatı kapalı çevrimli tünellere göre daha kolaydır. Laboratuvar ortamında kolayca montajı gerçekleştirilebilir. Aynı zamanda akım tipi görüntüleme deneylerinden sonra tünelin içerisinde biriken yağ, kir ve tozun temizlenmesi daha kolaydır. Bunun yanında en önemli dezavantajı ise enerji harcanarak fan vasıtasıyla belirli bir kinetik enerjiye ulaştırılmış olan havanın sistemin dışına atılması sebebiyle verimliliğinin düşük olmasıdır.

1.2.2.2. Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri

Açık çevrimli rüzgar tüneline atmosfere atılan hava bir kanal vasıtasıyla yeniden sistemin girişine verildiğinde kapalı çevrimli rüzgar tüneli elde edilir. Bu tip rüzgar tünellerinde enerji kayıpları daha azdır ve daha yüksek hızlara çıkılabilir ancak köşelerdeki 90°'lik dönüşler nedeniyle akım karakterinde bozulmalar olur. Bu da tasarımını daha zor hale getirir.



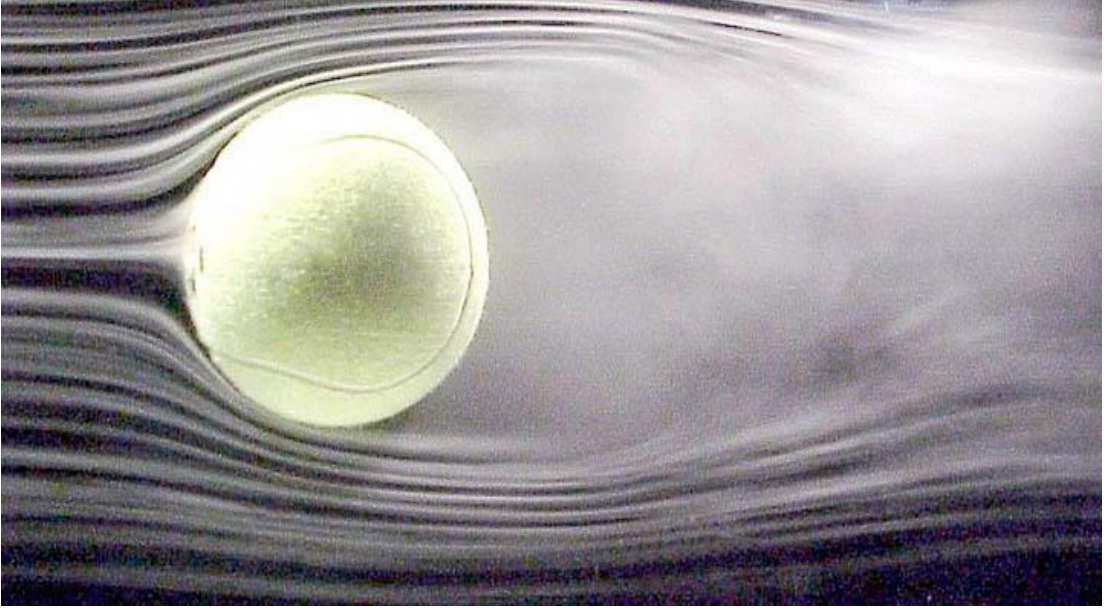
Şekil 1.9. Kapalı çevrimli bir rüzgar tüneli

Kaynak: (Aslan, 2016:7)

1.2.2.3. Akımın kalitesi ve akımın kalitesini etkileyen faktörler

Rüzgar tüneline yapılan testlerin verimli olabilmesi için deney odasındaki hava akımının belirli kriterleri sağlaması gerekir. Bunlar akımın hız dağılımındaki sapmanın %1'in altında olması, akım çizgilerinin paralel olması ve paralellikten sapmaların 0.25 derecenin altında olması, tünel içerisinde ters basınç gradyanı oluşmaması, sınır tabaka genişlemesinin yaşanmaması, akım ayrılmasının yaşanmaması ve girdap etkilerinin oluşmaması olarak sıralanabilir. Bu kriterler rüzgar tüneli elemanlarının tasarımında belirli kriterlere gidilmesini beraberinde getirir. Ayrıca elek, bal peteği, köşebent gibi yardımcı ekipmanların kullanılma nedeni de deney odasında istenilen akım kalitesine ulaşabilmektir.

Aşağıda bir tenis topunun rüzgar tüneline testi esnasında etrafında oluşan akım çizgilerine ait bir şekil yer almaktadır. Görüldüğü gibi deney odasının alt ve üst duvarları, akım çizgilerini modelin yakınına doğru sıklaştırmaktadır. Buna ek olarak modelin etrafındaki akış hızı modelin ön tarafındaki hızdan daha büyüktür. Çünkü süreklilik denkleminde göre akışın debisi deney odası boyunca sabit kalmaktadır. Tenis topunun olduğu yerde kesit daraldığı için buna bağlı olarak hız artışı meydana gelecektir. Uygulamada bunun önüne geçmek zordur çünkü test odasının duvarları rijittir. Bu durumu engellemek için nadiren görülen uygulamalar arasında açık deney odası ya da genişleyen tip deney odası tasarımları görmek mümkündür.



Şekil 1.10. Tenis topunun etrafında oluşan akım çizgileri

Kaynak: (NASA, 2021)

Eksenel yönde basınç gradyanının oluşmasına, deney odasının veya kolektörün duvarları boyunca meydana gelen sınır tabakanın kalınlığının artması da sebep olabilir. Çünkü sınır tabaka kalınlığındaki artış tünelin efektif kesit alanını azaltacaktır. Bu da hızın artmasına ve hızın artmasıyla birlikte basınç gradyanına neden olacaktır.

Deney koşulları tasarlanırken değerlendirilmesi gereken bir husus da test modelini sabitlemek için kullanılan destek elemanlarıdır. Bu elemanlar akımı engelleyici rol oynarlar ve model ile kendi çevrelerindeki hız ve basınç dağılımında değişikliğe neden olurlar.

1.2.2.4. Akım tipinin önemi

Akışkanlar mekaniğinde Reynolds sayısı (Re), bir akışkanın atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlerine oranıdır.

$$Re = \frac{\rho v s d}{\mu} \quad (1.1)$$

Burada;

ρ – akışkanın yoğunluğu,

vs – akışkanın hızı,

d – çap/hidrolik çap,

μ – dinamik viskozite,

ya da,

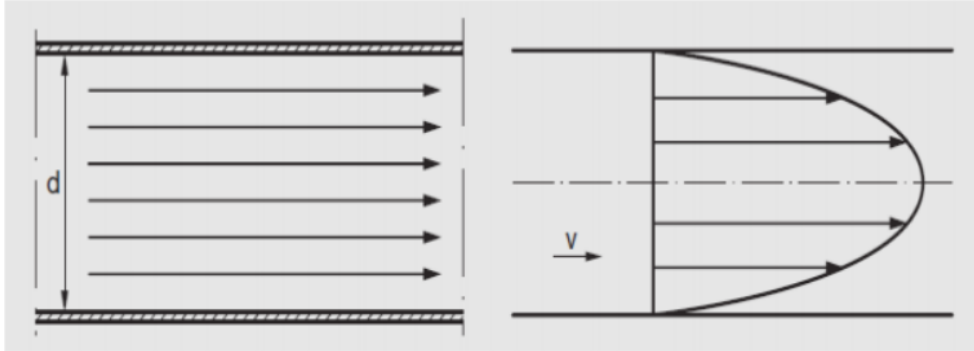
$$Re = \frac{v_s d}{\nu} \quad (1.2)$$

v_s – akışkanın hızı,

d – çap/hidrolik çap,

ν – kinematik viskozite. ($\nu = \mu / \rho$)

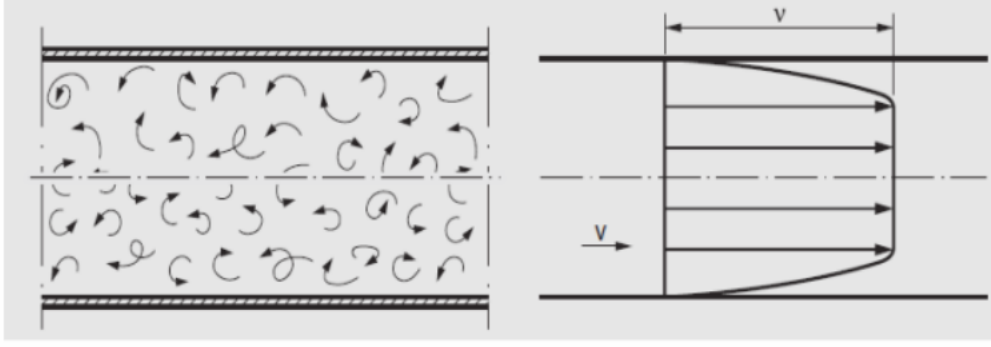
Reynolds sayısının değeri, akımın tipini belirler. Reynolds sayısı iç akışlar için 2300'den küçük ise akımın laminer, 2300'den büyük ise akımın türbülanslı olduğunu gösterir. Dış akışlarda ise kritik Reynolds sayısı 5×10^5 civarlarındadır. Rüzgar tünellerinde kullanılan Reynolds sayısı ise çoğunlukla 10^6 ile $2,5 \times 10^6$ arasındadır. Yani rüzgar tünellerinde çok yüksek Reynolds sayılarında, türbülanslı akım tipinde çalışılmaktadır.



Şekil 1.11. Laminer akımda hız profili

Kaynak: (Mehta ve Bradshaw, 1979)

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi laminer akımda hız profili paraboliktir. Deney odası duvarlarında hız sıfır, merkezinde ise hız maksimumdur. Üniform bir hız dağılımı yoktur.



Şekil 1.12. Türbülanslı akımda hız profili

Kaynak: (Mehta ve Bradshaw, 1979)

Türbülanslı akımda ise hız çizgilerinin dağılımı daha üniformdur. Bu yüzden rüzgar tüneli testlerinde türbülanslı akım bölgesinde çalışılır.

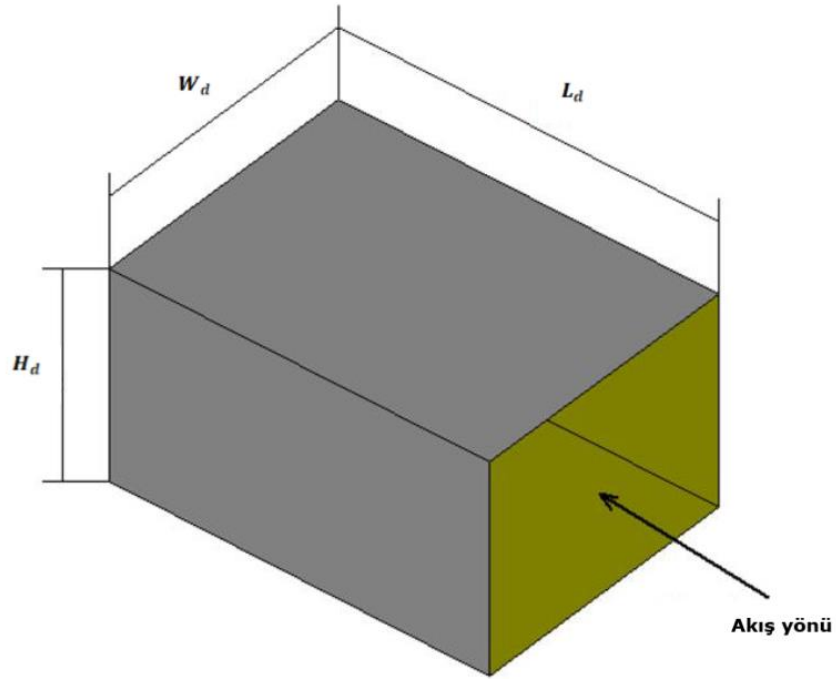
2. RÜZGAR TÜNELİNİN BÖLÜMLERİ VE GENEL TASARIM ESASLARI

2.1. Deney Odası

Deney odası, rüzgar tüneline içerisinde modelin konulduğu ve testlerin yapıldığı bölümdür. Rüzgar tüneline tasarımı yapılırken birinci tasarım esası deney odasının boyutları ve deney odasındaki maksimum hava hızıdır. Tünelin diğer bölümleri deney odasında istenilen akış hızı ve akım şartlarını oluşturabilmek üzere tasarlanırlar. Deney odasının boyutları ve akış hızı, rüzgar tüneline gücünü tayin eder.

$$P = \frac{1}{2} \rho A_d V_d^3 \quad (2.1)$$

Burada P , tüneline fan gücünü; ρ , havanın yoğunluğu; A_d , deney odasının kesit alanını; V_d , deney odasındaki hava hızını belirtmektedir. Deney odasının kesit alanı dairesel, dikdörtgen ya da farklı geometrik şekillerde olabileceği gibi en yaygın kullanıma sahip olan kesit alanı dikdörtgen kesit alanıdır.



Şekil 2.1. Deney odası geometrisi

Dikdörtgen kesit alanına sahip deney odasında yükseklik H_d , genişlik W_d ve uzunluk L_d olmak üzere hidrolik çap (D_h) aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$D_h = \frac{4 \times H_d \times W_d}{2(H_d + W_d)} \quad (2.2)$$

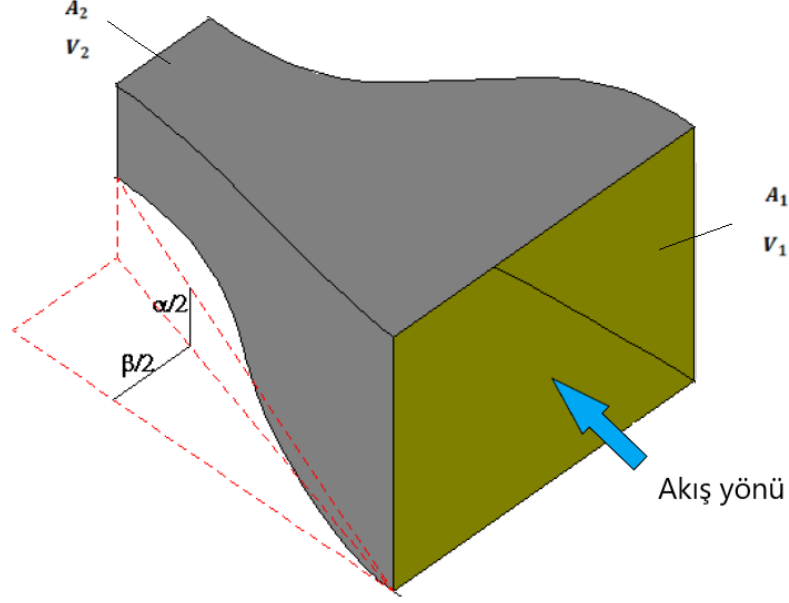
Deney odasının kesit alanı kare olabildiği gibi farklı genişlik (W_d) / yükseklik (H_d) oranına sahip olarak da tasarlanabilir. Bu konuda yapılan çalışmalara göre dikkat edilmesi gereken husus kesit genişliğinin yüksekliğine oranının 0.6 ile 1,7 arasında olması gerektiğidir. (Rae ve Pope, 1984; Gorlin ve Slezinger, 1966).

Deney odasının uzunluğu arttıkça enerji kayıpları artacaktır. Bu da enerji kayıplarını telafi etmek için daha güçlü bir fan kullanılmasını gerektirecektir. Aynı zamanda deney odasının uzunluğu arttıkça duvarlarda oluşan sınır tabaka kalınlığı artacaktır. Diğer taraftan deney odasının boyunun kısa olduğu durumlarda ise istenilen akım şartlarını yakalamak zorlaşacaktır. Bu sebeplerden dolayı deney odasının boyu, hidrolik çapının 3 katı civarında olmalıdır. (Punkhurst ve Holder, 1952)

Deney odasının duvarları üzerinde oluşan sınır tabaka, akış yönünde gidildikçe bir miktar kalınlaşır. Bunun sonucu olarak deney odası boyunca efektif kesit alanında azalma ve akım hızında artış meydana gelir. Bu problemi giderme yollarından birisi deney odasının kesit alanını akış yönünde sınır tabaka kalınlığının etkisini telafi edecek biçimde arttırmaktır (Mehta ve Bradshaw, 1979; Atlı ve Erim, 1985; Erim vd., 1980). Diğer bir yöntem ise deney odasının köşelerine köşebentler yerleştirilmesidir (Mehta ve Bradshaw, 1979; Erim vd., 1980). Üçgen şeklindeki bu köşebentler aynı zamanda köşelerde meydana gelen akım bozulmalarını da azaltır.

2.2. Kolektör

Kolektör veya daralma konisi, rüzgar tünelinin giriş bölümünde, dinlenme odası ile deney odası arasında bulunur. Kolektörün kullanılma amacı havanın akış hızını arttırmak ve deney odasına üniform bir hava akışı sağlamaktır.



Şekil 2.2. Kolektör geometrisi

Kolektör girişindeki kesit alanı A_1 , havanın giriş hızı V_1 , çıkıştaki kesit alanı A_2 ve havanın çıkış hızı V_2 olmak üzere süreklilik denklemi yazılırsa;

$$V_2 = \frac{A_2}{A_1} V_1 \quad (2.3)$$

Elde edilir. Burada;

$$\frac{A_2}{A_1} = n \quad (2.4)$$

İfadesi kolektörün daralma oranı olarak ifade edilir. Bu iki eşitlik akımın kolektörü geçerken daralma oranı nispetinde hızlandığını gösterir.

Hava akışını hızlandırmanın yanında kolektörün diğer faydası kolektörün giriş alanında hava akımındaki hız farklılıklarını azaltmasıdır. Bunu göstermek için kolektör giriş kesit alanındaki herhangi bir noktada hız V_1 ve aynı kesit alanındaki farklı bir noktada hız bundan farklı olarak $V_1 + \Delta V_1$ diyelim. Bu iki nokta arasındaki hız farkının küçük derecede olduğunu göz önüne alarak bu iki noktadaki basınçların aynı ve P_1 olduğu kabul edilebilir. Kolektör çıkışında ise bu hızlar V_2 ve $V_2 + \Delta V_2$ ve basınç da P_2 olmak üzere Bernoulli denklemi'ne göre;

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho (V_1 + \Delta V_1)^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho (V_2 + \Delta V_2)^2 \quad (2.5)$$

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad (2.6)$$

Bu iki bağlantı ikinci mertebeden ifadeler ihmal edilerek birbirinden çıkartılırsa,

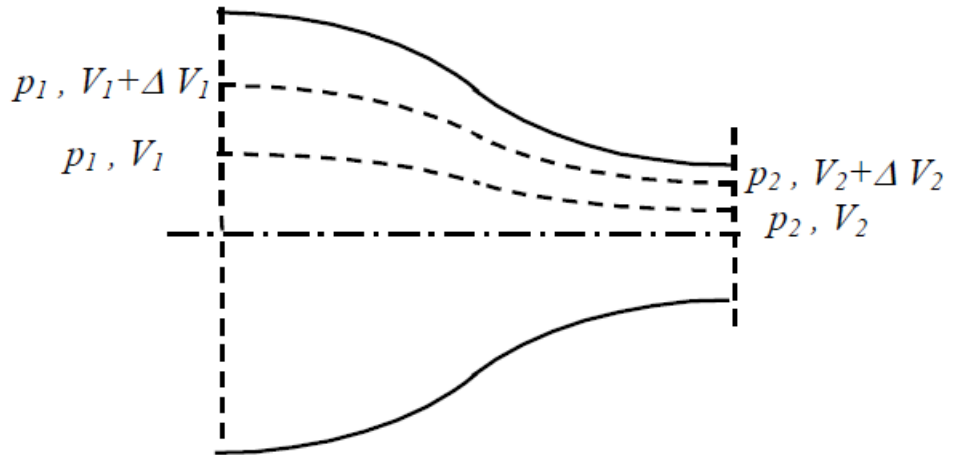
$$V_1 \cdot \Delta V_1 = V_2 \cdot \Delta V_2 \quad (2.7)$$

elde edilir.

Daralma oranı ile hız arasındaki ilişki göz önüne alınarak denklem düzenlenirse;

$$\frac{\Delta V_2}{V_2} = \frac{1}{n^2} \times \frac{\Delta V_1}{V_1} \quad (2.8)$$

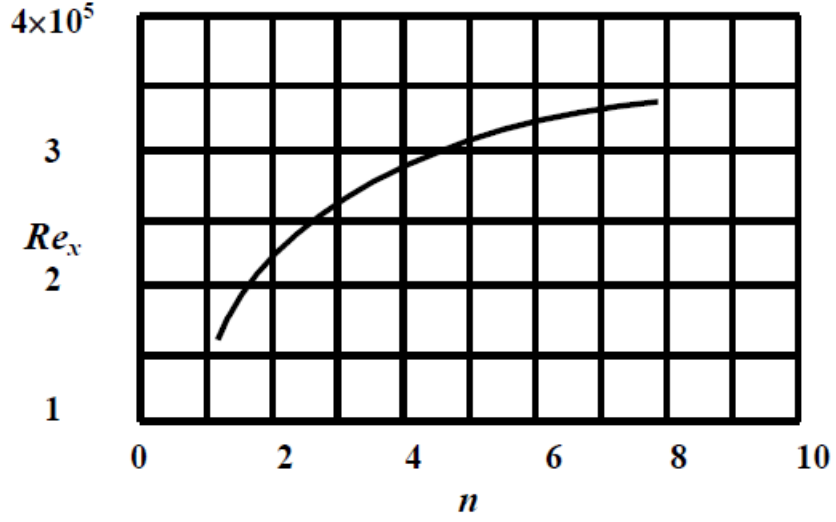
Şeklinde düzenlenebilir. Bu ifadeye bakıldığında eğer kolektörün giriş kesitinde hava akımında bölgesel hız farklılıkları varsa, kolektörden sonra bu hız farklılıklarının kolektörün daralma oranının karesi oranında azalacağı görülmektedir.



Şekil 2.3. Kolektör daralmasının hız farklılıkları üzerindeki etkisi

Kaynak: (Kaya, 2003: 25)

Kolektörün daralma oranı ne kadar fazla olursa deney odasındaki kritik Reynolds sayısı da o kadar artar. Ancak bir noktadan sonra artış hızının düştüğü görülmektedir. Bu nedenle verimli bir rüzgar tüneli için uygulamada tavsiye edilen daralma oranı 6 ila 9 arasındadır. (Rae ve Pope, 1984; Mehta ve Bradshaw, 1979; Almeida vd., 2018: 10)



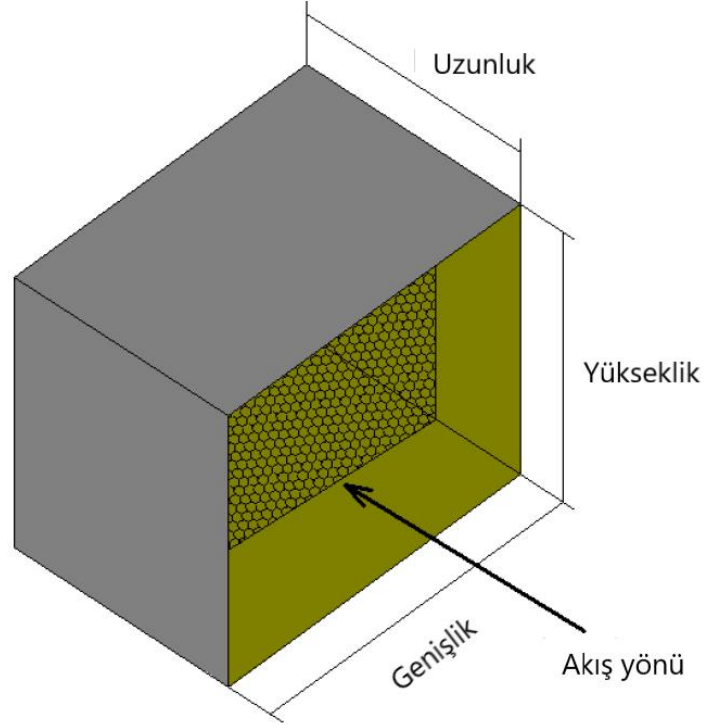
Şekil 2.4. Kolektör daralma oranının kritik Reynolds sayısı üzerindeki etkisi

Kaynak: (Kaya, 2003: 26)

Kolektör ve dinlenme odasının uzunluğunun toplamı kolektörün toplam boyunu verir. Bu uzunluk, kolektör duvarları boyunca sınır tabaka ayrılmasına neden olmayacak bir basınç dağılımı yaratacak sınırlar arasında seçilmelidir. Basınç gradyanının küçük olmasını sağlamak için daha uzun kolektör tasarımı tercihi mantıklı görülebilir. Fakat daha uzun bir kolektör hem tünel boyunu ve maliyetini arttıracak, hem de sınır tabakanın daha fazla kalınlaşmasına yol açacaktır. Deneysel çalışmalar ideal kolektör boyunun kolektör çıkış kesitinin hidrolik çapının 1,5 ila 2 katı arasında alınmasının uygun olacağını göstermektedir (Gorlin ve Slezinger, 1966; Singh T, 2014).

2.3 Dinlenme Odası

Dinlenme odası rüzgar tünelinin giriş kısmında yer alır ve kullanılma amacı havanın kolektöre olabildiğince üniform halde ve düşük türbülanslı olarak girmesini sağlamaktır. İçerisinde bal petekleri ve elekler bulunur.

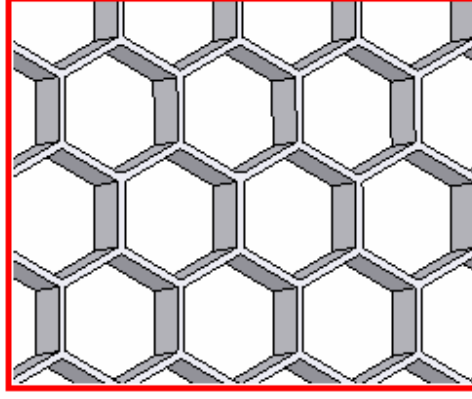


Şekil 2.5. Dinlenme odası geometrisi

Deneyimler genel olarak dinlenme odasının boyunun kendi hidrolik çapının yarısı kadar alınmasının yeterli olacağını göstermektedir. İçerisinde bal petekleri ve elekler bulunduğu ve bu elemanlar arasında bulunması gereken boşluklar düşünüldüğünde boyu artabilir ancak boyunun çok uzun olmasının, duvarlar üzerindeki sınır tabaka kalınlaşmasına neden olacağı gerçeği tasarımda dikkate alınmalıdır.

2.4. Bal Peteği

Bal peteğinin kullanılma amacı akımın üniform ve paralel halde girmesini sağlamanın yanı sıra hava akımındaki girdap ve vorteks etkilerinin yok edilmesini sağlamaktır. Akım çizgileri arasındaki sapmanın 10° 'ye kadar olduğu hava akımlarında iyi sonuçlar verir. Akım çizgileri arasındaki yön sapmaları 10° 'den fazla olduğunda ise bal petekleri akım ayrılmasına neden olabilir. (Mehta ve Bradshaw, 1979; Stathopoulos, 1984) Yüksek performans istenen rüzgar tünellerinde ve alüminyum ya da diğer metallerden imal edilen bal petekleri tercih edilir (Mehta ve Bradshaw, 1979). Diğer uygulamalar arasında karton malzemeden imal edilen bal petekleri de bulunmaktadır.



Şekil 2.6. Bal peteği

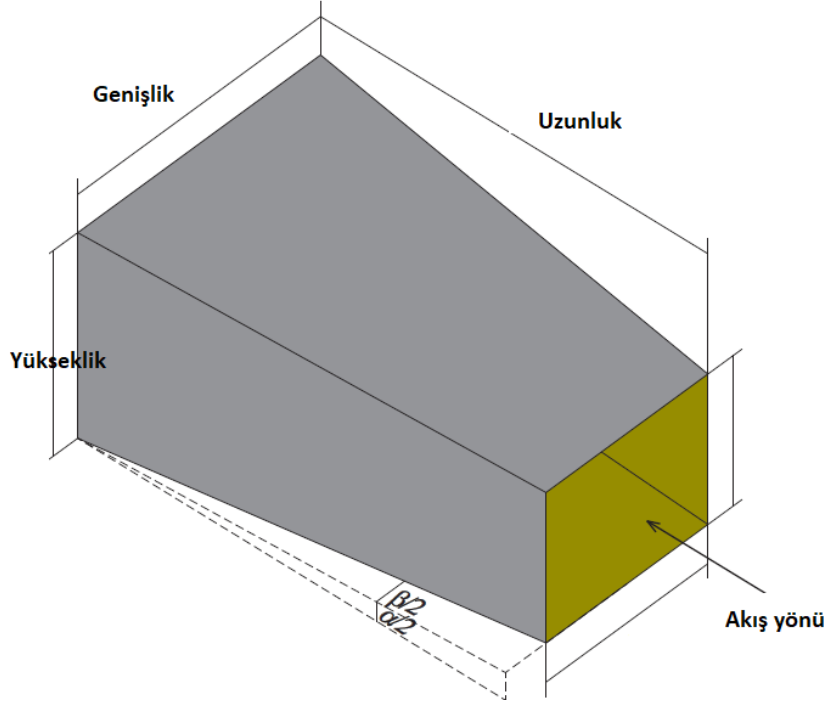
(Kaynak: Mehta ve Bradshaw, 1979)

2.5. Elekler

Eleklerin kullanılma amacı hız çizgilerinin düzgün hale gelmesini sağlamaktır. Hava akımındaki girdapları kırarak daha küçük girdaplar haline gelmesini ve tünel eksenini boyunca ilerledikçe viskozite etkisi ile bu girdapların sönmülenip kaybolmalarına yardımcı olurlar. Alüminyum veya diğer metallerden ya da polimer malzemededen imal edilebilirler.

2.6. Difüzör

Difüzör rüzgar tüneline deney odasından sonra yer alan ve akış eksenini boyunca ilerledikçe genişleyen bir kanaldır. Esas görevi deney odası çıkışındaki yüksek hızdaki hava akımını yavaşlatmaktır. Akımın yavaşlatılmasının önemi ise açık çevrimli rüzgar tünellerinde hava akımının atmosfere atılması esnasında meydana gelen kinetik enerji kayıplarını azaltmaktır. Kapalı devre tünellerinde ise deney odasından sonraki kanallardaki kayıpların düşük tutulabilmesi ve böylelikle fan verimliliğini arttırmaktır.



Şekil 2.7. Difüzör geometrisi

Difüzörün çıkış kesit alanının giriş kesit alanına oranına difüzör genişleme oranı denir. (n_d). Bu oranın kolektör için seçilen daralma oranına yakın bir değer seçilmesi önerilir (Gorlin ve Slezinger, 1966; Punkhurst ve Holder, 1952; Namirian Z, 2021:40).

Difüzör genişleme açısı için en ideal değer olarak 7° tavsiye edilmektedir (Gorlin ve Slezinger, 1966; Punkhurst ve Holder, 1952). Genişleme açısı 7° den fazla olduğunda akım boyunca oluşması muhtemel ters basınç gradyanı duvarlar üzerindeki sınır tabakanın ayrılmasına yol açarak verimin düşmesine ve bunun yanında deney odasındaki akım kalitesinin düşmesine neden olabilir. Genişleme açısının küçük olması ise, difüzör boyunun artmasına neden olur ve bu da hem sınır tabaka kalınlaşmasına hem de maliyet artışına neden olur.

Difüzörün uzunluğu, genişleme açısına bağlı olduğundan aşağıdaki bağıntıyla hesaplanabilir.

$$L_d = \frac{D_{d2} - D_{d1}}{2 \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (2.9)$$

Burada D_{d2} difüzör çıkış kesit alanının hidrolik çapını, D_{d1} difüzör giriş kesit alanının hidrolik çapını, α ise genişleme açısını temsil etmektedir.

Difüzörün verimini hesaplamak için yapılan bir çalışmada verim ifadesi difüzör boyunca herhangi bir noktada akışkanın birim kütlesi başına kinetik enerjisindeki azalma - $d(V^2/2)$ iken basınç enerjisindeki artış $\eta_d d(V^2/2)$ şeklinde difüzör verimine bağlayarak tanımlanmıştır. (Punkhurst ve Holder, 1952). Buna göre ideal bir akım için bir boyutlu hareket denklemini yazılırsa;

$$d\left(\frac{V^2}{2}\right) + \frac{dP}{\rho} = 0 \quad (2.10)$$

Bu ifadeye kayıplar eklendiğinde;

$$\eta_d d\left(\frac{V^2}{2}\right) + \frac{dP}{\rho} = 0 \quad (2.11)$$

Bu denklem difüzörün çıkış ve giriş kesitleri arasında entegre edilirse;

$$\eta_d \left(\frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2)\right) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} = 0 \quad (2.12)$$

$$\eta_d = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2 \left[1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2\right]} \quad (2.13)$$

Difüzörün giriş kesit alanı A_1 , çıkış kesit alanı A_2 , difüzöre giriş hızı V_1 ve difüzörden çıkış hızı V_2 olmak üzere süreklilik denklemini;

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{A_2}{A_1} \quad (2.14)$$

Bu eşitlik verim ifadesinde yerine konulduğunda;

$$\eta_d = \frac{P_2 - P_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2 \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right]} \quad (2.15)$$

Elde edilir. Bu ifadeye göre difüzörün veriminin (η_d), kazanılan potansiyel enerjinin kinetik enerjiye oranı olarak tanımlamak mümkündür.

Rüzgâr tünellerinde difüzör tasarımı üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Mehta ve Bradshaw ses altı açık çevrimli bir rüzgâr tüneline deneysel çalışmalar yapmış ve difüzör verimliliğinin genişleme oranına, genişleme açısına ve duvar geometrisine bağlı olduğunu belirtmişlerdir. Difüzör genişleme açısı için en ideal değerin 5° ile 10° arasında olduğunu, genişleme oranı için ise en ideal değerin 2.5 olduğunu açıklamışlardır. (Mehta ve Bradshaw, 1979; Arifuzzaman, 2012: 85)

Hint Standartları Bürosu rüzgâr tüneline yapılan ısı değiştiricileri performans testleri için bir standart belirlemiş ve akımda girdap ve ters akış oluşmaması için difüzör genişleme açısının maximum 14° olması gerektiğini belirtmiştir.

Amerikan Isıtma, Soğutma ve Havalandırma Birliği ise yayımladığı standardında ters akış oluşmaması için genişleme açısının maksimum 7° olması gerektiğini ve difüzörün uzunluğunun ise difüzör giriş çapından en az 5 kat daha büyük olması gerektiğini bildirmiştir. Kinetik enerjinin basınç enerjisine çevrilmesi açısından ise genişleme açısının 5° ila 15° arasında olması gerektiğini tavsiye etmişlerdir.

Avustralya Havacılık Laboratuvarında yapılan bir çalışmada akım ayrılmasının önüne geçmek için sınır tabaka kontrol metotları üzerine çalışılmış ve sınır tabaka ayrılmasına neden olan birinci faktörün ters basınç gradyanı olduğu belirlenmiştir. Bu çalışmada Prandtl metodu olarak da bilinen sınır tabaka emme yöntemi de kullanılmıştır. Barlow uygun bir difüzör tasarımı için difüzör genişleme yarım açısının $3,5^\circ$ den küçük olmasını önermiştir. (J. B. Barlow vd., 1999) Kourakos ve arkadaşları çeşitli Reynolds sayılarında difüzör genişleme açısının 5° , 8° , 9° ve 15° olduğu durumlarda deneysel çalışmalar yapmış ve hava akımının difüzörden çevreye atılması esnasında basıncın daha iyi geri kazanılmasının küçük derecelerde daha fazla olduğunu ortaya koymuşlardır. (V. G. Kourakos vd., 2009: 8)

Von Doenhoff ve N. Tetervin difüzördeki akım ayrılması üzerine nümerik ve deneysel çalışmalar yapmış ve şu parametreler arttığı zaman akım ayrılmasının da arttığını raporlamışlardır: Reynolds sayısı, genişleme açısı, sınır tabaka kalınlığı, basınç gradyanı, köşe faktörü ve difüzör girişinde hava akımındaki uniformsuzluk (A. E. Von Doenhoff ve N. Tetervin, 1943). Pereira kesit alanları arasındaki oranın maksimum 2 olması gerektiğini ve genişleme açısının da maksimum 6° olması gerektiğini öne sürmüştür. (J.D. Pereira, 2011: 196)

Coggan çalışmasında genişleme açısını 5° olarak almış ve genişleme açısını arttırmanın akım ayrılmasına neden olduğunu ve akımdaki istikrarsızlığın arttığını raporlamıştır. (R.A. Coggan, 2011) Welsh yaptığı çalışmada akım ayrılmasının basınç dalgalanmasına ve türbülansa neden olduğunu belirtirken, genişleme oranını 2,5 genişleme açısını ise 5° olarak önermiştir. (A.Welsh, 2013: 21)

NASA'dan araştırmacılar deneysel çalışmalar için portatif bir açık çevrimli ses altı rüzgâr tüneli imal etmişler ve bu tünelde genişleme oranını 1,83 genişleme açısını ise 9° olarak belirlemişlerdir. Ahmadpour ve Kouhikamali çift faz akışkanın (gaz-sıvı) kademeli daralan ve kademeli genişleyen bir geometrideki hareketini çift akışkan metoduyla $k-\epsilon$ türbülans modelini kullanarak iki boyutlu analizini yapmış, 5° , 30° ve 45° genişleme açılarında yaptıkları analizlerde genişleme açısı arttıkça akım ayrılmasının oluştuğunu ve basıncın geri kazanımının azaldığını raporlamışlardır. (A. Ahmadpour vd., 2016; Kopparchy vd., 2020: 12; Mozayeni vd., 2020: 6)

Reinker kapalı çevrimli ses altı bir rüzgâr tüneli tasarlamış ve akım ayrılmasının ve girdap oluşmasının önüne geçmek için difüzörün içine gözenekli ince sac parçalar yerleştirmiştir. (F. Reinker vd., 2017: 202) Mansour ve Kováts iki fazlı (hava-su) akışta akım ayrılması ve gaz kütlesi birikimi olasılığını araştırmışlar ve Reynolds sayısı arttıkça her iki parametrenin de arttığını ortaya koymuşlardır. (M. Mansour vd., 2018: 9; Jiang Huang vd., 2021; Sina Yan, 2021) Dört farklı Froude sayısı ve $k-\epsilon$ ve Reynolds türbülans modeli (RSM) olmak üzere iki farklı türbülans modelinin kullanıldığı Nikpour ve Khosravinia'nın çalışmasında hem sayısal hem de deneysel yöntemler kullanılmış ve Reynolds türbülans modelinin daha verimli olduğu sonucuna ulaşılmıştır. (M. R. Nikpour vd., 2018; Li Zhixiong vd., 2020)

2.7. Fan

Rüzgâr 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 daimî üniform akım şartının sağlanması için dışarıdan bir güç verilmesi zorunludur. Ses altı rüzgâr tünellerinde gerekli akımın sağlanması için ihtiyaç duyulan bu güç tünelin belli bir bölgesine yerleştirilen fan tarafından sağlanır.

Fan seçiminde dikkate alınması gereken konuların başında gelen, tünel elemanları boyunca enerji kayıplarını telafi etmek için gerekli güç,

$$E_k = \frac{1}{2} \rho V_0^2 (AV_0) \sum K_i \quad (2.16)$$

Şeklinde tanımlanabilir. Bu durumda fanın motor gücü, fanın verimi η_f olmak üzere

$$W = E_k / \eta_f \quad (2.17)$$

Biçiminde ifade edilir.

Rüzgâr 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 ekstenel ve radyal fanlar olarak ikiye ayrılırlar.

Ekstenel fanlar rüzgâr tünellerinin büyük çoğunluğunda kullanılan fan tipidir. Kapalı devre rüzgâr tünellerinin hepsinde bu tip fanlar kullanılır. Genelde açık çevrimli rüzgâr tünellerinde difüzör sonuna, kapalı çevrimli rüzgâr tünellerinde ise ikinci köşeden sonraki bölgeye yerleştirilir.

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

$$P + \frac{1}{2}\rho V^2 = \text{Sabit} \quad (2.18)$$

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + k \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2} \quad (2.19)$$

Kayıplardan dolayı statik basınçta ΔP kadar bir düşme meydana geldiği görülür. Burada L difüzörün uzunluğu, D_h difüzörün hidrolik çapıdır. Kayıp katsayısı k'nın değeri ise aşağıdaki gibidir.

$$k = \frac{P \cdot A}{\frac{1}{2}\rho A V^2} = \frac{\Delta P}{q} \quad (2.20)$$

3. RÜZGAR TÜNELİNİN TASARIMI VE İMALATI

3.1. Deney Odası Tasarımı

Deney odası kesiti 50 cm x 50 cm olacak şekilde tasarlanmış ve imal edilmiştir. Uzunluğu ise 125 cm olarak seçilmiştir. 3 kenarı alüminyum malzemeden, bir kenarı ise yapılacak deney ve çalışmaların gözlenebilmesi amacıyla pleksiglas malzemeden imal edilmiştir.



Şekil 3.1. Deney odası

3.2. Kolektör Tasarımı

Kolektör giriş kesiti 125 cm x 125 cm, çıkış kesiti ise 50 cm x 50 cm olarak tasarlanmıştır. Daralma oranı literatürde kabul gören daralma oranı olan 6 – 9 aralığında seçim yapılmış ve 6,25 olarak belirlenmiştir. Kolektörün uzunluğu ise 65 cm olacak şekilde imal edilmiştir.



Şekil 3.2. Kolektör

3.3. Elek Tasarımı

Elek 1 mm kalınlığında ve aralarında yatay ve düşeyde 13 mm boşluk bulunacak şekilde tasarlanıp imal edilmiştir.



Şekil 3.3. Elek

3.4. Difüzör Tasarımı

Difüzör 55 cm uzunluğundaki kare profilden dairesel profile geçilmesini sağlayan adaptör kısmı dahil toplamda 165 cm olacak şekilde ve 7° lik genişleme açısıyla imal edilmiştir.



Şekil 3.4. Difüzör

3.5. Fan Seçimi

Fan seçiminde 60 cm çapında aksenal fan tercih edilmiştir. Maksimum güçte 1370 devir/dakikada $8000 \text{ m}^3/\text{h}$ debiyle hava akımını sağlamaktadır.



Şekil 3.5. Fan



Şekil 3.6. İmalatı yapılan rüzgar tüneli

4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ÇALIŞMALARI

4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Modeli

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmaları ANSYS Fluent yazılımında k - ε türbülans modeline göre ve deney odasına giriş hızı 15 m/s olacak şekilde 5°, 7°, 10°, 13°, 18°, 24° ve 30° derecelik genişleme açılarına sahip difüzörler için ayrı ayrı modellemeler yapılmak suretiyle yapılmış ve hız ve basınç konturları elde edilerek karşılaştırılmıştır.

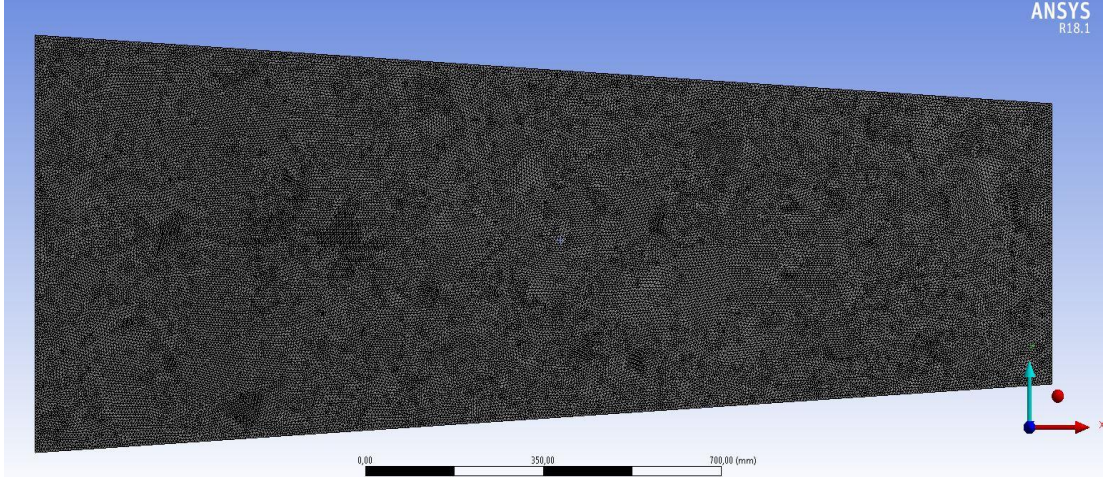
Türbülans kinetik enerjisi k ve onun yayılma oranı ε aşağıdaki dönüşüm denklemlerinden elde edilirler:

$$\frac{\partial}{\partial t}(pk) + \frac{\partial}{\partial x_i}(pk u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (3.1)$$

ve

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + G_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (3.2)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanı nedeniyle üretilen türbülans kinetik enerjisini ifade eder. G_b kaldırma kuvveti nedeniyle üretilen türbülans kinetik enerjisini ifade eder. Y_M kararsız genişlemenin sıkıştırılabilir türbülansın ortalama yayılma oranına olan katkısını ifade eder. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $G_{3\varepsilon}$ sabittir. σ_k ve σ_ε sırasıyla k ve ε için türbülans Prandtl numaralarıdır. S_k ve S_ε kullanıcı tanımlı kaynak terimlerdir.



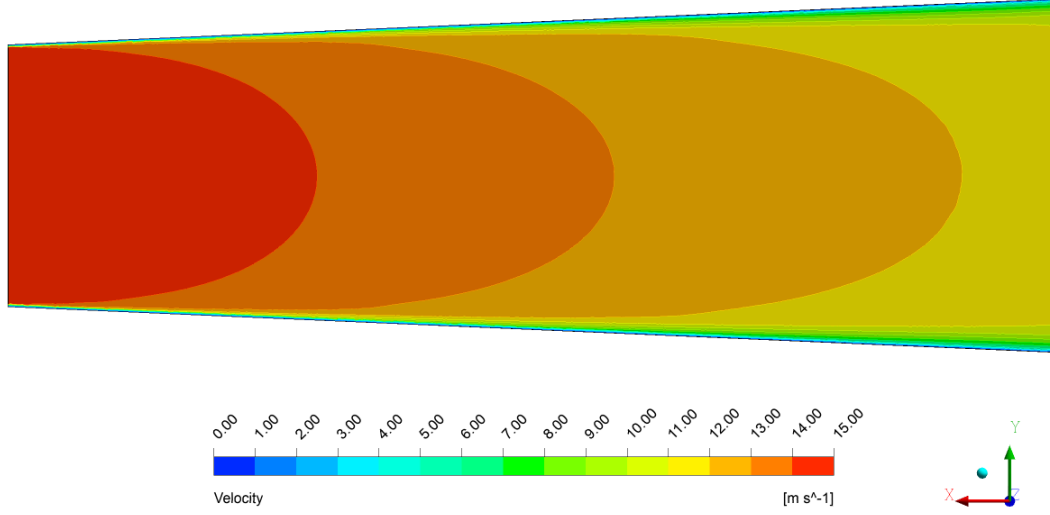
Şekil 4.1. Difüzör geometrisine ait mesh yapısı

4.2. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Sonuçları

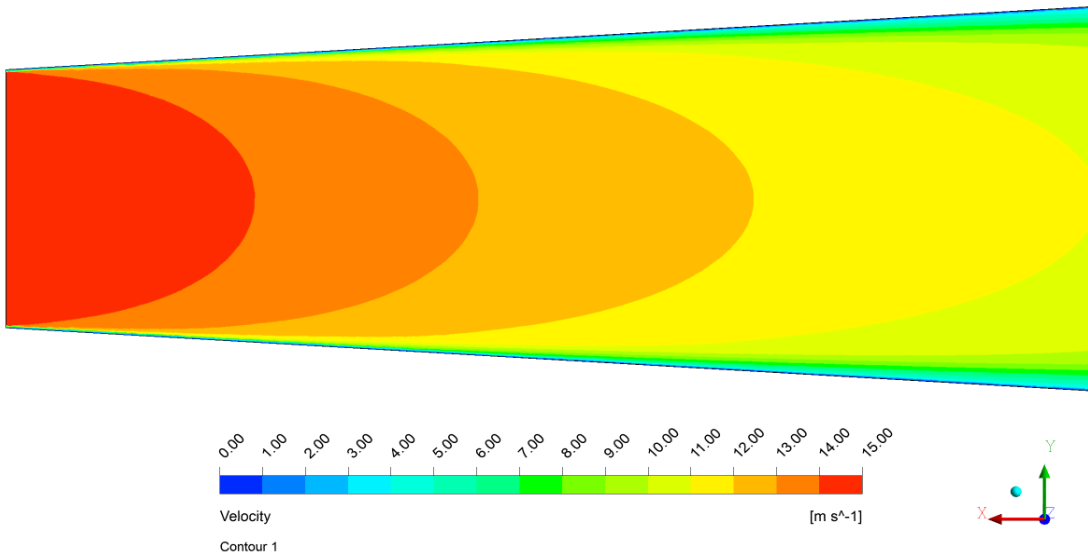
Rüzgâr tünelinin difüzör bölümünün çıkışındaki havanın hız dağılımının üniform olması beklenir. Eğer difüzör genişleme açısı iyi seçilmezse çıkıştaki hız dağılımının üniform şekilde meydana gelmez, akım ayrımı ve basınç kaybı meydana gelir.

Burada Şekil 4.2'den Şekil 4.8'e kadar olan grafikler sırasıyla 5°'lik genişleme açısından 30°'lik genişleme açısına kadar olan difüzör geometrilerini göstermektedir. Difüzör çıkışında düzgün bir hız dağılımı elde edebilmek için genişleme açısının en fazla 10°'ye kadar kullanılması gerektiği şekiller incelendiğinde görülmektedir. Bunun üzerindeki, örneğin 13° ve 18°'lik difüzör genişleme açılarına ait grafikler, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 incelendiğinde difüzör çıkışında hız dağılımının düzenli olmaktan çıktığı görülmektedir. Bu genişleme açılarında difüzör çıkış kesitinin orta bölgelerinde yüksek hız değerleri varken cidara yakın büyük bir bölgede ise hız oldukça düşüktür. Bu bölgelerdeki enerji kaybı sebebiyle difüzör içerisinde ters akışlar oluşması ihtimali oldukça yüksektir.

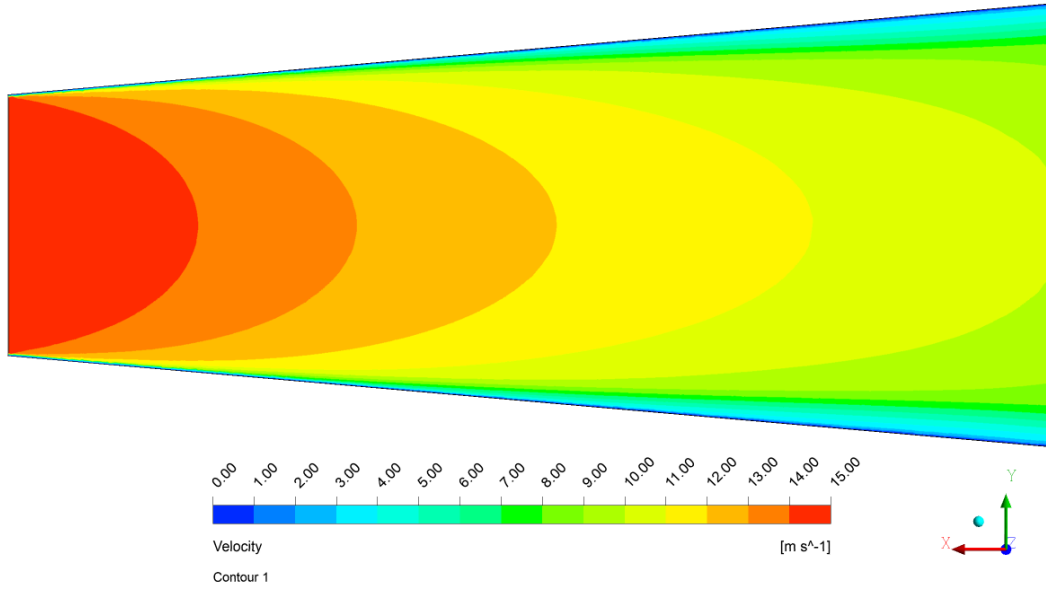
Difüzör genişleme açısı daha da artırıldığında 24° ve 30°'ler için, Şekil 4.6 ve Şekil 4.7, düzgün hız dağılımından tamamen uzaklaşıldığı ve şiddetli ters akış bölgelerinin akış boyunca difüzör cidarlarında ve de difüzör çıkış kesitinde oluştuğu görülmektedir. Bu durum büyük basınç ve enerji kaybına neden olmaktadır. Bu deney düzeneği tasarımında kullanılan 7°'lik difüzör genişleme açısı, burada elde edilen sayısal analizlere göre kabul edilebilir bir değerdir.



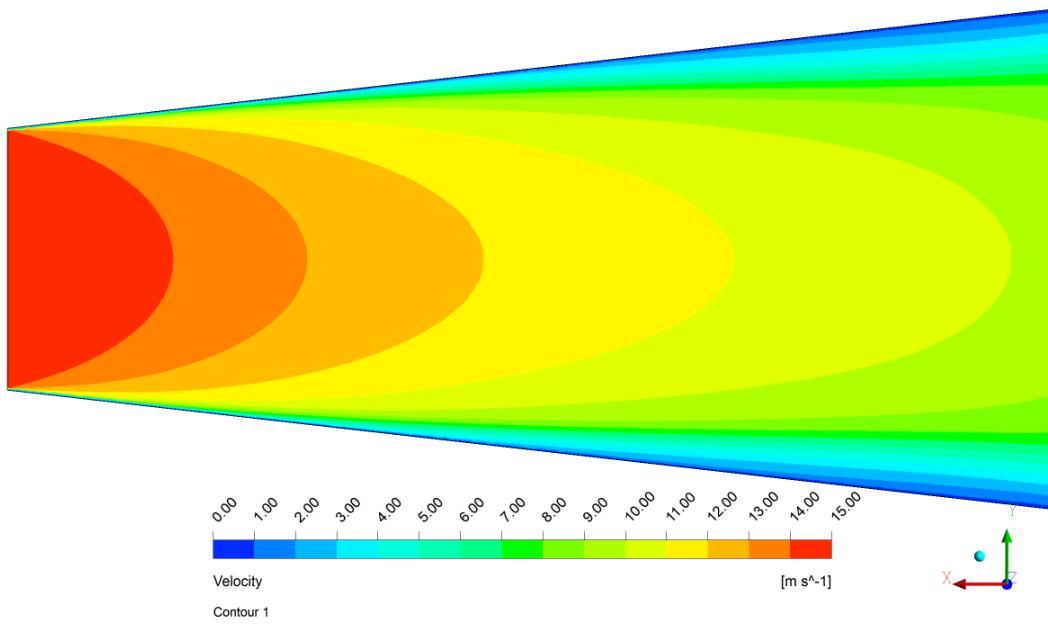
Şekil 4.2. 5 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları



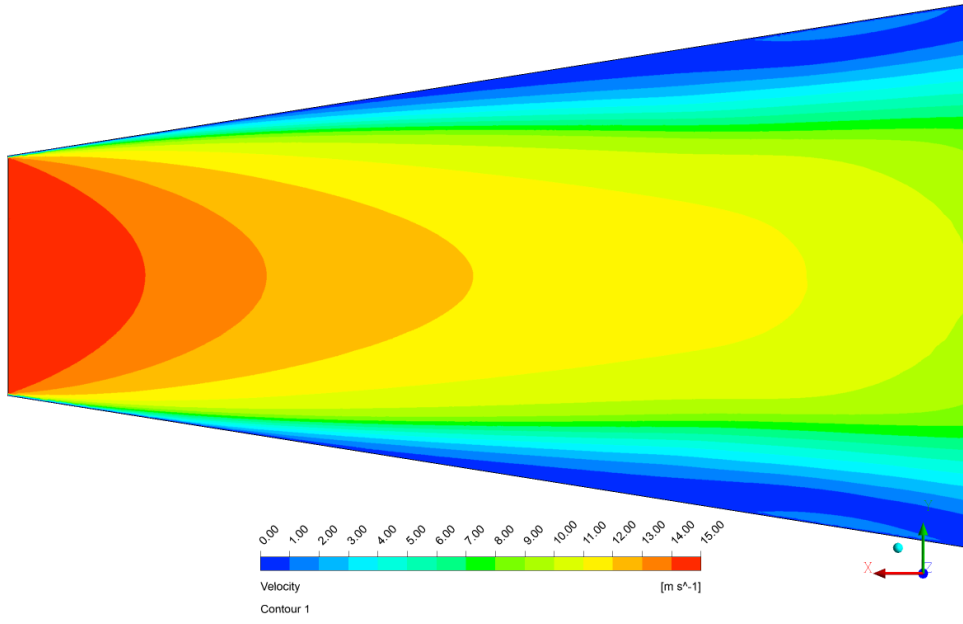
Şekil 4.3. 7 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları



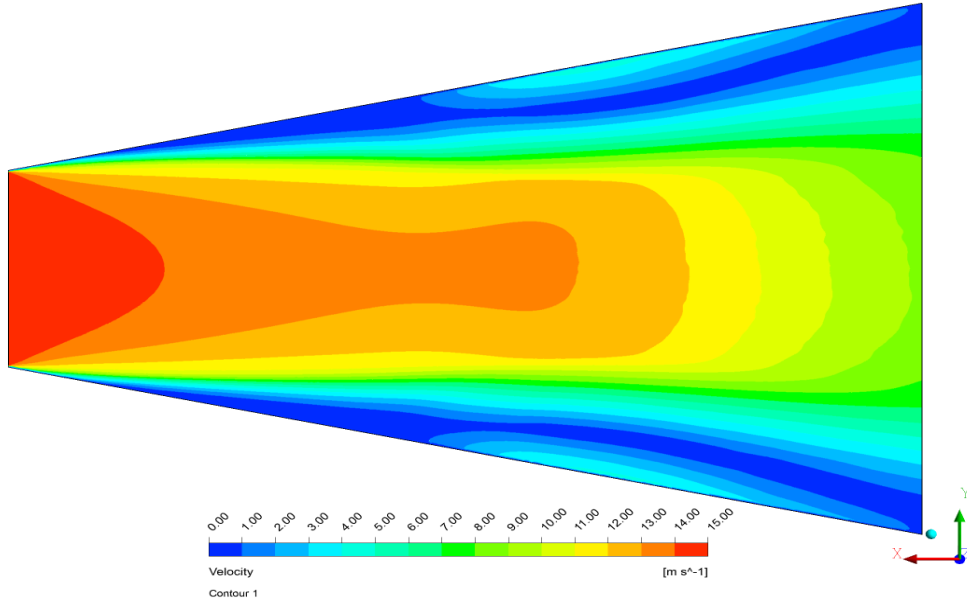
Şekil 4.4. 10 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları



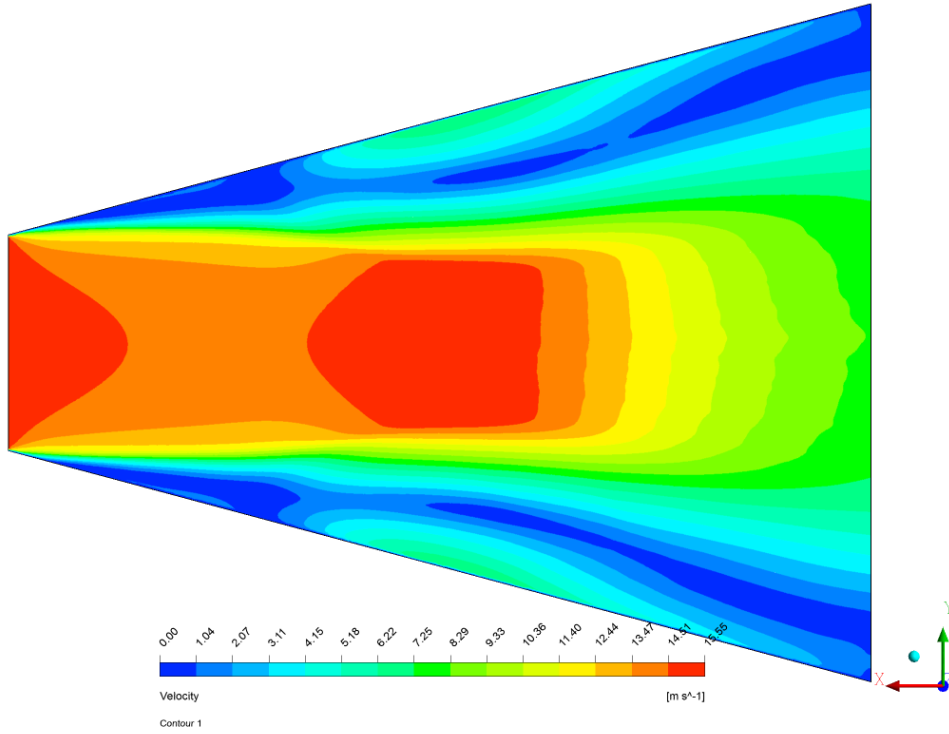
Şekil 4.5. 13 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları



Şekil 4.6. 18 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları



Şekil 4.7. 24 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları



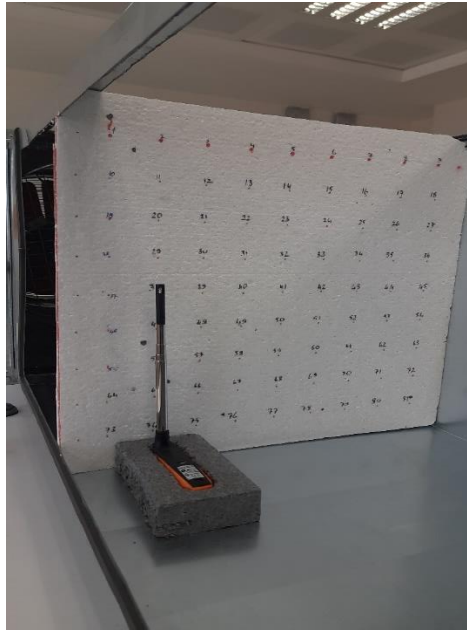
Şekil 4.8. 30 derecelik genişleme açısına sahip difüzörün hız konturları

Tablo 4.1. Difüzör giriş ve çıkışları arasındaki basınç farkları

Difüzör Derecesi	P _{giriş}	P _{çıkış}	Basınç Farkı
5	57,428919	0	57,428919
7	69,805803	0	69,805803
10	82,550093	0	82,550093
13	87,496018	0	87,496018
18	85,261857	0	85,261857
24	88,168023	0	88,168023
30	91,290043	0	91,290043

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneyisel çalışmalarda hız ölçümleri Testo Smartprobes tarafından temin edilen Testo 405i sıcak tel anemometresi ile yapılmıştır. Bu prob kablosuz şekilde bluetooth teknoloji sayesinde akıllı telefonda uygulmaya bağlanarak hem hava hızını hem de sıcaklığını anlık olarak göstermektedir. Probun ölçüm aralığı 0-30 m/s olmakla birlikte çözünürlüğü 0,01 m/s'dir. Probun anten uzunluğu 400 mm'dir ve bu sayede ölçüm alınması istenilen noktadaki hava akışı, probun gövdesinden etkilenmeden ölçümler yapılabilir. Rüzgar tünelinin 0.5 m x 0.5 m kesit alanına ve 1.25 m uzunluğa sahip olan deney odası enine ve boyuna olmak üzere 5'er santimetrelik aralıklarla bölünerek toplamda 81 ölçüm noktası oluşturulmuş ve bu noktalardan anlık hız ölçümleri alınarak rüzgar tünelinin maksimum ve minimum hızlardaki türbülans yoğunluğu ve koordinatlara göre hız dağılımı grafikleri elde edilmiştir.

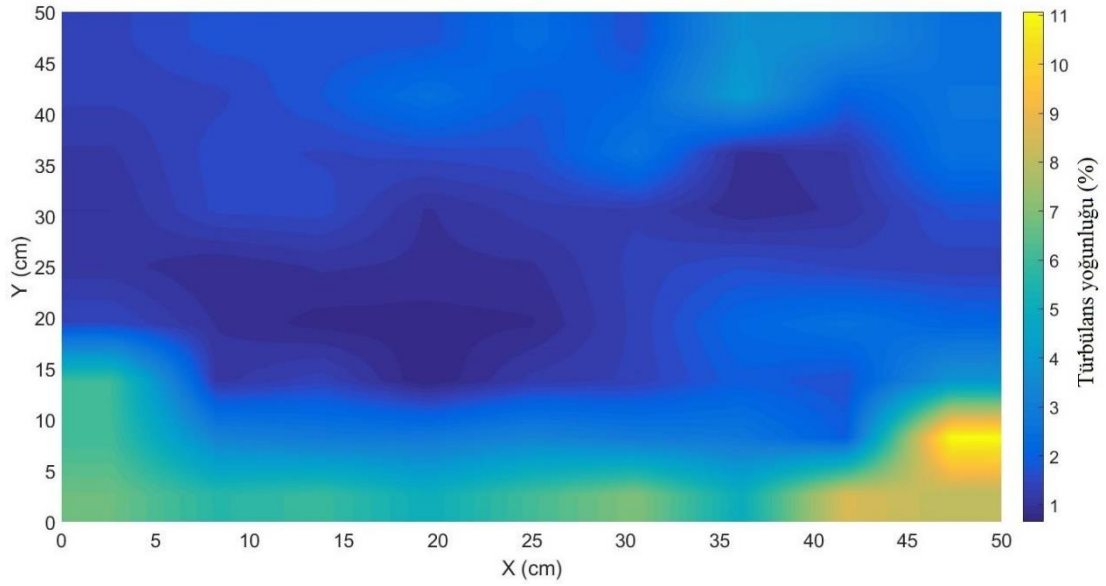


Şekil 5.1. Sıcak tel anemometresinin kılavuzlanması



Şekil 5.2. Anemometre ile hız ölçümü alınması

Deneyel ölçümler iki farklı hız değeri için elde edilmiştir. Deney düzeneği entegre edilmiş bir potansiyometre sayesinde fanın devir sayısı kontrol edilebilmektedir. Ölçümler fanın minimum devir sayısında ve maksimum devir sayısında elde ettiği rüzgar hızlarında alınmıştır. Şekil 5.3'te fan maksimum devir ile dönerken, test bölgesi kesit alanı üzerinde elde edilen türbülans yoğunluğu görülmektedir.



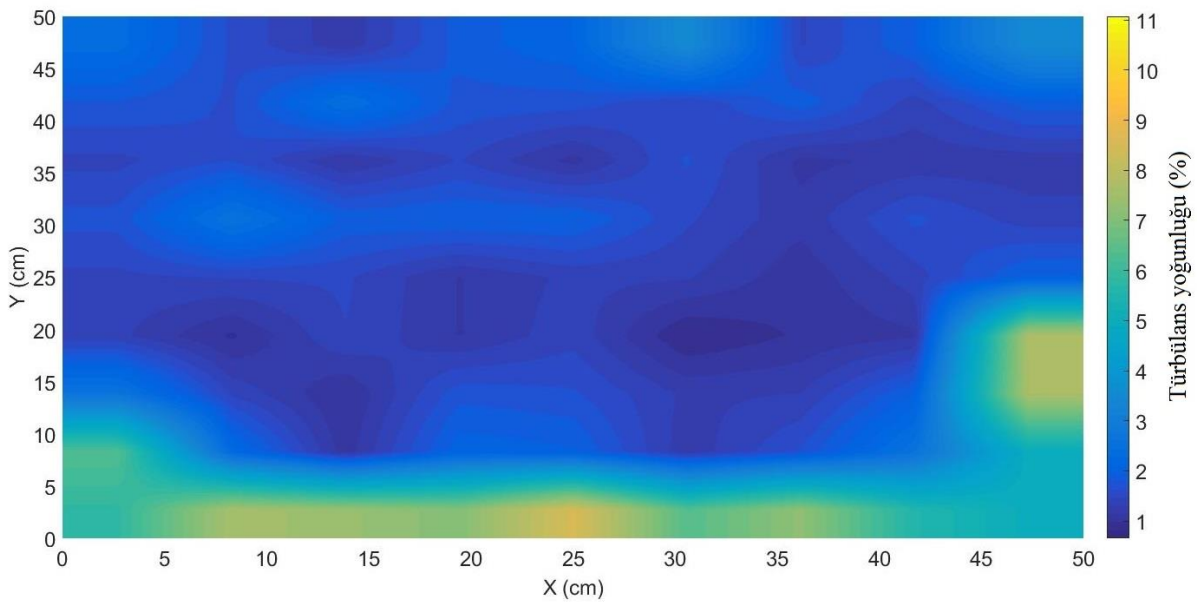
Şekil 5.3. Fanın maksimum dönme hızında test bölgesindeki türbülans şiddeti dağılımı

Türbülans yoğunluğu hesaplanırken her bir noktadaki anlık hız verilerinden faydalanılmıştır. Türbülans yoğunluğunun yüzdesel olarak ifade edilebilmesi için kullanılan denklem aşağıdaki gibidir.

$$I = \frac{u'}{\bar{U}} \times 100$$

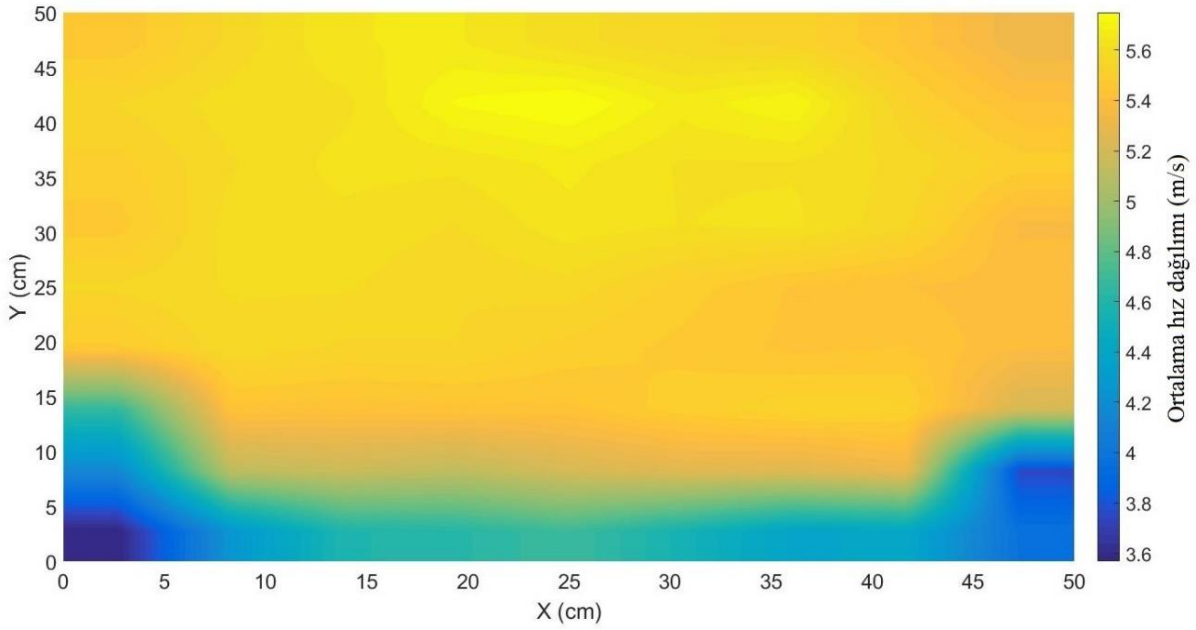
Burada \bar{U} , anlık hız değerlerinin 2 dakikalık bir zaman dilimi boyunca kaydedilmesi ve bu değerlerin ortalamasının alınması ile elde edilmiştir. Ortalamadan sapan değerler (hız dalgalanmaları) de 2 dakikalık zaman dilimi için elde edilmiş ve bu değerlerin ortalama karekökleri alınarak u' değeri elde edilmiştir. Bu iki verinin birbirine oranının yüz ile çarpılması neticesinde yüzdesel olarak türbülans yoğunluğu değeri elde edilmiştir.

Şekil 5.3 incelendiğinde, fanın maksimum dönme hızında, bir başka ifadeyle türbülansın en fazla oluşma ihtimalinin beklendiği durumda, test odası içerisinde tüm kesit alanı üzerinde türbülans yoğunluğunun yaklaşık olarak %2-3 olduğu görülmektedir. Türbülansın en yoğun gözlemlendiği bölgeler tünelin tabanına yakın bölgeleridir. Bunun sebebi olarak da tünel tabanına yerleştirilmiş 5 cm kalınlığındaki tahta plakanın, test bölgesi girişinde akışı bozma etkisi gösterilebilir. Bu plaka tünel içerisindeki titreşimi azaltmak için oldukça önemlidir ve test bölgesi kesit alanı içerisinde çok küçük bir alanda akış bozulmasına (türbülans yoğunluğunun artmasına) sebep olduğu görülmektedir. Bu nedenle kullanılmasında bir sakınca görülmemektedir.

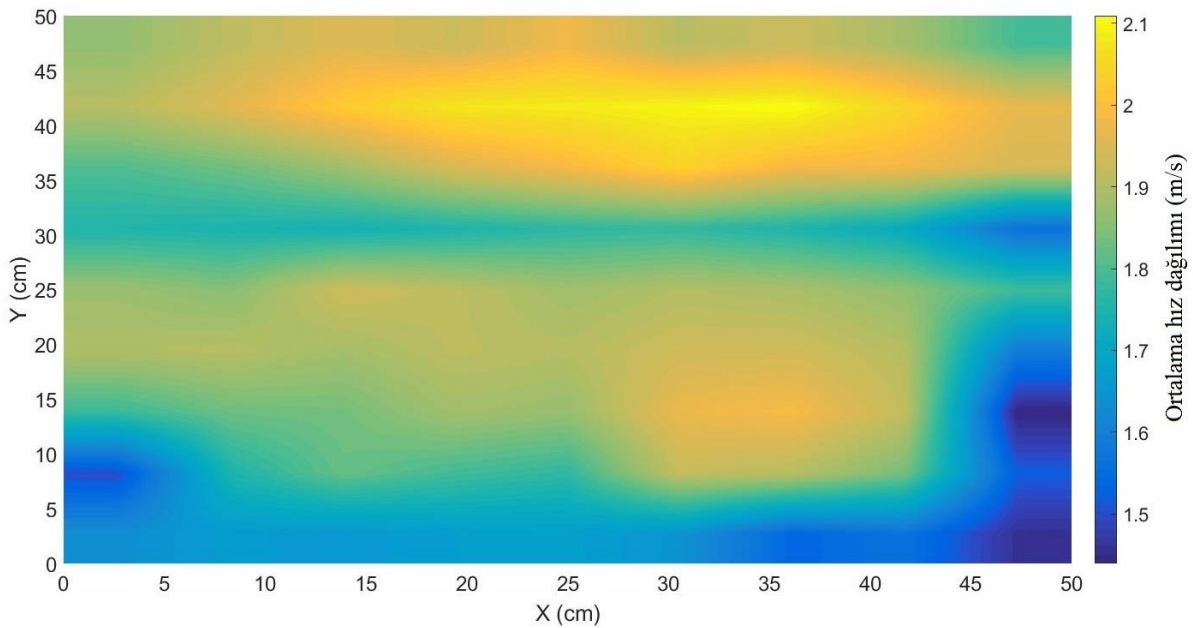


Şekil 5.4 Fanın minimum dönme hızında test bölgesindeki türbülans şiddeti dağılımı

Fan minimum dönme hızında çalıştığında, deney odası içerisinde ölçülen türbülans yoğunluğu ise Şekil 5.4'te verilmiştir. Bu şekilde incelendiğinde, maksimum dönme hızında olduğu gibi minimum fan dönme hızında da türbülans yoğunluğunun deney odasının büyük bir kısmı için %2-3 civarlarında olduğu görülmektedir. Buradan yola çıkarak, bu rüzgar tüneli içerisinde yapılacak herhangi bir çalışmada, tüm hız değerleri için türbülans şiddeti %3'ten büyük olmayacaktır ki bu da düşük maliyetli ve açık tip bir rüzgar tüneli için oldukça iyi bir değerdir.



Şekil 5.5. Fanın maksimum dönme hızında test bölgesindeki ortalama hız dağılımı



Şekil 5.6. Fanın minimum dönme hızında test bölgesindeki ortalama hız dağılımı

Şekil 5.5'te fan maksimum dönme hızında çalışırken deney odasının kesit alanı üzerinde elde edilen hız dağılımı görülmektedir. Hız dağılımı tünelin taban bölgesi dışında kalan büyük bir bölümde oldukça düzgün dağılımlıdır ve ortalama hız değeri yaklaşık olarak 5.5 m/s civarındadır. Tünelin taban bölgesinde hızın düşük olmasının sebebi türbülans yoğunluğu grafiklerinde açıklandığı üzere, tabanda kullanılan 5 cm kalınlığındaki tahta plakadır. Ancak bu bölge oldukça küçük olduğundan, test bölgesi içerisinde herhangi bir konuma incelenecek olan model yerleştirilerek, verimli şekilde ölçümler almak mümkün olacaktır.

Şekil 5.6'te fan minimum dönme hızında çalışırken elde edilen hız dağılımı görülmektedir. Maksimum dönme hızındakine benzer şekilde tünel tabanına yakın bölgelerde hızın düştüğü görülmekle birlikte, deney odası kesitinin büyük bir bölümünde düzgün dağılımlı hız grafiği elde edilebilmiştir. Fan minimum dönme hızında çalışırken test odası içerisinde yaklaşık olarak 1.9 m/s'lik bir ortalama hız değeri elde edilebilmektedir. Şekil 5.5 ve Şekil 5.6 birlikte değerlendirildiğinde, bu rüzgar tüneli için çalışma aralığının 1.9 – 5.5 m/s olduğu bulunmuştur.

6. SONUÇ

Rüzgâr tünellerinin kullanımı aerodinamik akış incelemelerinde büyük bir yere sahiptir. Her türlü hava taşıtının, kara taşıtlarının ve mimari yapıların üzerine etki eden hava akışı ve neticesinde bu cisimler üzerinde oluşan kuvvetlerin doğru incelenmesi hayati önem taşımaktadır. Aerodinamik akışların, bilgisayar teknolojilerinden faydalanılarak numerik olarak incelenmeleri ile literatürde sıklıkla karşılaşılmaktadır. Bunun yanı sıra bu sayısal analizlerin deneysel araştırmalar ile desteklenmesi de çok önemlidir. Bu deneysel incelemeler rüzgar tüneli olarak adlandırılan deney düzenekleri vasıtasıyla gerçekleştirilir.

Bu öneme istinaden, bu çalışmada, açık çevrimli, sesaltı bir rüzgar tünelinin tasarımı ve imalatı yapılmıştır. Düşük bütçe ile üretilmiş olan bu rüzgar tünelinin herhangi bir aerodinamik akış incelemesi için uygunluğu sıcak tel probu ve bağlı olduğu sabit sıcaklık anemometresi ile ölçümler alınarak incelenmiştir.

Düşük hızlı olarak tasarlanmış olan bu tünelin test bölgesi 50×50 cm kesit alanına sahiptir ve aksenal fanın maksimum devir sayısında çalışması durumunda test bölgesi içerisinde elde edilen en yüksek hız yaklaşık olarak 5.4 m/s olmuştur. Bu geometrik boyutlar ve hız değeri değerlendirildiğinde, imal edilen bu rüzgar tüneli içerisinde Reynolds sayısının 10^6 olduğu akış durumlarının incelenebileceği sonucu çıkartılabilir.

Sıcak tel anemometresi ile test bölgesinin kesit alanı üzerinde 81 farklı noktadan alınan ölçüm değerlerine göre test bölgesi içerisinde oldukça düzgün dağılımlı bir hava akışı sağlandığı görülmüştür. Bunun yanı sıra, açık çevrimli rüzgar tünellerindeki en mühim dezavantajlardan birisi oluşan yüksek türbülanslı akıştır. Aerodinamik incelemelerde sağlıklı değerlendirme yapılabilmesi için türbülans şiddetinin düşük olması istenir. Bu tez çalışması kapsamında imal edilmiş olan rüzgar tünelinin test bölgesinin içerisinde de türbülans şiddetinin en fazla %5 civarlarında olduğu tespit edilmiştir. Oldukça düşük bir bütçe ile üretilmiş olan bu tünel için bahsedilen türbülans yoğunluğu büyük bir başarıdır. Test bölgesi içerisinde bu şekilde düşük türbülans değerleri elde edebilmek adına, kolektör daralma oranı uygun şekilde tasarlanmış ve de tünel girişine tel elek yapı monte edilmiştir. Bu tel elek yapı sayesinde tünele alınan havada mevcut olan büyük vorteksler parçalanarak boyutları küçük girdap yapılar bölünmektedir. Sonrasında ise bu düşük enerjili, küçük girdap yapılar havanın viskozitesi etkisi altında sönmölenmektedirler.

Rüzgar tüneli imalatının yanı sıra, bu tez çalışmasında, farklı difüzör genişleme açalarına sahip tünel tasarımları hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ile incelenmiştir. Tünelin

difüzör kısmında herhangi şekilde bir akış ayrılması gerçekleşmeden hava akışının hızının azaltılması ve dolayısıyla düşük basınç farkları ve enerji kaybı elde edilmesi önemlidir. Bu amaç doğrultusunda tasarlanan rüzgar tünelinin 7°'lik genişleme açısına sahip olması gerektiği sayısal analizler sayesinde bulunmuş ve tünelin imalatı sırasında göz önünde bulundurulmuştur.

Bu çalışma neticesinde, Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi'nin Makine Mühendisliği laboratuvarı bünyesinde kurulan rüzgar tünelinin, gerek üniversite içerisinde gerekse de yakın çevredeki üniversite ve/veya özel sektörde görevli, aerodinamik akış konusunda deneysel çalışmalar yürütmek isteyen araştırmacılara önemli bir avantaj sağlayacağı umut edilmektedir.

KAYNAKÇA

- Aslan, Z.**, (2016) Subsonic Wind Tunnel Design, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Ahmadpour, A., Noori Rahim Abadi, S. M. A. & Kouhikamali, R.** (2016). Numerical simulation of two-phase gas-liquid flow through gradual expansions/ contractions. *Int. J. Multiphase Flow* 79, 31-49.
- Almeida, O., Miranda, F., Neto, O., & Saad, F. G.** (2018). Low Subsonic Wind Tunnel-Design and Construction. *Journal of Aerospace Technology and Management*, 10.
- Arifuzzaman, M.** (2012). Design construction and performance test of a low cost subsonic wind tunnel. *IOSR Journal of Engineering*, 02, 83-92.
- Atlı, V. & Erim, M. Z.** (1985). İTÜ aerodinamik laboratuvarında dizayn ve imal edilen bir hava tünelinin dizayn ve akım koşulları. *IV. Ulusal Mekanik Kongresi*, Bayramoğlu, İstanbul, Türkiye, Eylül 201-213.
- Barlow, J. B., Rae, W. H., & Pope, A.** (1999). *Low-Speed Wind Tunnel Testing* (John Wiley & Sons).
- Erim, M. Z., Atlı, V. ve Kavasoglu, Ş.** (1980). Alçak sesaltı bir hava tünelinin imalatı ve deney odasında hız profilinin tayini, *VII. Bilim Kongresi Tebliğ Özetleri (Makine Seksiyonu)*, Tübitak, 29 Eylül-3 Ekim 633-664.
- German-Dutch Wind Tunnels** (2015) [Erişim: 15.10.2021, <https://www.dnw.aero/about-dnw/about-dnw/>]
- Gorlin, S. M. and Slezinger, I. I.** (1966). *Wind Tunnels and Their Instrumentations*, John Willey and Sons, Moscow.
- Huang, J., Sun, L., Mo, Z., Feng, Y., Bao, J., Tang, J.** (2021) Experimental investigation on the effect of throat size on bubble transportation and breakup in small Venturi channels. *International Journal of Multiphase Flow*, 142
- Kaya, M.** (2003). *Sesaltı Rüzgar Tünelleri, Dizayn Esasları ve Emmeli Tip Sesaltı Rüzgar Tüneli Tasarımı*, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- Li, Z., Moradi, I., Nguyen, Q, Karimipour, Masoud, A. A., Tlili, I. & Incecik, A.** (2020) Three-dimensional simulation of wind tunnel diffuser to study the effects of different

divergence angles on speed uniform distribution, pressure in outlet, and eddy flows formation in the corners. *Physics of Fluids*. 32.

Mehta, R. D. and Bradshaw, P. (1979) Design Rules for Small Low Speed Wind Tunnels, *Aeronautical Journal*, November, 433-449.

M. Mansour, P. Kováts, B. Wunderlich, and D. Thévenin, “Experimental investigations of a two-phase gas/liquid flow in a diverging horizontal channel,” *Exp. Therm. Fluid Sci.* 93, 210–217 (2018).

M. R. Nikpour, P. Khosravinia, and D. Farsadizadeh, “Experimental and numerical investigation of supercritical flow in contraction and expansion of open channels,” *Arabian J. Geosci.* 11(22), 701 (2018).

Mozayeni, H., Wang, X., Negnevitsky, M., Kefayati, G. (2020). Study of effect of heat transfer in an air storage vessel on performance of a pumped hydro compressed air energy storage system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 148.

NASA. (2021) [Erişim:15.10.2021,
https://www.nasa.gov/sites/default/files/thumbnails/image/edu_wind_tunnels_tennis_ball.jpg]

Namirian, Z., Mathure, S., Thorat, B., & Khetree, S. (2021). Modeling and Wind Flow Analysis of an Eiffel (Open) Type Sub-Sonic Wind Tunnel. *Global Journal of Research In Engineering*, 41-101.

Pereira, J. D. (2011). *Wind Tunnels: Aerodynamics, Models, and Experiments (Engineering Tools, Techniques and Tables)* (Nova Science Publishers Incorporated).

Perçin M & Uzol O, 2019. ODTÜ-Rüzgem Büyük Rüzgar Tüneli, *Mühendis ve Makina*, 3.

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

R. A. Coggan, *Low Speed Wind Tunnel: Design, Dimensions, and Operating Characteristics* (Coggan LSWT, 2011).

Rae, W.H. and Pope, A., 1984. *Low-Speed Wind Tunnel Testing*, John Wiley & Sons, Inc., New York, USA.

Reinker, F., Kenig, E. Y., Passmann, M. & aus der Wiesche, S. (2017). Closed loop organic wind tunnel (CLOWT): Design, components and control system. *Energy Procedia* 129, 200–207.

Rüzgem (2021) [Erişim: 15.10.2021, <https://ruzgem.metu.edu.tr/duyuru/ruzgem-buyuk-olcekli-cok-amacli-ruzgar-tuneli-detaylari>]

Saketh Koppa, Michael Mansour, Gábor Janiga, Dominique Thévenin, “Numerical investigations of turbulent single-phase and two-phase flows in a diffuser” *International Journal of Multiphase Flow* 130, 2020

Sina Yan, Xingqi Luo, Shuaihui Sun, Lefu Zhang, Senlin Chen, Jianjun Feng, “Influence of inlet gas volume fraction on energy conversion characteristics of multistage electric submersible pump, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 207, 2021

Singh, T., Vipul, S., Shaktiman, S., Kumar, S.R., & Jubin, A. (2014). Design, Analytical Analysis, Instrumentation and Flow Simulation of Sub-Sonic Open Circuit Wind Tunnel Model.

Stathopoulos, T. (1984). Design and fabrication of a wind tunnel for building aerodynamics. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 16, 361-376.

Themarineinstallersrant (2014). [Erişim: 15.10.2021, <http://themarineinstallersrant.blogspot.com/2014/04/da-vinci-da-boat-da-interpretation.html>]

Turkair (2021) [Erişim: 15.10.2021, <https://www.turkair.org/ilk-modern-ucak-wright-kardesler/>]

US Centennial of Flight Comission (2021). [Erişim: 15.10.2021, https://www.centennialofflight.net/essay/Evolution_of_Technology/first_wind_tunnels/Tech34G1.htm]

V. G. Kourakos, P. Rambaud, S. Chabane, D. Pierrat, and J. M. Buchlin, “Two-phase flow modelling within expansion and contraction singularities,” in *Computational Methods in Multiphase Flow V* (Witpress, 2009).

Von Doenhoff, A. E. & Tetervin, N. (1943). Determination of general relations for the behavior of turbulent boundary layers. *U.S. Government Printing Office* (National Aeronautics and Space Admin, Langley Research Center, Hampton VA).

Welsh, A. (2013). Low turbulence wind tunnel design and wind turbine wake characterization. *Theses and Dissertations* (University of Wisconsin).