

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SESALTI RÜZGAR TÜNELLERİ, DİZAYN ESASLARI VE
EMMELİ TİP SESALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uçak Müh. Metin KAYA

Anabilim Dalı : UÇAK MÜHENDİSLİĞİ

Programı : UÇAK MÜHENDİSLİĞİ

MAYIS 2003

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SESALTI RÜZGAR TÜNELLERİ, DİZAYN ESASLARI VE
EMMELİ TİP SESALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uçak Müh. Metin KAYA

511991053

Tez Danışmanı : Prof. Dr. M.Adil YÜKSELEN

Diğer Jüri Üyeleri : Yard. Doç. Dr. K.Bülent YÜCEİL

Yard. Doç. Dr. Hayri ACAR

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Mayıs 2003

Tezin Savunulduğu Tarih : 29 Mayıs 2003

MAYIS 2003

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın ortaya çıkmasındaki yönlendirici ve cesaret verici destek ve yardımlarından ötürü tez danışmanım Prof. Dr. M.Adil YÜKSELEN'e; teknik resim çizimleri için faydalanılan AUTOCAD çizim programının kullanılmasını öğreten Hv. Müh. Yzb. Ufuk ÖZDEMİR'e ve her zaman yanımda hissetmekten mutlu olduğum anneme ve kardeşlerime sonsuz şükranlarımı sunarım. Yine çalışmalarım esnasında sergiledikleri anlayış ve teşvik edici tutumlarından dolayı Hava Harp Okulu Dekanlığı Havacılık Mühendisliği Bölümü ile Planlama ve Öğrenci İşleri Kısım Amirliği Personeline de ayrıca saygılarımı arz ederim.

Hayatımın her anında olduğu gibi bu çalışma boyunca da sevgi, sabır ve desteğini hiç eksik etmeyen sevgili eşim Safiye ve kızım Dilara'ya da sonsuz teşekkürler.

Ve tabii ki bu tez çalışmasını, her şeyden çok özlediğim canım babamın manevi varlığına armağan etmekten de onur duyuyorum...

Nisan 2003

Metin KAYA

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
ÖZET	viii
SUMMARY	ix
1. GİRİŞ	1
2. RÜZGAR TÜNELLERİ	3
2.1. Giriş	3
2.2. Rüzgar Tünellerinin Tarihi Gelişimi	4
2.3. Rüzgar Tünellerinin Temel Prensipleri	6
2.4. Rüzgar Tünellerinin Sınıflandırılması	7
2.4.1. Açık çevrimli rüzgar tünelleri	9
2.4.2. Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri	11
2.5. Açık ve Kapalı Çevrimli Rüzgar Tünellerinin Karşılaştırılması	11
2.5.1. Açık çevrimli rüzgar tünellerinin avantajları	11
2.5.2. Açık çevrimli rüzgar tünellerinin dezavantajları	12
2.5.3. Kapalı çevrimli rüzgar tünellerinin avantajları	12
2.5.4. Kapalı çevrimli rüzgar tünellerinin dezavantajları	13
2.6. Akım Kalitesi ve Akım Kalitesini Etkileyen Faktörler	13
2.6.1. Akım kalitesi	14
2.6.2. Akım kalitesini etkileyen faktörler	14
2.6.3. Akıştaki türbülans seviyesinin belirlenmesi	15
3. RÜZGAR TÜNELLERİNİN GENEL TASARIM ESASLARI	17
3.1. Giriş	17
3.2. Deney Odası ve Akım Kalitesi	18
3.3. Kollektör	22
3.3.1. Kollektörde kesit alanı-hız ilişkisi, kollektörün daralma oranı	23
3.3.2. Kollektör duvarının profili	27
3.3.3. Kollektörün boyu	30
3.3.4. Kollektörün kesit şekli	30
3.4. Dinlenme Odası	30
3.4.1. Bal Peteği	31
3.4.2. Elekler	34
3.5. Difüzör	39

4. ENERJİ KAYIPLARININ HESAPLANMASI	47
4.1. Giriş	47
4.2. Deney Odasındaki Kayıplar	49
4.3. Kollektördeki Kayıplar	51
4.4. Elek ve Bal Peteklerindeki Kayıplar	51
4.5. Dinlenme Odasındaki Kayıplar	52
4.6. Difüzördeki Kayıplar	52
4.7. Tünel Güç Faktörünün Hesaplanması	54
5. RÜZGAR TÜNELLERİNDE KULLANILAN FANLAR	55
5.1. Giriş	55
5.2. Fanlar	56
6. EMMELİ TİP SES ALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI	59
6.1. Giriş	59
6.2. Rüzgar Tüneli Elemanlarının Tasarımı	61
6.2.1. Deney odasının tasarımı	61
6.2.2. Kollektör tasarımı	63
6.2.3. Bal peteği tasarımı	64
6.2.4. Elek tasarımı	65
6.2.5. Dinlenme odasının tasarımı	66
6.2.6. Difüzör tasarımı	67
6.2.7. İlave istekler	69
6.3. Tasarlanan Rüzgar Tüneli İçin Enerji Kayıplarının Hesaplanması	69
6.3.1. Deney odasındaki enerji kayıplarının hesabı	69
6.3.2. Kollektördeki enerji kayıplarının hesabı	70
6.3.3. Bal peteğindeki enerji kayıplarının hesabı	70
6.3.4. Dinlenme odasındaki enerji kayıplarının hesabı	71
6.3.5. Difüzördeki enerji kayıplarının hesabı	71
6.3.6. Toplam enerji kayıplarının hesabı ve fan seçimi	71
7. SONUÇ	76
KAYNAKLAR	77
EKLER	80
ÖZGEÇMİŞ	90

KISALTMALAR

MIT	: Massachusetts Institute of Technology
NASA	: National Aeronautics and Space Administrations
CIT	: California Institute of Technology
ABRL	: Army Ballistics Research Labrotary
NPL	: National Physical Labratory
HUTEN	: Hava Harp Okulu Havacılık ve Uzay Teknolojileri Enstitüsü

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 Deney odasında sınır tabaka kalınlığının değişimi.....	21
Tablo 5.1 Fan palaları ile tünel duvarı arasındaki mesafe.....	57
Tablo 6.1 Rüzgar tünelinin herbir elemanında meydana gelen kayıplar.....	73

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Açık çevrimli üflemeli tip rüzgar tüneli.....	8
Şekil 2.2 : Açık çevrimli emmeli tip rüzgar tüneli.....	8
Şekil 2.3 : Eiffel tipi rüzgar tüneli	9
Şekil 2.4 : Kapalı çevrimli rüzgar tüneli.....	9
Şekil 2.5 : Eksenel fan.....	10
Şekil 2.6 : Radyal fan.....	10
Şekil 3.1 : Deney odasında hız değişimi.....	22
Şekil 3.2 : Kollektörün şekli.....	23
Şekil 3.3 : Kollektörün daralma oranı-hız ilişkisi.....	24
Şekil 3.4 : Kollektör daralmasının hız farklılıkları üzerindeki etkisi.....	25
Şekil 3.5 : Kollektör daralma oranının Re sayısı üzerindeki etkisi.....	26
Şekil 3.6 : Kollektör daralmasının türbülans bileşenleri üzerindeki etkisi.....	26
Şekil 3.7 : Tipik bir kollektör duvarı boyunca hız ve basınç dağılımları.....	27
Şekil 3.8 : Kollektör duvarı eğrisi için parametreler.....	29
Şekil 3.9 : Bal peteği.....	31
Şekil 3.10 : Bal peteği tipleri ve basınç kayıp katsayıları.....	32
Şekil 3.11 : Bal peteğinin türbülans üzerindeki etkisi.....	33
Şekil 3.12 : Peteklerde basınç düşürme katsayısının akım hızıyla değişimi....	34
Şekil 3.13 : Boşluk oranı.....	36
Şekil 3.14 : Genişleyen kesitte basınç değişimi.....	41
Şekil 3.15 : Difüzör geometrisi.....	41
Şekil 3.16 : Sürtünme katsayısının Re sayısına bağlı olarak değişimi.....	42
Şekil 3.17 : Genişleme açısı ve oranıyla difüzör veriminin değişimi.....	45
Şekil 3.18 : Dairesel kesite geçiş örneği.....	45
Şekil 4.1 : Dirençlerin Re sayısına ve bağıl pürüzlülüğe bağlı değişimi.....	50
Şekil 4.2 : Dirençlerin Re sayısına bağlı değişimi.....	51
Şekil 6.1 : Hava Harp Okulu'nda bulunan tünelin şeması.....	60
Şekil 6.2. : Hava Harp Okulu'nda bulunan tünelin deney odası.....	61
Şekil 6.3 : Kollektör.....	65
Şekil 6.4 : Bal peteği.....	66

SES ALTI RÜZGAR TÜNELLERİ, DİZAYN ESASLARI VE EMMELİ TİP SES ALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI

ÖZET

Bu çalışmada aerodinamik bilimi uygulamalarında önemli bir yere sahip rüzgar tüneli tipleri hakkında bilgi verilerek, rüzgar tünellerini oluşturan bölümlerin dizayn ve imalat esasları anlatıldıktan sonra örnek olarak emmeli tip bir ses altı rüzgar tüneli tasarımı yapılmıştır.

Havacılık ve Uzay Teknolojileri alanında meydana gelen hızlı gelişmelerle birlikte deneysel çalışmalar da büyük önem kazanmıştır. Buna paralel olarak, özellikle aerodinamikle yakından ilgili bilim dallarında rüzgar tünellerinin kullanımı da yaygınlaşmıştır. Arz edildiği gibi teknolojideki dev adımlarla birlikte ortaya çıkan yeni deneysel çalışmalara uyum sağlamak zorunluluğundan dolayı rüzgar tünelleri de değişik ihtiyaçlara göre farklı tiplerde dizayn edilmişlerdir.

Bu çalışmada ayrıca; rüzgar tünellerinin tarihi gelişimiyle birlikte ortaya çıkan farklı tipleri, birbirlerine göre avantaj ve dezavantajları ve ideal bir tünelin dizayn edilmesi için bilinmesi ve uyulması gereken akım kalitesini etkileyen faktörler anlatılmıştır.

Ardından rüzgar tüneline oluşturan elemanlar ve bunların tasarımına yönelik dikkat edilmesi gereken kriterler belirtilmiş, ve tünelin deney odasında hava akımı oluşturmak için gerekli gücü sağlayan fan elemanına ait özelliklerin belirlenebilmesi için bu tünelde meydana gelen kayıpların hesabıyla ilgili esaslar sunulmuştur.

Söz konusu çalışmanın sonuçlarını görmek amacıyla örnek olarak deney odası ebatları 1 m x 1 m olan emmeli tip bir ses altı rüzgar tüneli tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan bu örnek ses altı tünel aynı zamanda HHO Aerodinamik Laboratuvarı'nda kurulması planlanan tünelin de ön proje çalışması olarak düşünülmüştür. Örnek olarak tasarlanan ve gerek görülmesi halinde ihtiyaca göre modifiye edilebilecek emmeli tip rüzgar tünelinin Eskişehir 1 nci Hava ,İkmal Bakım Merkezi K.lığı'nın desteğiyle imalatı planlanmaktadır.

SUBSONIC WIND TUNNELS, FUNDAMENTALS OF DESIGN AND SUCTION TYPE WIND TUNNEL DESIGN

SUMMARY

In this study, the information is given about wind tunnel types which have very essential place in Aerodynamic Science applications then the design of the parts that form wind tunnels and producing principles mentioned. Finally, for an example, a suction type wind tunnel designed.

The fast progress in Aeronautical and Space Technologies has increased the importance of experimental studies. Together with this, the usage of wind tunnels spreaded, especially in some branches of science which have strong relation with Aerodynamics. The wind tunnels have been designed in different types to the necessity, because of the adaptation to the new scientific studies. And the reason is the big steps have been made in technology.

Also in this study, different type of wind tunnels which appear with historical development, the advantages and disadvantages and factors which have to be known and obeyed for designing an ideal wind tunnel are explained.

Wind tunnels' components and the criterions of their designing were explained, and there are some basic rules about calculating missings which are occurred in tunnel. These basic rules are necessary to determine qualification of fan.

A subsonic wind tunnel which test room dimensions are 1 m x 1 m was designed for seeing the results of this study. This subsonic wind tunnel was thought a preliminary study for tunnel which is planned to set up at the Aerodynamics Laboratory of Turkish Air Force Academy.

1.GİRİŞ

Günümüz teknolojisinde mühendislik dallarında yapılan çalışmalarda teorik bilgilerin yanında deneysel uygulamalar da oldukça önemlidir. Teorik araştırmalarda bulunan sonuçların gerçek ile ne derece uyuştuğunun kontrolü ancak deney yapmak ile mümkündür. Özellikle aerodinamik konularında yapılan çalışmalarda deneysel uygulamalar yaparak varılmak istenen hedefe daha doğru adımlarla ve maliyeti daha aza indirerek ilerlenir. Bu nedenlerden dolayı rüzgar tünelleri oldukça eskiye dayanan geçmişten günümüze aerodinamik deneylerin yapılabilmesi için vazgeçilmez bir unsur olmuştur.

Yirminci yüzyılın başlarından günümüze özellikle havacılık ve uzay teknolojisi alanında meydana gelen hızlı gelişmeler, hava içerisinde hareket eden 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.

Rüzgar tünellerine duyulan ihtiyaç, bu gereçlerin tasarımı, işletimi ve kullanımı konularının da her zaman ön planda tutulmasına neden olmuştur. Nitekim, yapılan çok sayıda çalışmanın sonucunda bu konuya ilişkin bir çok temel kitap ortaya çıkmış ve yüzlerce makale yayınlanmıştır. Temel kaynak kitaplardan başlıcaları arasında, Pope (1945), Rebuffet (1945), Pankhurst ve Holder (1952), Gorlin ve Slezinger(1966), Pope ve Harper (1966), Rae ve Pope (1984) 'a ait eserler sayılabilir. Rüzgar tüneli tasarımına yönelik makaleler arasında da dikkati çeken bazıları Bradshaw (1968), Jaarsma (1996), Mehta ve Bradshaw (1979) şeklinde sıralanabilir.

Ülkemizde uçak üretimine olan ilginin 1974 lü yıllardan itibaren tekrar hızlanmasıyla birlikte rüzgar tüneli tasarımı ve imalatı konusu da bir ihtiyaç olarak ortaya çıkmış, ve bu konuda az da olsa Türkçe yayın görölmeye başlamıştır. Yerli yayınlar arasında

Erim, Atlı ve Kavasoglu (1980), Albayrak (1984), Atlı ve Erim (1985) sayilabilir. Ancak bu yayınlardan hemen hemen hicbiri ruzgar tuneli tasarımı konusunda bir bütünlük göstermemektedir.

Bu tez çalışmasında, Hava Harp Okulu'nda ihtiyaç duyulan bir düşük hızlı ruzgar tuneli tasarımı ana hedef olarak seçilmiştir. Bununla birlikte, ruzgar tünellerinin tasarımı konusunda Türkçe literatürdeki eksikliği giderecek bütünlükte bir bilgi birikimi sağlanması da bir ara hedef olarak gözetilmiştir.

Bu amaçla, Bölüm2 'de ruzgar tünellerinin tarihi gelişimi, tipleri ve karşılaştırılması, ve akım kalitesini etkileyen faktörler ele alınmıştır. Bölüm 3'de düşük hızlı ruzgar tünellerinin genel tasarım esasları ele alınmıştır. Bölüm 4'de tasarım aşamasındaki ruzgar tünelinin çeşitli elemanlarından kaynaklanan enerji kayıplarının tahmin edilmesi konusuna yer verilmiştir. Bölüm 5' de düşük hızlı ruzgar tünellerinde kullanılan fanlar hakkında bilgi verilmiştir. Bölüm 6' da ise Hava Harp Okulu için emmeli tipte açık devreli bir ruzgar tuneli tasarımı gerçekleştirilmiş, AutoCAD çizimleri sunulmuştur.

2. RÜZGAR TÜNELLERİ

2.1. Giriş

Havacılıkta kullanılacak modern bir uçağın dizaynı ve üretimi uzun ve masraflı bir iştir, çünkü gerek ilk projeler yapılırken, gerekse uçuş denemeleri tamamlanırken çalışmalar boyunca göz önüne alınması gereken pek çok etkenler vardır. Bunların başında uçağın aerodinamik yapısı, yakıt depolarının yerleştirilmesi, vb. gibi etkenler gelir.

Teklif edilen projeye göre yapılan modeller rüzgar tünellerinde denenirler ve bu denemeler tatmin edici bir dizayna ulaşmakta hayati bir rol oynarlar. Bir rüzgar tüneline, modeller üzerinde deneyler yaparak, uçağın hava içerisinde davranışı anlaşılabilir. Hatta uçağın parçaları, örnek olarak uçağın kuyruğu, kanadının kesiti, vb. parçalar üzerinde yapılan deneyler daha da önemlidir. Ayrıca, başka sebeplerden dolayı uçağın dış görünüşünde değişiklik yapıldıkça, bunun performans üzerinde ters bir etkisi olup olmadığını görmek içinde deneyler yapılabilir. Rüzgar tünellerinde, model sabitlenmiş durumda olup, hava hareketinin model üzerindeki etkisi ölçülebilir. Ayrıca, model kalkış, iniş, yatay uçuş konumlarına, getirilip nasıl davrandığı incelenebilir. 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 yakınında, daima bazı sınır etkileri olacağı da dikkate alınarak deneyler esnasında kullanılacak modelin büyüklüğünü tünelin deney odası genişliğinin yarısı ile dörtte üçü arasında almak uygun bir yaklaşım olmaktadır.

İlk rüzgar tünellerinin yapılışı 19. yüzyılın sonlarına kadar dayanmaktadır. Bunlar kare kesitli ve bir ucunda emici pervane bulunan doğrusal borulardan ibarettir. Nitekim, Wright kardeşler, tasarladıkları ilk uçağın tüm parçalarının modellerini bu tip bir tünelde denemişlerdir. Günümüzde ise çeşitli ülkelerde, bir çoğu son derece

yüksek akım kalitesine sahip, son derece gelişmiş ölçü cihazlarıyla donatılmış sayılamayacak kadar çok rüzgar tüneli bulunmaktadır. Bu tüneller uçak imalatında ve aerodinamiğin ilgi alanına giren başka konularda sıkı bir şekilde kullanılmaktadır.

Bu bölümde öncelikle rüzgar tünellerinin tarihi gelişimine yer verilmiş, daha sonra temel çalışma prensiplerine değinilerek, bir sınıflandırma ve karşılaştırma yapılmıştır. Son olarak rüzgar tünelleri için çok önemli bir husus olan akım kalitesine etki eden faktörler gözden geçirilmiştir.

2.2. Rüzgar Tünellerinin Tarihi Gelişimi

Çok geniş alanda kullanılan rüzgar tünellerinin tarihi bir anlamda insan oğlunun uçma hevesiyle yaptığı çalışmalara kadar dayanmaktadır. Ancak gerçek anlamda rüzgar tüneli ise Francis Wenham tarafından 1871 yılında Greenwich’de 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. Phillips 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 bir çok ülkede ilk defa rüzgar tünelleri tasarlanmaya başlanmıştır: Rusya’daki ilk tünel 1891 yılında Nikolai Joukowski tarafından Moskova Üniversitesi’nde , Avusturya’daki ilk tünel 1893 yılında Ludwig Mach tarafından, ABD’deki ilk tünel 1896 yılında Alfred J. Wells tarafından Massachusetts Institute of Technology (MIT)’de imal edilmiştir (Anderson 1989, www.stanford.edu., www.naca.org, www.worthey.net/bodyflight/history).

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 m uzunluğundaki 40 cm deney odası ebatlarına 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 alışmalar neticesinde rüzgar tünellerinin önemi daha iyi anlaşılmış ve söz konusu tarihler havacılık tarihinde 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 tünellerinin ebatları da oldukça artmıştır. Öyle ki, NASA 1931'de tarihte ilk defa maliyeti milyon dolarları bulan 9 m X 18 m (30 ft X 60 ft) ebatlarında oval deney odası olan 57,6 m/sn (129 mi/h) hıza sahip rüzgar 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 (265 mi/h) hıza sahip rüzgar tüneli Kaliforniya'daki Ames Aeronautical Laboratory'de kurulmuştur.

Uçakların hızlarındaki ve performanslarındaki artışla birlikte yüksek hızlarda çalışan rüzgar tünellerine ihtiyaç duyulmuş ve yine NASA tarafından bu konuyla ilgili değişik çalışmalar yapılmıştır. NASA 1927 yılında 2,4 m ebadındaki deney odasında 342 m/sn (765 mi/h) hız üretebilen ilk yüksek hızlı rüzgar tüneline imal etmiştir. 1941 yılında ise Ames Aeronautical Laboratory'de 4,8 m boyutunda deney odasına sahip 304 m/sn (680 mi/h) 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. A. 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 kıtalar arası balistik füzelerin gündeme gelmesiyle hipersonik rüzgar tünelleri (M>5) geliştirilmiş ve 28 cm (11 in) ebatlarında kare kesitli deney odasına sahip ve 7 Mach hız üretebilen ilk hipersonik rüzgar tüneli 1947 yılında NASA tarafından Langley'de kurulmuştur.

Tarihi gelişiminden de anlaşılabilieceği gibi teknolojinin gelişmesine paralel olarak rüzgar tünelleri ile ilgili çalışmalarda devam etmektedir. Amaç gerçek atmosfer koşullarında hareket eden hava aracı 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.

2.3. Rüzgar Tünellerinin Temel Prensipleri

Aerodinamik problemlerine genel bir göz atılacak olursa, 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 için aerodinamik olayda rüzgar hareketinin 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 (simülasyon) iki türlü düşünülebilir. Modeli hareket ettirerek sonuca ulaşmak direkt yöntem, modeli sabit tutup akışkana hareket kazandırarak sonuca ulaşmak ters 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 istenen şartları her zaman elde etmek mümkün olmayabilir. Bu nedenle dikey eksen etrafında dönen uçak modelinin yalpalama ve yana yatma hareketlerinin incelendiği durumlar gibi genellikle özel şartlar ve problemler söz konusu olduğunda bu tip düzenekler tercih edilebilir.

Daha kolay olan ikinci yöntemde cisim sabit tutulup üzerine devamlı akım gönderilerek elde edilen sonuçlar gerçek ortamdaki durumla uyumlu olur (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 havacılıkla ilgili araştırmalarda modelin etrafında meydana gelen akım içerisindeki bir çok olay

incelenmektedir. Rüzgar tünellerinde yapılan deney ve araştırmalar neticesinde elde edilen sonuçlar teknolojinin bir çok alanında kullanılmaktadır.

2.4. Rüzgar Tünellerinin Sınıflandırılması

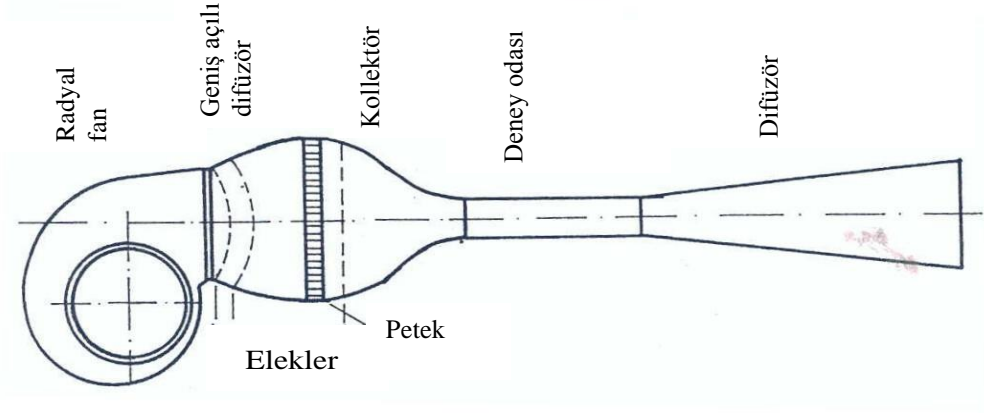
Rüzgar tünelleri kullanım amaçları da göz önüne alınarak hava akımı hızının büyüklüğüne ve dizayn şekline dikkat edilerek sınıflandırılabilirler. Hava akımının hızı dikkate alınarak dizayn edilen rüzgar tünelleri; sesaltı rüzgar tünelleri (maksimum Mach Sayısı 0.4'e kadar; akım sıkıştırılmaz kabul edilir), 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.

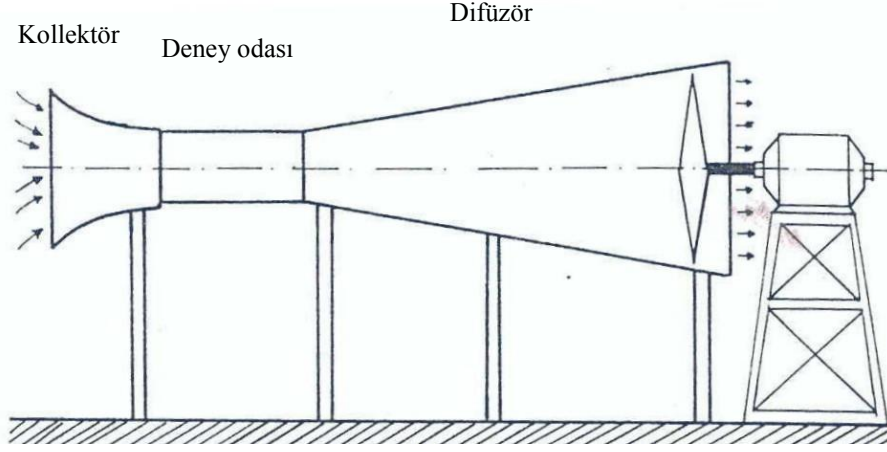
Kapalı deney odalı rüzgar tünellerinde deney odasındaki basıncın atmosfer basıncından daha düşük olması nedeniyle, modeli taşıyan elemanların deney odasına girdiği yerlerde atmosferden tünel içerisine doğru bir hava akımı meydana gelir. Bu durumda ise deney odasında istenen akım kalitesi bozulacak, modele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

Yirminci yüzyılın başlarından itibaren özellikle Avrupalı bilim adamlarının çalışmaları neticesinde 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 2.1,2); Eiffel tipi (Fransız bilim adamının adı) açık çevrimli ve açık deney odalı rüzgar tünelleri (Şekil 2.3) olarak adlandırılırlar. Öte yandan açık çevrimli rüzgar tünelleri fan tipine göre üflemler ve emmeli olarak da ayrılabilirler.



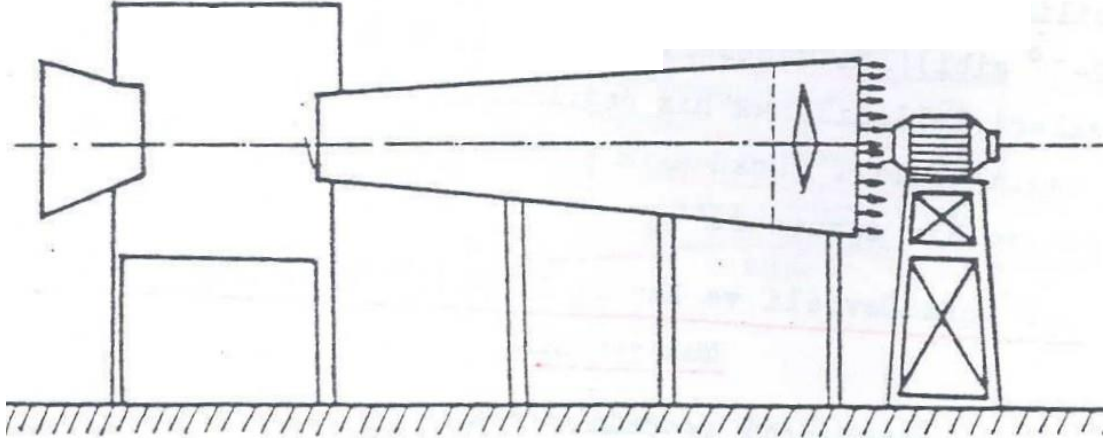
Şekil 2.1 Açık çevrimli üflemlü tip rüzgar tüneli-NPL tipi



Şekil 2.2 Açık çevrimli emmeli tip rüzgar tüneli- NPL tipi

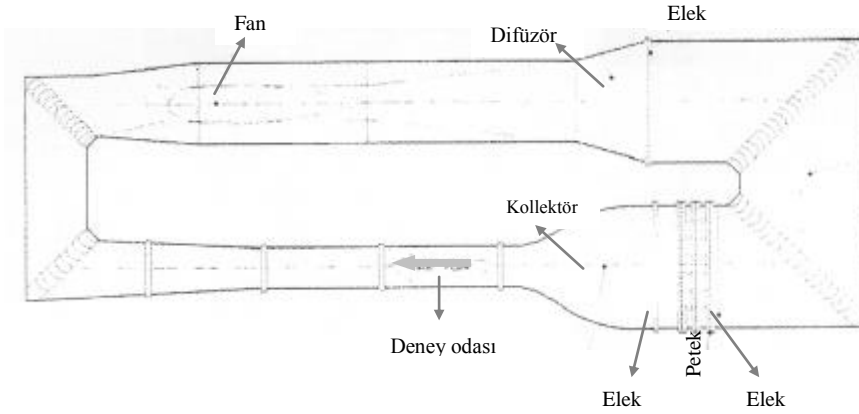
Eiffel tipi deney odalarında modelin yerleştirilmesi ve çalışanın daha rahat hareket edebilmesi mümkündür. Öte yandan duvar etkisi de daha az olacaktır. Ancak buna rağmen deney odasındaki hız dağılımı kapalı deney odasındaki hız dağılımına oranla daha az üniformdur. Bu da %50 oranında basınç kaybına sebep olur.

Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri Alman bilim adamı Prandtl' in ve kapalı çevrimli rüzgar tünelinin ilk yerleştirildiği üniversite olan Göttingen' in isimlerinden esinlenerek Prandtl veya Göttingen tipi rüzgar tünelleri olarak da bilinirler (Şekil 2.4).



Şekil 2.3 Eiffel tipi rüzgar tüneli

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



Şekil 2.4 Kapalı çevrimli rüzgar tünelleri

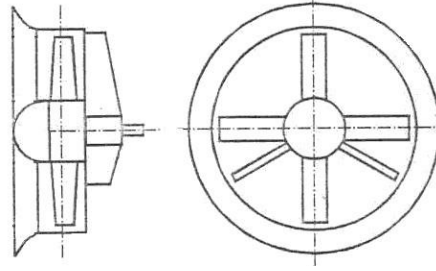
2.4.1. Açık Çevrimli Rüzgar Tünelleri

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 üflemeli tip (blower-type) (Şekil 2.1) ikincisi ise hava akışının deney odasından sonraki bir bölüme yerleştirilmiş bir fan tarafından sağlandığı emmeli tiptir (suction-type) (Şekil 2.2) (Rae ve Pope, 1984).

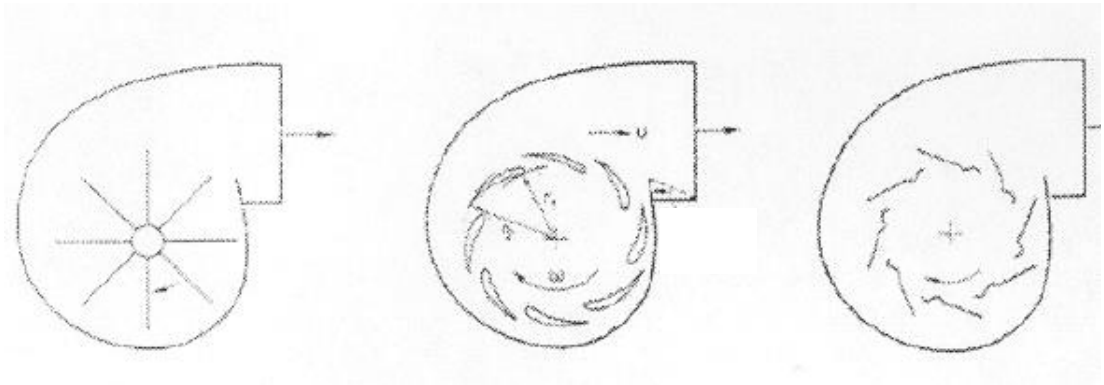
İki tünelde de atmosferden rüzgar tüneline giren havanın hızı kollektörün (daralma konisi) akış yönünde daralan geometrik yapısı gereği artar ve deney odasının girişinde maksimum seviyeye ulaşır. Deney odasında akım kalitesinin iyi olabilmesi için kollektörün geometrik yapısı uygun şekilde tasarlanmalıdır.

Emmeli tip rüzgar tüneline atmosferden emilen hava deney odasından sonra kinetik enerjiyi 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 üfleme tipi (blower-type) rüzgar tünellerinde aksel fan (Şekil 2.5) yerine radyal fan (Şekil 2.6) kullanılır ve tünelin girişine monte edilir.



Şekil 2.5 Aksel fan



Şekil 2.6 Radyal fan

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^2 'yi geçen rüzgar tünelleri pratikte pek de kullanışlı olmamaktadır (Rae and Pope, 1984).

2.4.2. 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 olmamakla birlikte köşelerdeki 90° lik yön değiştirmeler esnasında bir miktar kayıp olur (Şekil 2.4).

2.5. 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.

2.5.1. 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.

2.5.2 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 araştırma ve deney yapmak amacıyla kullanılır. (Rae and Pope, 1984)

2.5.3. 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.

2.5.4. Kapalı Çevrimli Rüzgar Tünellerinin Dezavantajları

i. Akım görünürlüğü 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.

2.6. 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 modeli 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 and Slezinger, 1966).

2.6.1. Akım Kalitesi

Deney odasındaki akımın kalitesi deyince 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 kesiti 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, ± 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.

2.6.2. 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. Kollektörün akım türbülansının azaltılması konusunda da önemli bir etkisi olduğu ileriki 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 kuvvetlerin 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.

2.6.3. Akıştaki Türbülans Seviyesinin Belirlenmesi

Akıştaki türbülans seviyesini tayin eden kriter Re 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 and Slezinger, 1966).

$$\varepsilon = \frac{\bar{v}}{V_{\text{ort}}} \quad (2.1)$$

$$\bar{v} = \sqrt{\frac{1}{t} \int_0^t V^2 dt} \quad (2.2)$$

Yukarıdaki ifadelerde , ε , türbülans derecesini yüzde olarak ifade eder, \bar{v} , hızdaki sapmaların kareleri 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. RÜZGAR TÜNELLERİNİN GENEL TASARIM ESASLARI

3.1. Giriş

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 tipine 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 tüneline verimi ve maliyeti üzerinde durulur. Bu iki faktör arasında uygun bir yaklaşım yapılır (Rae and Pope, 1984).

Rüzgar tünellerinde çok çeşitli tiplerde ve çok farklı amaçlar için deneyler yapılabilmektedir. Bunları aşağıdaki gibi sıralayabiliriz (Gorlin and Slezinger, 1966).

a. 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.

b. Laminer, türbülanslı, geçişsel sınır tabakalar, iz, jet, sesaltı akım, ses civarında akım, sesüstü akım, hipersonik akım vb gibi farklı karakterdeki hava akımlarının incelenmesi..

c. Gaz türbini, kompresör, fan ve kanat, pervane, rüzgar türbini, binalar, kara ve deniz taşıtları gibi hava akımına maruz kalan her türlü araç ve bunların elemanları ile ilgili deneyler.

d. Aerodinamik kuvvetlerin yapı üzerinde oluşturduğu şekil değişimlerin, 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.

3.2. Deney Odası ve Akım Kalitesi

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. Tünelin diğer elemanları deney odasında olması istenen akım şartlarını sağlayacak şekilde dizayn edilirler.

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

$$P = \frac{l}{2} \rho A_d V_d^3 \quad (3.1)$$

Burada P , tünelin gücünü; ρ , havanın yoğunluğunu; A_d deney odasının kesit alanını; V_d de deney odasındaki hızı 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, dikdörtgensel, 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 kullanımı kolaylık ve güvenlik 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 and Pope, 1984, Gorlin and 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 civarındadır (Punkhurst and Holder, 1952)

Deney esnasında meydana gelen aerodinamik olayların gözlemlenebilmesi, 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 dikkat edilmelidir. Pratikte en çok kullanılan malzeme plexiglastır (Rae and 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 and Bradshaw, 1979, Atlı ve Erim, 1985, Erim, Atlı ve Kavsaoglu, 1980).

Deney odası duvarları üzerindeki sınır tabaka deplasman kalınlığının değişimi, H şekil parametresi, δ^* deplasman kalınlığı ve θ momentum kalınlığı cinsinden

$$\frac{\delta^*}{x} = H \cdot \frac{\theta}{x}, \quad H = \frac{\delta^*}{\theta} \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilerek hesaplanabilir. Sınır tabaka kalınlıkları sıkıştırılmaz akımlar için

$$\delta^* = \int \left(1 - \frac{u}{u_0} \right) dy \quad (3.3a)$$

$$\theta = \int \frac{u}{u_0} \left(1 - \frac{u}{u_0} \right) dy \quad (3.3b)$$

şeklinde tanımlanmış olup, bu bağıntılarda geçen hız profilleri, pürüzsüz yüzeyler boyunca türbülanslı sınır tabakalar için.

$$\frac{u}{u_0} = 1 - 4.15 c_f \log_{10} \frac{\delta}{y} \quad (3.4)$$

şeklinde verilen logaritmik bağıntı yardımıyla hesaplanabilir (von Karman, 1934). θ/x büyüklüğü ise düz levha sınır tabakası için bilinen

$$C_f = 2 \frac{\theta}{x} \quad (3.5)$$

bağıntısından elde edilebilir.

(3.4) ve (3.5) bağıntılarında geçen c_f ve C_f büyüklükleri çeşitli Reynolds sayıları için Tablo 3.1’ de sunulmuştur (von Karman, 1934). Buradaki Reynolds sayısı

$$Re_x = \frac{x U}{\nu} \quad (3.6)$$

şeklinde tanımlanmakta olup, U deney odası hızını, x ‘de kollektör bitim noktasından itibaren ölçülen uzaklıkları ifade etmektedir. Ancak, sınır tabakanın deney odası girişinde küçük bir kalınlığı olacağı göz önüne alınarak deney odası girişinde x için sıfırdan farklı, uygun bir değer seçilebilir (Punkhurst and Holder, 1952)

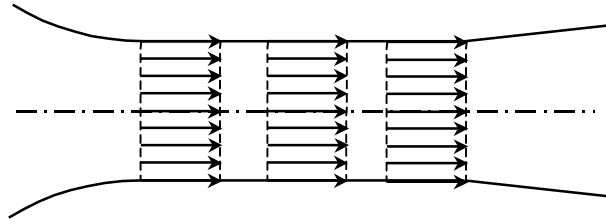
Tablo 3.1. Deney odasında sınır tabaka kalınlığının değişimi.

Re	c	C	δ^*/x
2×10^5	0.00480	0.00614	0.00405
3×10^5	0.00444	0.00562	0.00366
4×10^5	0.00419	0.00529	0.00342
5×10^5	0.00402	0.00506	0.00325
7×10^5	0.00379	0.00473	0.00200
10×10^5	0.00357	0.00441	0.00278
1.5×10^6	0.00332	0.00408	0.00255
2×10^6	0.00317	0.00387	0.00240
3×10^6	0.00296	0.00360	0.00222
4×10^6	0.00283	0.00342	0.00209
5×10^6	0.00274	0.00330	0.00201
7×10^6	0.00260	0.00311	0.00188
10×10^6	0.00245	0.00293	0.00176
2×10^7	0.00222	0.00263	0.00157
3×10^7	0.00211	0.00247	0.00146
4×10^7	0.00205	0.00237	0.00140
5×10^7	0.00196	0.00229	0.00135
7×10^7	0.00187	0.00218	0.00128
10×10^7	0.00179	0.00207	0.00121
2×10^8	0.00163	0.00189	0.00109
3×10^8	0.00151	0.00179	0.00103
5×10^8	0.00145	0.00167	0.00096
10×10^8	0.00135	0.00155	0.00088
2×10^9	0.00125	0.00141	0.00079
5×10^9	0.00113	0.00127	0.00071
10×10^9	0.00105	0.00118	0.00065

Deney odası duvarlarına uygulanacak genişleme açısının, 10^7 - 10^8 gibi büyük Reynolds sayıları için 0.1-0.25 derece arasında, 10^5 - 10^6 gibi küçük Reynolds sayılarında ise 0.25-0.5 derece arasında olacağını yukarıdaki tablo değerlerinden hareketle hesaplayarak görmek mümkündür (Gorlin, and Slezinger, 1966, Albayrak, 1984, Rae and Pope, 1984).

Deney odası duvarlarında oluşan sınır tabakanın kalınlaşmasının etkisini gidermenin bir başka yolu da deney odasının köşelerine köşebentler yerleştirilmesidir (Mehta and Bradshaw, 1979, Erim, Atlı ve Kavsaoglu, 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 (Şekil 3.1). Fakat akım çizgilerinin tam paralel olmasını sağlamak çok zor olduğu için $\pm 0.25^\circ$ ye kadar olan sapmalar ihmal edilebilir (Gorlin and Slezinger, 1966).



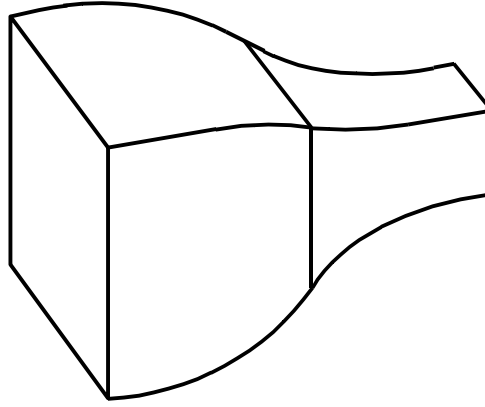
Şekil 3.1 Deney odasında hız dağılımı

3.3. 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 arttırır, 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 and Bradshaw, 1979, Prandtl and Tietjens, 1957).

Kollektörün akımı deney odasında istenen hıza eriştirmesi yanında, deney odası girişinden itibaren üniform-paralel bir akım oluşturması da beklenir. Bu husus kollektör duvarının uygun bir Őekle sahip olmasını gerektirir. Basit bir kollektör geometrisi Şekil 3.2'de sunulmuştur.



Şekil 3.2. Kollektörün Şekli

3.3.1. Kollektörde Kesit Alanı-Hız İlişkisi. Kollektörün Daralma Oranı

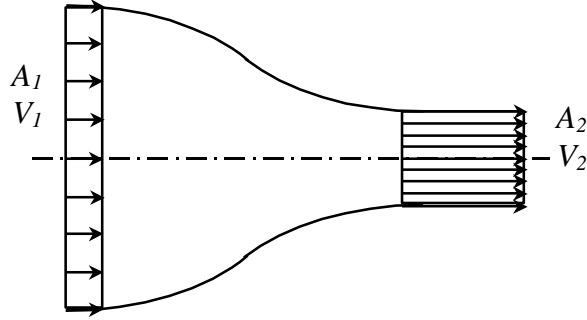
Bir kollektörün çıkışında akımın üniform ve paralel olması beklenir. Giriş kesitindeki akım ise tam olmasa da üniforma yakın bir hız dağılımına sahiptir. Çoğu zaman ortalama bir hız etrafında üniform dağılım kabul edilir. Buna göre giriş ve çıkış kesitlerinde kollektörün dik kesit alanı ve hızlar sırasıyla A_1 , V_1 , A_2 , V_2 olmak üzere (Şekil 3.3) süreklilik denklemi yardımıyla

$$V_2 = \frac{A_1}{A_2} V_1 \quad (3.7)$$

elde edilir. Burada

$$\frac{A_1}{A_2} = n \quad (3.8)$$

kolektörün daralma oranı olarak adlandırılır. (3.7) bağıntısı akımın kolektörü geçerken daralma oranı nispetinde hızlandığını ifade etmektedir.



Şekil 3.3. Kolektörün daralma oranı-hız ilişkisi

(3.7) bağıntısı deney odası hızının aynı zamanda kolektör giriş kesitindeki hıza da bağlı olduğunu göstermektedir. Kolektöre 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.

Kolektördeki daralmanın, kolektör giriş kesitinde akımda bulunan muhtemel hız farklılıklarını da azaltacağını basit bir analizle göstermek mümkündür (Gorlin and Slezinger,1966,s.27). Bunun için kolektör giriş kesitinde herhangi bir noktadaki hızı V_1 ve aynı düzlemin bir başka noktasındaki hız 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 kolektör çıkış kesitindeki hızlar V_2 , $V_2 + \Delta V_2$ ve basınç da p_2 olmak üzere Bernoulli denklemi uygulanırsa (Şekil 3.4)

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho (V_1 + \Delta V_1)^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho (V_2 + \Delta V_2)^2 \quad (3.9a)$$

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = p_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \quad (3.9a)$$

ve bu iki bağıntı, ikinci dereceden terimler ihmal edilmek kaydıyla birbirinden çıkartılırsa

$$V_1 \cdot \Delta V_1 = V_2 \cdot \Delta V_2 \quad (3.10)$$

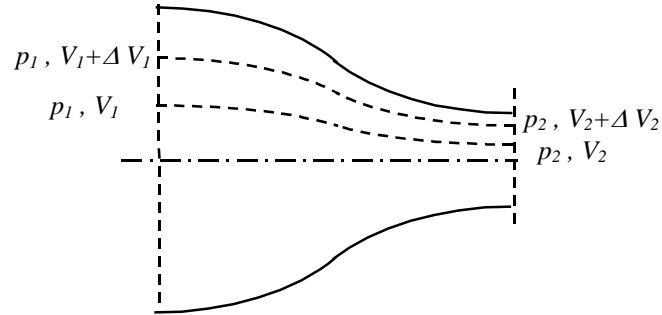
elde edilir. Bu bağıntı boyutsuz olarak

$$\frac{\Delta V_1}{V_1} = \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^2 \cdot \frac{\Delta V_2}{V_2} \quad (3.11)$$

veya daralma oranı ile hızlar arasındaki ilişki hatırlanarak

$$\frac{\Delta V_2}{V_2} = \frac{1}{n^2} \cdot \frac{\Delta V_1}{V_1} \quad (3.12)$$

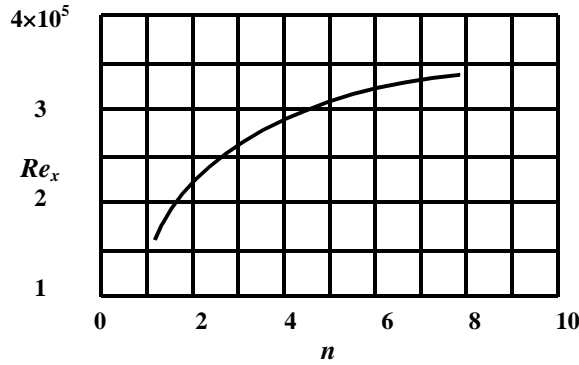
şeklinde düzenlenebilir. Buna göre kollektör giriş kesitindeki hızlarda görülecek bir farklılığın kollektör çıkışında, kollektör daralma oranının karesi nispetinde azalacağı anlaşılmaktadır.



Şekil 3.4. Kollektör daralmasının hız farklılıkları üzerindeki etkisi

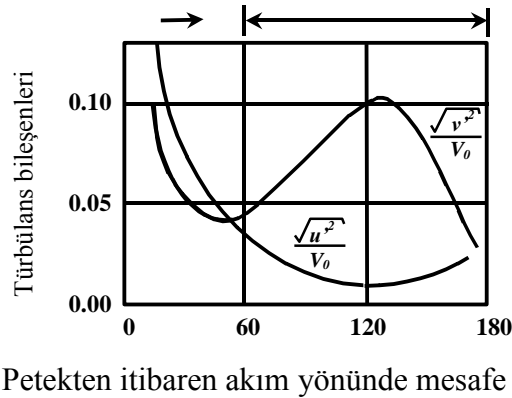
Kollektördeki daralma genel olarak türbülansı azaltıcı önemli bir etkiye de sahiptir. Kollektörün daralma oranı ne kadar arttırılırsa deney odasındaki kritik Reynolds sayısı değeri de o kadar artar (Şekil 3.5). Bu bakımdan kaliteli bir rüzgar tüneli için tavsiye edilen daralma oranı 6 ile 9 arasındadır (Rae and Pope, 1984, Mehda and

Bradshaw, 1979). Modern rüzgar tünellerinde tünelin tipine ve ebatlarına bağlı olarak bu oran 4 ile 25 arasında alınmaktadır (Gorlin and Slezinger, 1966)



Şekil 3.5. Kollektör daralma oranının kritik Reynolds sayısı üzerindeki etkisi

Rüzgar tüneli dinlenme odasında bulunan dikey ve eksenel yöndeki çalkantıların kollektör boyunca nasıl değiştiği Şekil 3.6 da görülmektedir (Gorlin and Slezinger, 1966, Pankhurst and Holder, 1952). Buna göre, dikey yöndeki hız çalkantıları ($\sqrt{u^2}$) kollektörün girişinden itibaren çabuk bir şekilde düşer. Yatay yöndeki hızlardaki çalkantılar ($\sqrt{v^2}$) 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 3.6. Kollektör daralmasının türbülans bileşenleri üzerindeki etkisi

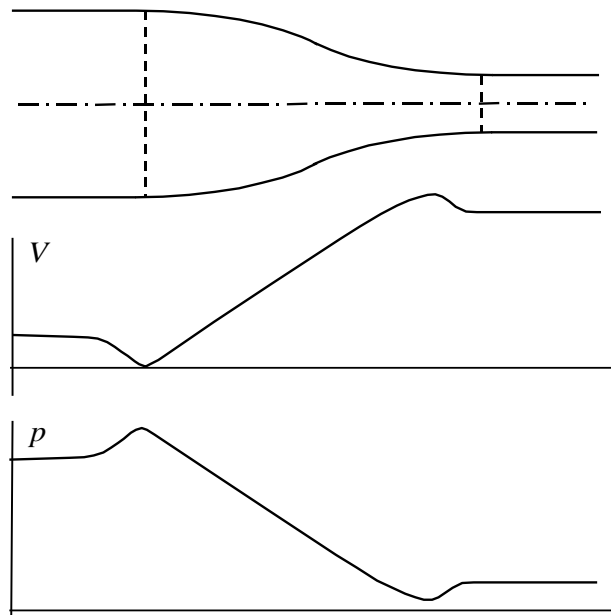
Kollektör daralma oranının gereğinden fazla artması, tünelin tüm ebatlarının büyümesine ve maliyetin artmasına neden olur.

3.3.2. Kollektör Duvarının Profili

Deney odası içerisindeki akımın hızını kollektörün daralma oranı ve kollektör girişindeki ortalama akım hız 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 3.7 de görülmektedir.



Şekil 3.7. Tipik bir kollektör duvarı boyunca hız ve basınç dağılımları

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 durum bu 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 and Pope, 1984, Mehta and 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); ilk önce kollektörün şekli belirlenir daha sonra da oluşan ters basınç gradyanlarının 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 (Mikhail and Rainbird, 1978). Bu dönemde yapılan çalışmaların büyük çoğunluğu kollektörlerdeki iki boyutlu veya eksenel sürtünmesiz sürekli akımın analitik metotlarla çözümüyle ilgilidir (Thwaites, 1946, Libby and Deiss, 1951, Morel, 1975). İki boyutlu çözümlerde ise hodograf veya konform dönüşüm metodlarının kullanıldığını görmek mümkündür. Yapılan bir çok çalışmada analitik çözümler yapılmıştır. Analitik çözümlerin zorluğundan dolayı da problemi kolaylaştırmak için kollektörün uzunluğunu sonsuz varsaymak gibi kabuller yapılmıştır (Sansar, 1992). 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. Daha sonraları kollektörün sonlu uzunluklu dizaynı ile ilgili çalışmalarda yapılmıştır (Downie, Jordinsen and Barnes, 1984, Batill and Hoffman, 1986, Su, 1991).

Kollektörün profil şeklini elde etmek için bazı ampirik bağıntılar da kullanılmaktadır. Bunlardan sık birisi Vitoshinskii formülüdür (Gorlin and Slezinger, 1966, s.30, Atlı ve Erim, 1985)

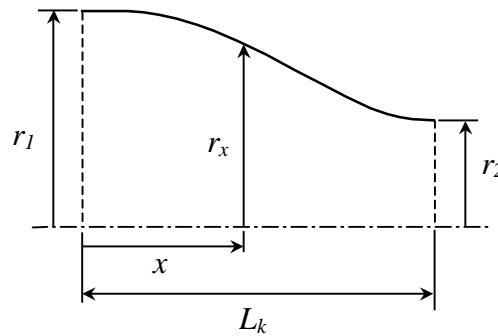
$$r(x) = \frac{r_2}{\sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2\right] \frac{(1 - 3x^2/a^2)^2}{(1 + 3x^2/a^2)^3}}} \quad (3.13)$$

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 (Şekil 3.8). a büyüklüğünün değeri ise $4r_2$ olarak alınmaktadır.

Kollektör duvar eğrisi için uygun sonuç veren bir diğer bağıntı da

$$r(x) = (r_1 - r_2) \left(\frac{l-x}{l}\right)^3 \left[2 - \left(\frac{l-x}{l}\right)\right] + r_2 \quad (3.14)$$

şeklindedir (Erim, Atlı, ve Kavsaoglu, 1980). Burada l kollektörün uzunluğudur.



Şekil 3.8. Kollektör duvar eğrisi için parametreler

3.3.3. Kollektörün Boyu

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 gradyantının küçük olmasını sağlamak için daha uzun kollektör tasarımı tercihi makul görülebilir. Ancak daha uzun kollektörün hem tünel boyunu ve maliyetini arttıracığını, 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 and Slezinger, 1966).

3.3.4. Kollektörün Kesit Şekli

Kollektör dik kesiti olarak en ideal şekil dairedir. Ancak imalatı genellikle zorluk yaratır. İmalat açısından en kolay kesit şekli kare olanıdır. 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 (Mehta, 1977).

3.4. Dinlenme Odası (Settling Chamber)

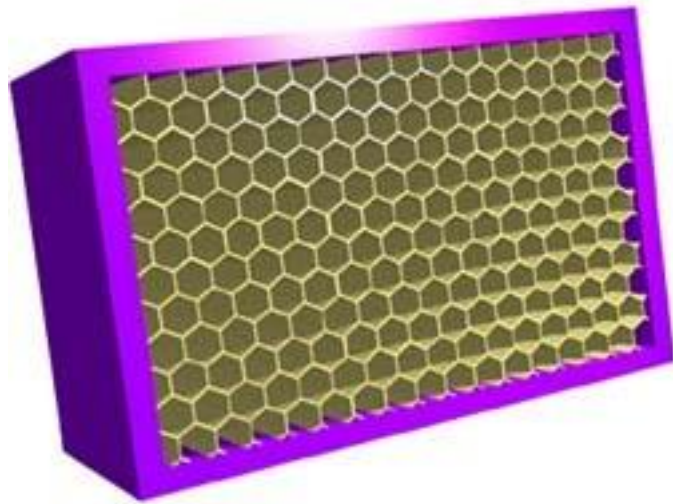
Dinlenme odası rüzgar tüneline kollektörden önce yer alan ve akımın kollektöre olabildiğince üniform-paralel halde ve düşük türbülanslı olarak girmesini sağlamak üzere yavaşlatıldığı bir kısımdır. Paralel duvarlı ve genel olarak genişliğine kıyasla boyu çok uzun olmayan bu kanal içerisinde akımı paralel 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, eleklerle 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.

3.4.1. Bal Peteği

Bel 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 bakımda tasarımı sırasında bütün bu hususların bir arada düşünülmesi gerekir. rnek bir bal peteği Şekil 3.9 da görülmektedir.

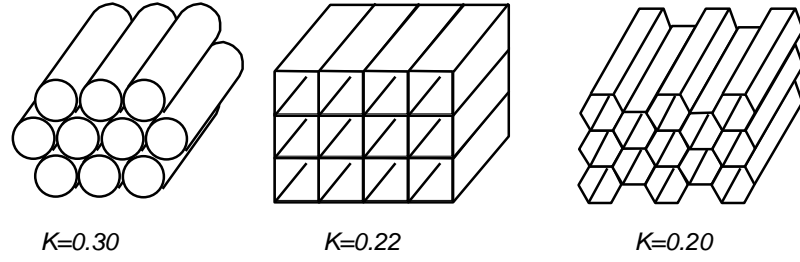


Şekil 3.9 Bal peteği

Bal petekleri, tünel eksenine göre akımdaki sapmaların 10 dereceyi aşmadığı hallerde etkindir. Bunun zerindeki aırlarla bal peteğine giren akım bal peteği yüzeyleri üzerinde ciddi ayrılmalara maruz kalabilir (Mehta and Bradshaw, 1979). Bu da bal peteğinin etkinliğinin azalması yanında, basınç kayıplarını da arttırır (Bradshaw, 1968). Bu durumla özellikle üflemeli 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 ayrıлма sorunuyla karşılaşılır. Ancak difüzör içerisinde elekler kullanılarak ayrıلمانın önüne geçilebilir. Ve böylece akımın bal

peteklerine geliş açısı azaltılabilir. Difüzördeki akımın geliş açısı 40° civarında ise basınç düşürme katsayısı, $K=1.5$ olan elekler kullanıldığı takdirde sapma açısını yüzde 70 oranında düşürmek mümkündür (Mehta and 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 3.10'da gösterilmiş olup bunların yol açtıkları basınç kaybı katsayıları şekil üzerinde belirtilmiştir.



Şekil 3.10: Bal peteği tipleri ve basınç kaybı katsayıları (Rae and Pope, 1984)

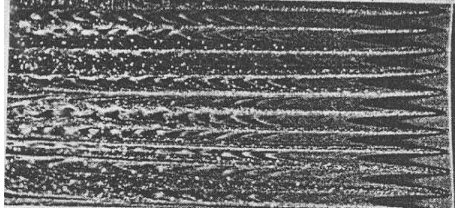
Yüksek performans istenen rüzgar tünellerinde ve rüzgar yüklerinin fazla olduğu büyük tünellerde alüminyumdan imal edilen bal petekleri tercih edilir (Mehta and Bradshaw, 1979). Ancak küçük tünellerde birbirine geçme yapılmış karton bal petekleri de kullanılabilir.

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 and Holder, 1952).

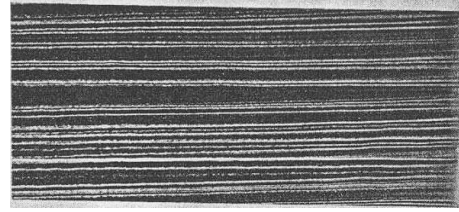
Türbülansın yanal doğrultudaki bileşenleri bal peteği hücrelerinde bastırılarak hayli küçültülebilir, hatta bal peteği hücre çapının 5-10 katı kadarlık bir mesafede tamamiyle yok edilebilir (Mehta and Bradshaw, 1979). Ancak, bal peteği yüzeylerinde de sınır tabaka oluşacağını ve bu şekilde türbülans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

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

Bal peteklerinin türbülans seviyesi üzerindeki etkileri Loehrke ve Nagib tarafından incelenmiş olup bal peteğinin hemen ardına bir elek yerleştirilmesi halinde bal peteğinin oluşturduğu türbülansın azaltılabileceği tespit edilmiştir. Şekil 3.11 de bir bal peteğinin gerisinde gerçekleştirilen akım görüntüleme deneylerine ait sonuçlar yer almaktadır (Loehrke and Nagib, 1976). Burada akım sağdan sola doğru akmakta olup birinci şekilde sadece bal peteği kullanılmış iken ikinci şekilde bal peteğinin ardında bir elek yer almıştır. Eleğin akımı düzeltici etkisi açık biçimde görülmektedir. Literatürde yer alan genel kanı da bal peteklerinin eleklerle kullanılmasının türbülansı azalttığı şeklindedir (Punkhurst and Holder, 1952).



a) Eleksiz hal

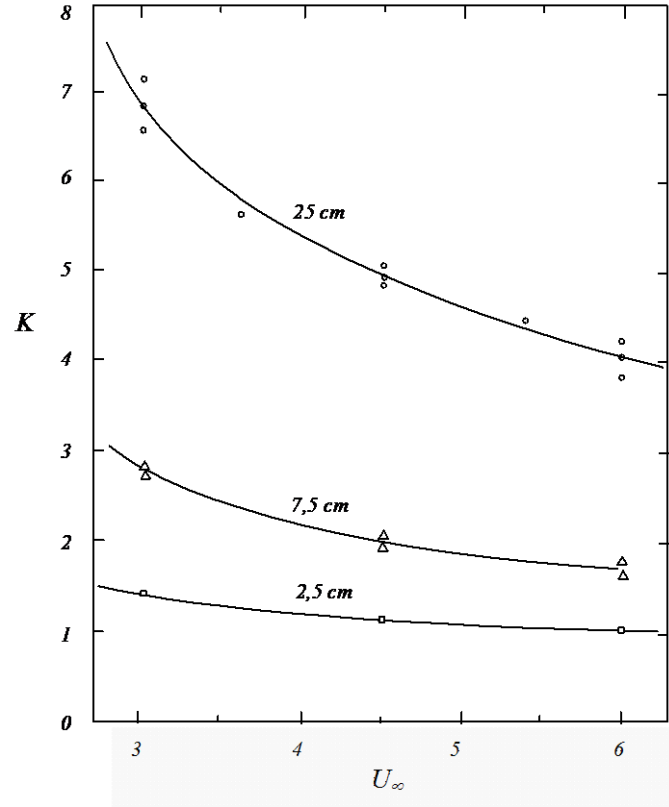


b) Elekli hal

Şekil 3.11 Bal peteğinin türbülans üzerindeki etkisi (Loehrke and Nagib, 1976)

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 and Bradshaw, 1979).

Bal peteği boyunun artmasının basınç kayıplarını da arttıracaklarını beklemek mümkündür. Değişik boylardaki bal peteklerinin basınç kayıp katsayılarının akım hızlarıyla değişimleri Şekil 3.12 de görülmektedir (Loehrke and Nagib, 1976)



Şekil 3.12 Değişik boylardaki bal peteklerinde basınç düşürme katsayısının serbest akım hızıyla değişimi

3.4.2. Elekler

Eleklerin kullanılmasının iki temel amacı vardır. Bunlardan birisi akımdaki uniformsuzlukların azaltılması, diğeri ise türbülansın azaltılmasına yardımcı olmaktır. Daha önce de belirtildiği gibi dinlenme odasına ve genellikle bal peteklerinin ardında bulunacak şekilde yerleştirilirler (Loehrke and Nagib, 1976, Rae and Pope, 1984, s.77). 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 uniformsuzlukların azaltılmasına bir katkıda bulunurlar. Bal peteklerinin yarattığı basınç kayıpları eleklerle kıyasla daha küçük olup, bunların aksel hız üzerindeki etkisi daha azdır (Rae and Pope, 1984, s.74).

Elekler akımdaki büyük ölçekli girdapların kırarak, çok sayıda küçük ölçekli girdapçıklara dönüşmesini sağlar. Böylece küçülen girdapçıklar kollektör boyunca viskozitenin etkisiyle daha çabuk yok edilebilir (Albayrak, 1984, s.46).

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 'ın altında ise elek ilave bir türbülans üretmez (Pankhurst and 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 birikirmez. 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 and Pope, 1984).

Elekler genellikle metal tellerden imal edilmektedir. Rüzgar yüklerinin çok fazla olmadığı durumlarda naylon ve polyester de kullanılmaktadır (Mehta and 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 and Bradshaw, 1979). Basınç düşürme katsayısı

$$K = f_1(\beta, Re, \theta) \quad (3.15)$$

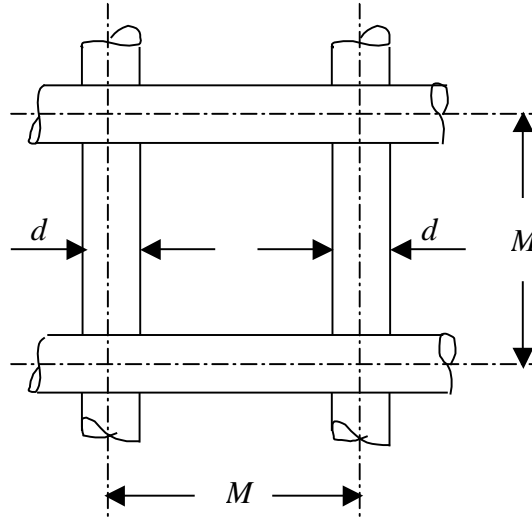
şeklinde β boşluk oranı, Re Reynolds sayısı ve θ akım geliş açısının bir fonksiyonudur. Akım saptırma açısı ise

$$\alpha = f_2(\beta, K, \theta) \quad (3.16)$$

şeklinde 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

$$\beta = \left(1 - \frac{d}{M}\right)^2 \quad (3.17)$$

şeklinde tanımlanır (Rae and Pope, 1984). Burada d tel çapı, M ise gözeneğin genişliğidir



Şekil 3.13 Boşluk Oranı

Türbülansın düşürülmesi açısından 0.57 nin üzerindeki boşluk oranları tavsiye edilmektedir. Daha küçük boşluk oranlarına sahip elekler deney odasında akım kararsızlığına neden olur (Rae and 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 ve 1968).

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

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

$$K = \frac{p_1 - p_2}{\rho V^2 / 2} \quad (3.18)$$

Burada p_1 elekten önceki, p_2 elekten sonraki basınç, V ise hızdır.

Basınç düşürme katsayısı ile β 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 Wieghardt tarafından verilen

$$K = 6.5 \left[\frac{1 - \beta}{\beta^2} \right] \left[\frac{Vd}{\beta v} \right] \quad \left(\frac{Vd}{\beta v} < 600 \right) \quad (3.19)$$

bağıntısı (Weighardt, 1953), ve Collar tarafından verilen,

$$K = 0.9 \left[\frac{1 - \beta}{\beta^2} \right] \quad \left(\frac{Vd}{\beta v} > 600 \right) \quad (3.20)$$

bağıntısıdır (Collar, 1939). Burada V akım hızı; d elek telinin çapı; v ise akışkanın kinematik viskozitesidir.

Basınç düşürme katsayısı ile ilgili bağıntılardan bir diğeri de De Vahl tarafından

$$K = K_0 + \frac{55,2}{Re_d}, \quad K_0 = \left(\frac{1 - 0,95\beta}{0,95\beta} \right)^2 \quad (3.21)$$

şeklinde verilmiştir (De Vahl, 1964). Burada Re_d elek telinin çapına bağlı Reynolds sayısıdır.

Eleklerin, deney odasına giren akımın aksel hız dağılımında bulunan üniformsuzlukları giderdiklerinden daha önce bahsedilmişti. Eleklerin bu etkinlikleri ile basınç düşürme katsayısı arasındaki ilişki için bir bağıntı Collar ve Barchelor tarafından

$$\frac{\Delta u_2}{\Delta u_1} = \frac{2 - K}{2 + K} \quad (3.23)$$

şeklinde geliştirilmiştir (Collar, 1939). Burada Δu_1 elekten önceki; Δu_2 ise elekten sonraki hız farklılıklarını belirtmektedir. Bu bağıntıya göre basınç düşürme katsayısının 2 olduğu eleklerde üniformsuzluk hemen hemen tamamiyle elimine edilmektedir. (Punkhurst and Holder, 1952, s.79).

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 üflemeli 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° civarındaki sapmaları yüzde yetmiş oranında azaltabilmektedir (Mehta and Bradshaw, 1979).

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

$$\alpha = A + \frac{B}{\sqrt{(1 + K)}} \quad (3.24)$$

şeklinde, ve θ 'nın daha büyük değerleri için de

$$\alpha_\theta = \frac{1}{\theta} \tan^{-1} \left\{ \tan\theta - \frac{\theta}{2} \sec^2\theta \left[C - \frac{D}{\sqrt{(1 + K_\theta)}} \right] (E + F\theta) \right\} \quad (3.25)$$

şeklinde hesaplanabilir. Burada geçen sabitlerin değerleri deneysel çalışmalarla $A=0.66$, $B=0.31$, $C=0.68$, $D=0.62$, $E=1.0$, ve $F=1.5$ olarak bulunmuştur (Mehta and Bradshaw, 1979). α akım saptırma katsayısı 0 ile 1 arasında değişmektedir (Rae and 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 and Bradshaw, 1979, Morel, T., 1975).

3.5. 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

$$d\left(\frac{V^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (3.26)$$

şeklinde 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.

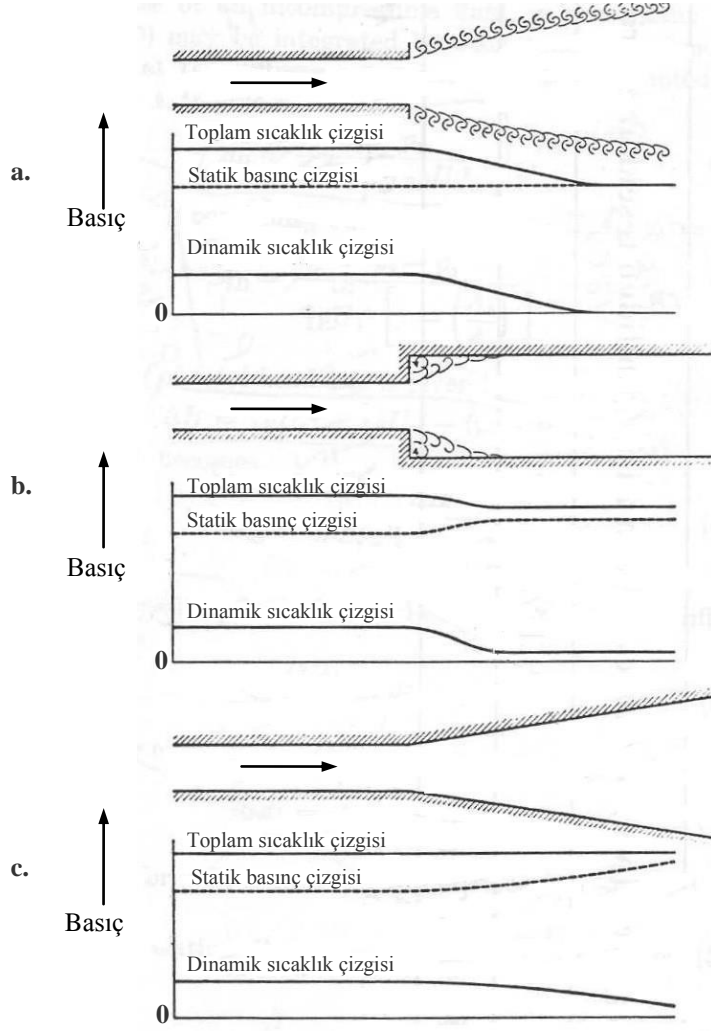
İdeal bir difüzörden beklenen, deney odasından çıkan akımı yavaşlatırken, kinetik enerjisinin hiçbir kayba neden olmaksızın basınç enerjisine dönüştürmesidir. Ancak bu mümkün değildir. Dolayısıyla tasarım probleminde hedef, kayıpların

minimum olmasını sağlayacak difüzör geometrisinin elde edilmesidir. Nitekim difüzör performansı, kinetik enerjiyi basınç enerjisine kayıpsız olarak dönüştürebilme kapasitesiyle ölçülür.

Şekil 3.14.a. da da görüleceği gibi 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. Şekil 3.14.b de ise bir önceki duruma göre daha iyi sonuçlar elde edilmesine rağmen deney odasından hemen sonra bir miktar kayıp olur; c' de ise deney odasından sonra yerleştirilen difüzör sayesinde söz konusu kayıplar büyük ölçüde azalmaktadır (Punkhurst and Holder, 1952, s.49-50).

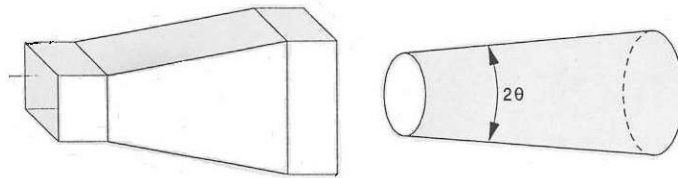
Öte yandan, sesaltı akımlarda oluşan bozuntuların akımın geliş yönünde de yayılabildiği hatırlanırsa difüzör içerisindeki akımda meydana gelebilecek herhangi bir bozulmanın deney odasındaki akım şartlarını da etkileyebileceği anlaşılır. Bu bakımdan da difüzörün çok dikkatli bir şekilde dizayn edilmesi 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 and Slezinger, 1966).



Şekil 3.14 Genişleyen kesitte basınç değişimi

Difüzörler genel olarak kanal biçiminde (kare veya dikdörtgen kesitli) ya da konik olarak tasarlanırlar (Şekil 3 15).



Şekil 3.15 Difüzör geometrisi (Japikse ve Baines, 1998)

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

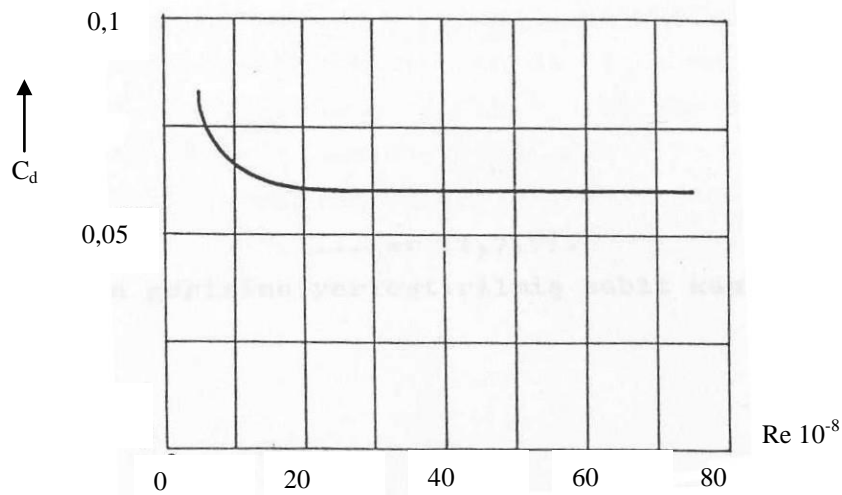
kesitinin alanı ile deney odasının çıkış kesiti alanı aynı olup, difüzörün çıkış kesitinin alanı, seçilen difüzör genişleme oranından hareketle

$$A_2 = n_d \cdot A_1 \quad (3.27)$$

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

Difüzör genişleme açısı için en ideal değer 7° olarak tavsiye edilmektedir (Gorlin and Slezinger, 1966, s.34, Punkhurst and Holder, 1952, s.56). Genişleme açısının 8° 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 3.16).



Şekil.3.16 Sürtünme katsayısının Re sayısına bağlı olarak değişimi(Gorlin and Slezinger, 1966)

Difüzörün uzunluğu, genişleme açısı ve genişleme oranı dikkate alınarak

$$L_d = \frac{D_{d2} - D_{d1}}{2 \tan(\theta_d/2)} \quad (3.28)$$

şeklinde hesaplanabilir (Gorlin and Slezinger, 1966, s.35). Burada L_d difüzörün uzunluğunu, θ_d genişleme açısını, D_{d1} giriş kesitinin, D_{d2} de çıkış kesitinin hidrolik çapını belirtmektedir.

Difüzörün verimini bulmak için çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Crocco, sıkıştırılamaz akışta difüzör verimini, difüzör boyunca her hangi bir noktada akışkanın birim kütlesi başına kinetik enerjisindeki azalma $-d(V^2/2)$ iken basınç enerjisindeki artışı, $\eta_d d(V^2/2)$ şeklinde difüzör verimine bağlayarak tanımlamıştır (Punkhurst and Holder, 1952). Buna göre kayıpların olmadığı ideal bir difüzör için iki kesit arasında daha önce de yazılan (3.26) - bir boyutlu hareket denklemi- nin benzeri kayıplı halde

$$\eta_d d\left(\frac{V^2}{2}\right) + \frac{dp}{\rho} = 0 \quad (3.29)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklem giriş ve çıkış kesitleri arasında integre edilerek

$$\eta_d \left(\frac{1}{2}(V_2^2 - V_1^2)\right) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} = 0 \quad (3.30)$$

veya yeni bir düzenleme ile

$$\eta_d = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2 \left[1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2\right]} \quad (3.31)$$

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;

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{A_1}{A_2} \quad (3.32)$$

olup, bu eşitlik yukarıda kullanılarak

$$\eta_d = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2}\rho V_1^2 \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right]} \quad (3.33)$$

elde edilir. Bu bağıntıya göre difüzörün verimini, kazanılan potansiyel enerjinin kinetik enerjiye oranı olarak tanımlamak mümkündür. Aynı denklem toplam ısı kaybı cinsinden de

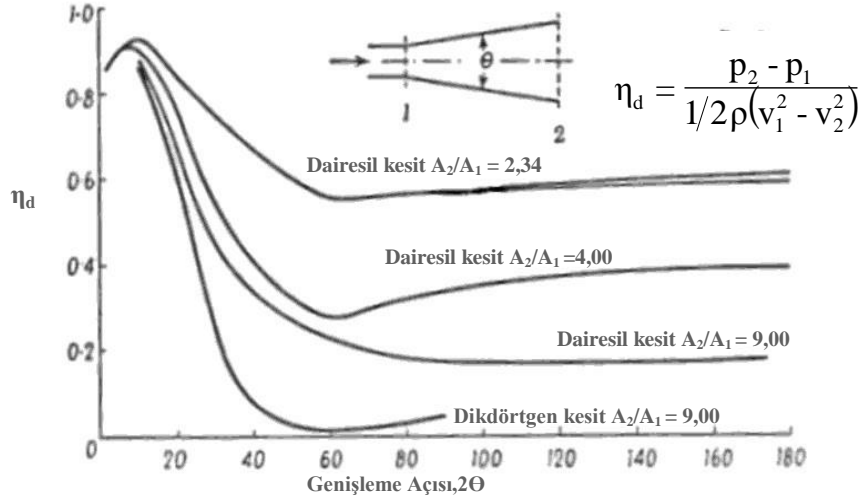
$$\eta_d = 1 - \frac{\Delta H}{\frac{1}{2}\rho V_1^2 \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right]} \quad (3.34)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada ΔH değeri,

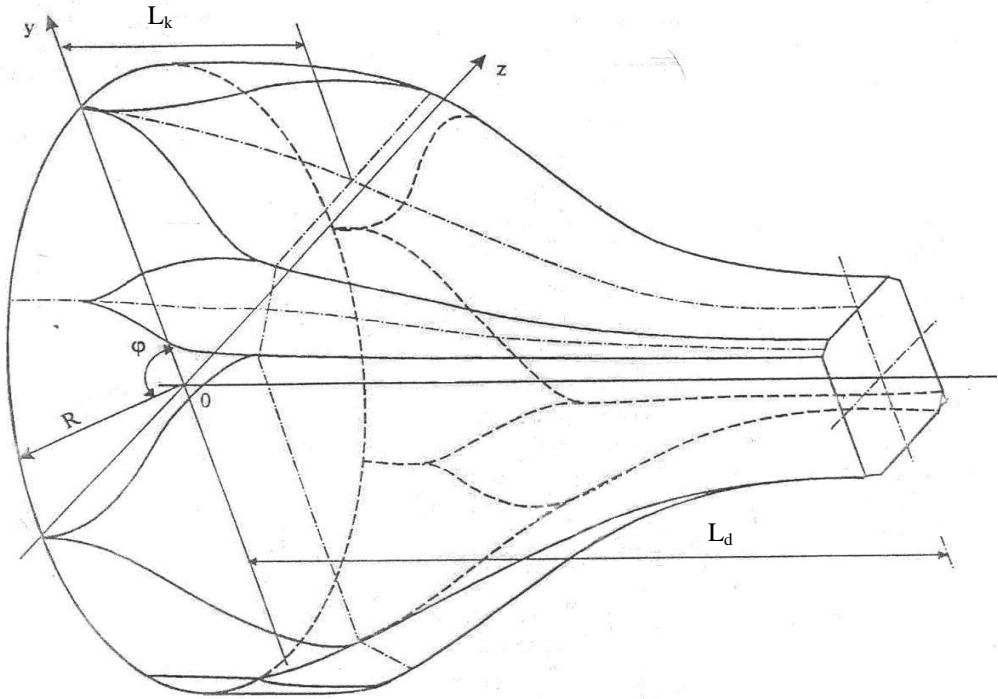
$$\Delta H = 1/2\rho(V_1^2 - V_2^2) - (p_2 - p_1) \quad (3.35)$$

şeklindedir.

Genişleme açısı ve oranının difüzör verimine etkisi Şekil.3.17'de gösterilmiştir (Punkhurst and Holder, 1952). Söz konusu şekilden de anlaşılacağı gibi genişleme açısının 5° den 7° ye yükseltilmesi durumunda difüzör verimi 0,9'a kadar artmaktadır.



Şekil.3.17. Genişleme açısına ve alanına bağlı olarak difüzör veriminin değişimi (Punkhurst and Holder, 1952)



Şekil.3.18 Dairesel kesite geçiş örneği

Emmeli tipteki açık devreli rüzgar tünellerinde difüzörün hemen ardında aksenel 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. Buna ilişkin bir çözüm Jaarsma (1996) tarafından geliştirilmiştir (Şekil 3.18)

4. ENERJİ KAYIPLARININ HESAPLANMASI

4.1. Giriş

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 en genel haliyle

$$\Delta P_i = K_i q_i \quad (4.1)$$

$$q_i = \frac{1}{2} \rho V_i^2 \quad (4.2)$$

bağıntısı yazılabilir; burada K_i tünelin her bir elemanındaki kayıp katsayısını, ΔP_i basınç değişimini, V_i hızı, q_i dinamik basıncı ifade etmektedir. (4.1) bağıntısında eşitliğin sağ tarafı deney odasındaki dinamik basınçla ($q_d = 1/2 \rho V_d^2$) 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,

$$\Delta P_i = K_i \frac{1/2\rho V_i^2}{1/2\rho V_d^2} Q_d \quad (4.3)$$

şeklinde ifade edilen (4.3) bağıntısını süreklilik denklemini kullanarak hızlarla kesit alanları arasında bulunacak bağıntı yardımıyla,

$$A_i V_i = A_d V_d \quad (4.4)$$

$$\frac{V_i}{V_d} = \frac{A_d}{A_i} \quad (4.5)$$

$$\Delta P_i = K_i \left(\frac{A_d}{A_i} \right)^2 Q_d \quad (4.6)$$

şeklinde düzenlemek mümkündür. (4.6) bağıntısı değişik şekillerde de yazılabilir. Örneğin kayıpların hesaplanacağı bölümdeki yerel sürtünme katsayısını c_f , aynı elemanın çevresini ζ , kayıp katsayısı hesaplanacak elemanın başlangıcından itibaren olan birim uzunluğu dx ile ifade etmek üzere kayıp katsayısını

$$K_i = \left(\frac{A_d}{A_i} \right)^2 \int c_f \frac{\zeta}{A_i} dx \quad (4.7)$$

bağıntı ile hesaplamak mümkündür.

Yerel sürtünme katsayısı c_f , Reynolds sayısına bağlı olarak ilgili tablolardan bulunabilir (Tablo 3.1). Bununla birlikte Mehta and Bradshaw (1979), c_f değerinin genellikle 0,003 olarak seçilmesini tavsiye etmektedirler.

4.2. Deney Odasındaki Kayıplar

Giriş bölümünde verilen (4.3) bağıntısı yardımıyla deney odasındaki kayıpları hesaplamak mümkündür. Aynı zamanda Gorlin and 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

$$D_h = \frac{2ab}{a + b} \quad (4.8)$$

şeklinde ifade edilebilir. Bu aşamadan sonra hidrolik çapa bağlı olarak Reynolds sayısının değeri

$$Re = \frac{D_h V}{\nu} \quad (4.9)$$

bilinen Re sayısı bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Yukarıdaki bağıntılar yardımıyla bulunacak hidrolik çapı da kullanarak deney odasında meydana gelen kayıplar (K_d),

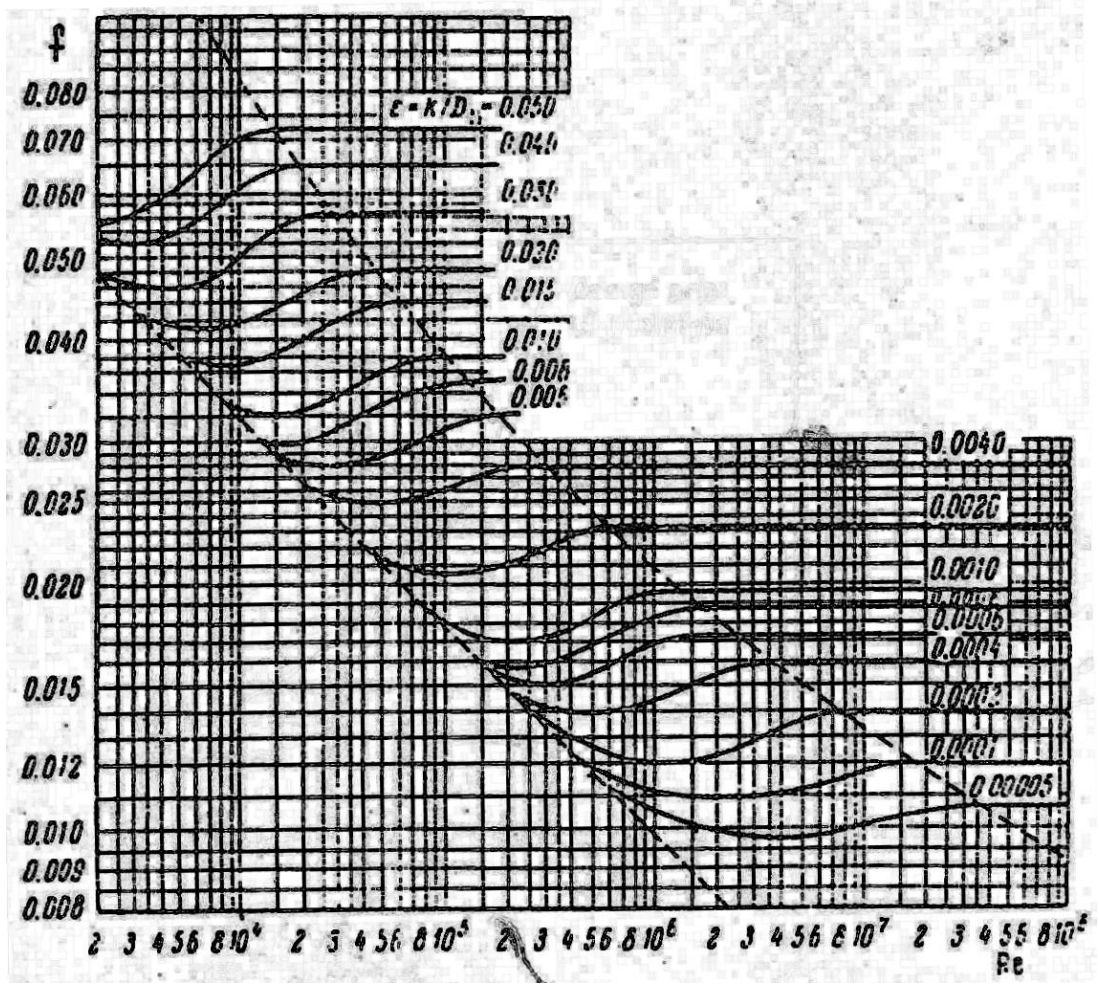
$$K_d = f \frac{L_d}{D_h} \quad (4.10)$$

şeklinde ifade edilen formülle hesaplanır. Burada L_d deney odasının uzunluğu, f ise sürtünmeden kaynaklanan dirençler olup, değeri (4.9) bağıntısıyla hesaplanan deney odasındaki Reynolds sayısına ve bağlı pürüzlülük değerine (ε) bağlı olarak Şekil 4.1 yardımıyla bulunur. Bağlı pürüzlülük değeri ise,

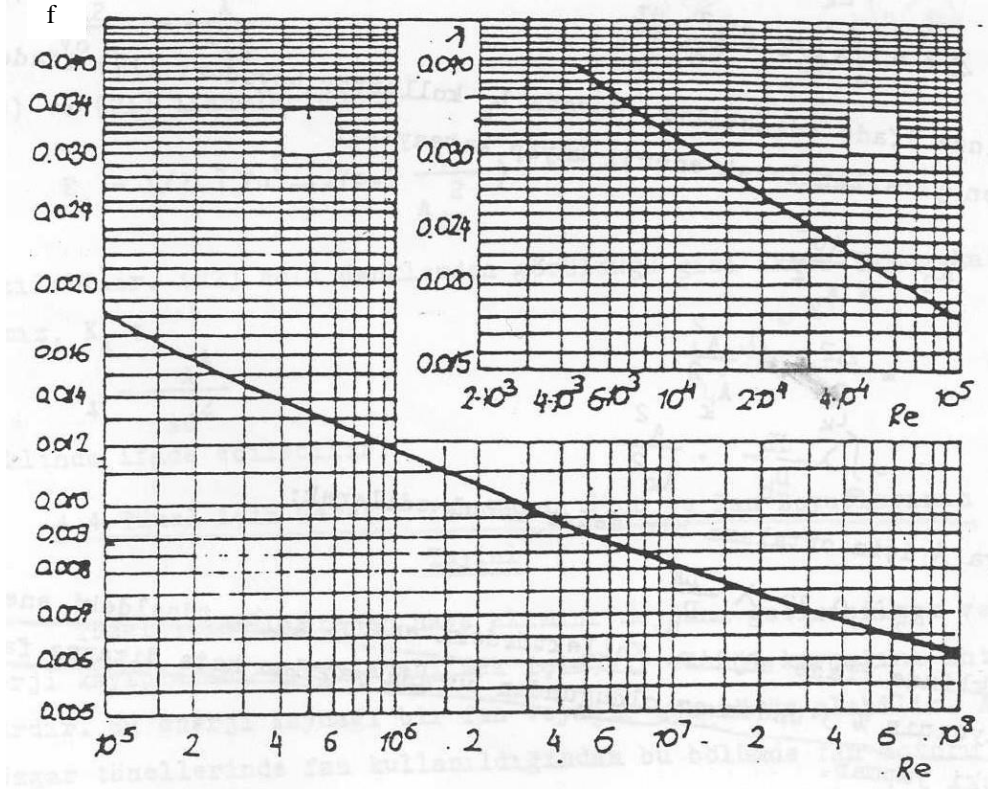
$$\varepsilon = \frac{k}{D_h} \quad (4.11)$$

şeklinde ifade edilen bir bağıntıyla bulunur. Burada k değeri imalatla kullanılan malzemenin cinsine göre değişir (Gorlin and Slezinger, 1966).

Ayrıca Şekil 4.2 yardımıyla da doğrudan Re sayısına bağlı olarak f değeri dolayısıyla deney odasındaki kayıpları bulmak mümkündür.



Şekil 4.1 Sürtünmeden kaynaklanan dirençlerin Re sayısına ve bağlı pürüzlülük değerine bağlı olarak değişimi



Şekil 4.2 Sürtünmeden kaynaklanan dirençlerin Re sayısına bağlı olarak değişimi

4.3. 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

$$K_k = \frac{4}{9} f \frac{L_k}{D_h} \frac{(n^{9/2} - 1)}{n^{5/2}(n - 1)} \quad (4.12)$$

şeklinde ifade edilebilir (Gorlin and Slezinger, 1966). Burada K_k kollektördeki kayıplar, f yüzey pürüzlülük faktörü, n_k kollektör daralma oranı, L_k kollektörün uzunluğu, D_h ise deney odasının girişindeki kesit alanının hidrolik çapıdır.

4.4. Elek ve Bal Peteklerindeki Kayıplar

Eleklerde meydana gelen kayıpları hesaplamak için Weighardt, K.E.G. (1953) tarafından geliştirilen ve

$$K_e = k \left[\frac{A_d}{A_e} \right]^2 \quad (4.13)$$

şeklinde ifade edilen bağıntıyı kullanmak mümkündür Burada K_e eleklerdeki kayıplar, A_d deney odasının girişindeki kesit alan, 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 (4.13) formülü kullanılarak kayıplar hesaplanabilir.

4.5. Dinlenme Odasındaki Kayıplar

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

4.6. Difüzördeki Kayıplar

Difüzöreki kayıpların başlıca sebebi akımın kinetik enerjisinin basınç enerjisine dönüşümü esnasında sınır tabaka kalınlığının artması sonucu akım ayrılmalarının 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,

$$K_d = (1 - \eta_d) \left[1 - \left(\frac{A_d}{A_c} \right) \right] \quad (4.14)$$

şeklindeki bağıntı yardımıyla hesaplanabilir (Mehta and Bradshaw, 1979). Burada η_d , (3.33) ve (3.34) 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 and Slezinger (1966)'e 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,

$$K_d = K_a + K_f \quad (4.15)$$

şeklinde tanımlanabilir. Burada K_d difüzördeki toplam kayıplar, K_a difüzörün genişleme açısına bağlı kayıplar, K_f ise sürtünmelerden kaynaklanan kayıplardır. Ayrıca difüzörün genişleme açısından kaynaklanan kayıplar,

$$K_a = \varphi_a k \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \quad (4.16)$$

bağıntısı kullanılarak hesaplanır. Bu formüldeki k değeri difüzör girişindeki hız dağılımındaki kararsızlığı (non-uniformity) düzeltme faktörü (Gorlin and Slezinger, 1966), A_1 ve A_2 difüzörün giriş ve çıkışındaki kesit alanlar φ_a ise difüzör genişleme açısına (α) bağlı bir ifade olup,

$$\varphi_a = 6,2 \left(\tan \frac{\alpha}{2} \right)^{5/4} \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilen bağıntıyla hesaplanır. Sürtünmeden kaynaklanan kayıpların (K_f) değeri ise,

$$K_f = \frac{f}{8} \left(1 - \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \frac{1}{\sin \alpha/2} \quad (4.18)$$

bağıntısıyla hesaplanır. (4.16), (4.17) ve (4.18) bağıntıları yardımıyla bulunan değerler (4.15)'de yerine konularak difüzördeki toplam kayıplar hesaplanabilir. Ayrıca, (4.18)'deki f değeri Şekil 4.1 ve-veya Şekil 4.2'den Re sayısına bağlı olarak bulunur.

Difüzördeki kayıpların hesaplanmasına yönelik Rae and Pope (1984) tarafından tavsiye edilen ve çok sık kullanılan bir diğer bağıntı da

$$K_d = \frac{f}{8 \tan(\alpha_d/2)} + 0,6 \tan \frac{\alpha_d}{2} \left(1 - \frac{A_{d1}^4}{A_{d2}^4} \right) \frac{A_0^4}{A_{d1}^4} \quad (4.19)$$

şeklinde tanımlanabilir. (4.19) eşitliği ile ifade edilen ve difüzördeki kayıpların hesaplanmasına yönelik bağıntıda geçen A_{d1} değeri difüzörün giriş kesit alanı, A_{d2} çıkış kesit alanı, A_0 deney odası giriş kesit alanı, α_d difüzör genişleme açısıdır.

4.7. 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 (λ) bulunması gerekir. Gorlin and Slezinger, 1966 tünel güç faktörünü, fan motorunun gücünün akışkanın deney odasındaki kinetik enerjisine oranı olarak tarif etmişlerdir. Yani λ tünel güç faktörünü, K_i tünelin her bir elemanındaki kayıpları, η_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

$$\lambda = \frac{\sum K_i}{\eta_f} = \frac{W}{1/2 \rho V_0^3 A_0} \quad (4.20)$$

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

5. RÜZGAR TÜNELLERİNDE KULLANILAN FANLAR

5.1. Giriş

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 konuların başında gelen, tünel elemanları boyunca enerji kayıplarını telafi etmek için gerekli güç,

$$E_k = \frac{1}{2} \rho V_0^2 (A V_0) \sum K_i \quad (5.1)$$

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

$$N_{f.m.} = E_k / \eta_f \quad (5.2)$$

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

$$Q_f \geq A \cdot V_0 \quad (5.3)$$

İkinci kriter ise fan pervane düzlemindeki en büyük teğetsel hızın 200 m/s'den küçük veya eşit olmasıdır. Öte yandan tünel hızının kontrol edilmesi fanın devir hızını değiştirmekle mümkündür. Fan pervanelerinin uç hızı (teğetsel hız) 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 (vibration) ve çırpıntı (flutter) meydana gelmemesi gerekir.

$$V_t = \omega_f \frac{D_f}{2} \leq 200 \text{ m/s} \quad (5.4)$$

$$\omega_f = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (5.5)$$

Burada D_f fan pervanesinin çapı (m/s), n motor devri ($dev./dk.$) ve ω_f fanın açısal hızıdır (rad/s).

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 5.1’de sunulmuştur.

Tablo 5.1. Fan palaları ile tünel duvarı arasındaki mesafe

Fan palalarının 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 motor 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.

5.2. Fanlar

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 aksenal (axial) (Şekil 2.5) ve radyal (santrifüj) (Şekil 2.6) 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 aksenal 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 and Holder, 1952).

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

$$P + \frac{1}{2}\rho V^2 = \text{sabit} \quad (5.6)$$

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + k \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2} \quad (5.7)$$

kayıplardan dolayı statik basınçta ΔP kadar bir düşme meydana geldiği görülür. Burada L difüzörün uzunluğu, Dh difüzörün hidrolik çapıdır; k kayıp katsayısının değeri ise,

$$k = \frac{P.A}{1/2\rho AV^2} = \frac{\Delta P}{q} \quad (5.8)$$

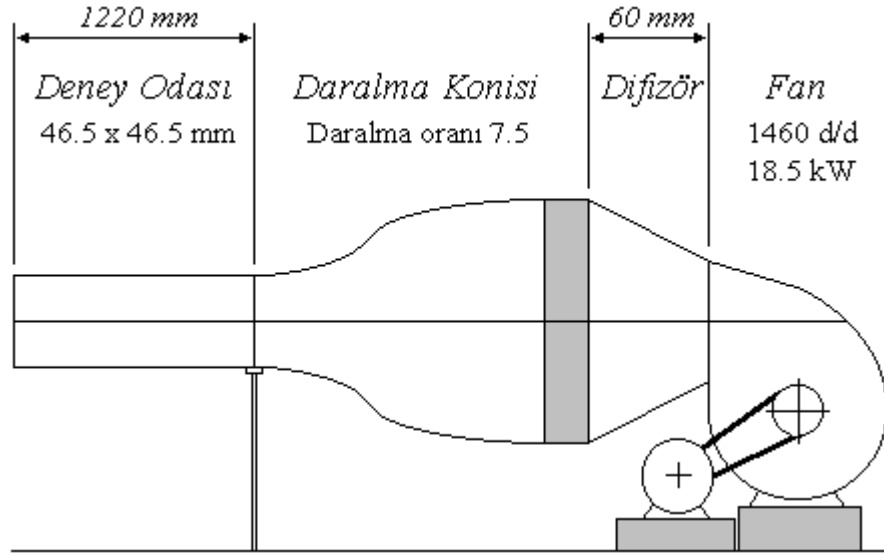
şeklinde ifade edilebilir. Üfleli tip (blower-type) rüzgar tünellerinde kullanılan ve tünelin giriş bölümüne yerleştirilen diğer bir fan da radyal tip fanlardır. Radyal fanlar düzgün hava akımı elde etme imkanı sağladıkları için türbülans seviyesinin düşük olmasının istendiği küçük ses altı rüzgar tünellerinde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

6. EMMELİ TİP SES ALTI RÜZGAR TÜNELİ TASARIMI

6.1. Giriş

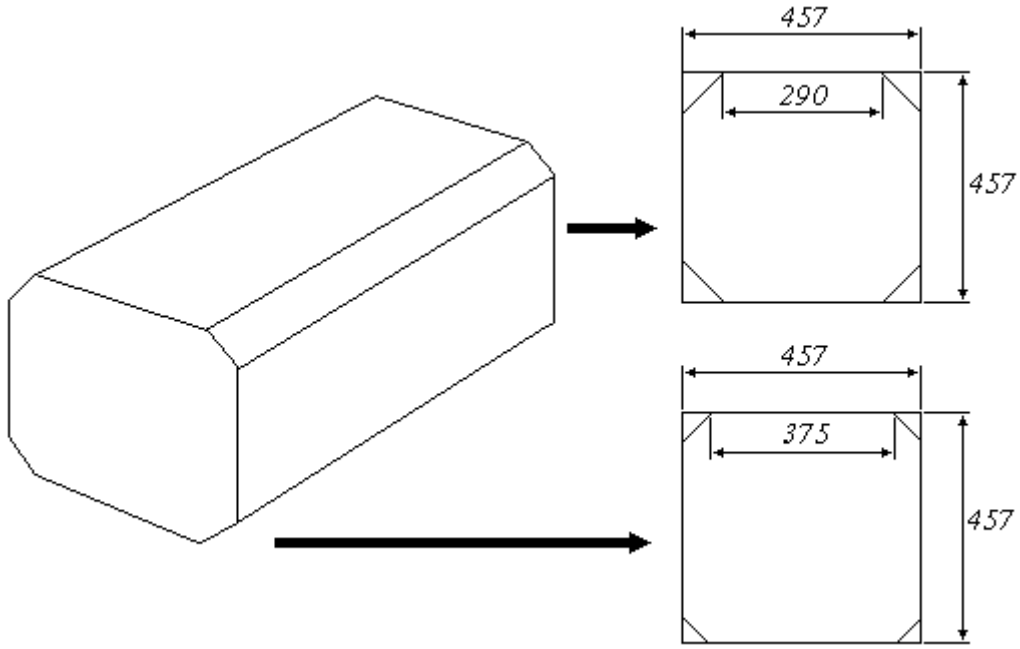
Hava Harp Okulu Aerodinamik Laboratuvarı'nda aşağıda hakkında genel bilgilerin verildiği sesaltı rüzgar tüneli oldukça eski olması ve okul bünyesinde kurulan Havacılık ve Uzay Teknolojileri Enstitüsü'nde (HUTEN) doktora ve araştırma çalışmalarının da ilerleyen zamanlarda artacağı da dikkate alınarak bir çok yönden ihtiyaca cevap veremeyeceği değerlendirilmektedir.

Hava Harp Okulu'ndaki tünelin ve deney odasının önemli fiziksel özellikleri Şekil 6.1 ve Şekil 6.2'de görülmektedir.



Şekil 6.1. Hava Harp Okulu'nda bulunan hava tünelinin şeması ve fiziksel özellikleri

Bu tünel açık çevrimlidir. Bir alternatif akım motoru ile tahrik edilen santrifüj özellikteki fan deney odasında azami 30 m/s lik hız temin etmektedir. Hava hızındaki değişiklikler, fanın emme yaptığı giriş kesitindeki düşey iki levhanın bir vida mekanizması ile hareket ettirilmesi ve debi değişikliği yaratılması ile sağlanmaktadır.



Şekil 6.2. Hava Harp Okulu'nda bulunan rüzgartüneline ait deney odası

Bu bölümde, Hava Harp Okulu'nda ilerki zamanlarda kurulması planlanan ses altı emmeli tip rüzgar tüneline ön projesini oluşturması düşünülen bir rüzgar tüneli tasarımı yapılmıştır.

Hava Harp Okulu'nun bulunduğu yer deniz seviyesinden birkaç metre yüksekliktedir. Hava Harp Okulu Aerodinamik Laboratuvarı'nda yapılan ölçümlerde ve hesaplamalarda sıcaklık ve basınç değerlerinin standart deniz seviyesi atmosfer koşulları ile ihmal edilebilecek kadar az farklı çıkmıştır. Bu nedenle tasarlanan rüzgar tüneline ait hesaplamalarda standart deniz seviyesindeki atmosfer koşulları baz alınacaktır. Bunlar;

$$P_0 = 760 \text{ mm HgS} = 101325 \text{ Pa}$$

$$T_0 = 288,16 \text{ }^\circ\text{K} \text{ (} t = 15 \text{ }^\circ\text{C)}$$

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

$$g = 9,81 \text{ m/sn}^2$$

$$\mu_0 = 1,784 \times 10^{-5} \text{ kg/m.sn}$$

Bu değerler baz alınarak ρ değeri aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanmıştır.

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (6.1)$$

P , R ve T 'nin standart atmosfer koşulları için bilinen değerleri kullanılarak ρ değeri $1,2251 \text{ kg/m}^3$ olarak bulunmuştur. Ayrıca tünel tasarlanırken akımın sıkıştırılmaz olduğu kabul edilecektir.

6.2. Rüzgar Tüneli Elemanlarının Tasarımı

6.2.1. Deney Odasının Tasarımı

Hava Harp Okulu'nda halihazırda kullanılan ses altı rüzgar tünelinden bir önceki bölümde bahsedildi. Ayrıca tasarımı planlanan rüzgar tünelinin dizaynı esnasında da yine aynı bölümde bahsedilen standart atmosfer koşulları göz önünde bulundurularak hesaplamalar yapıldı.

Tasarlanan ses altı rüzgar tünelinin deney odasının kesit şekli kare formda ve giriş kesitinin ebatları $1 \text{ m} \times 1 \text{ m}$. olacak şekilde seçildi. Bu ebatlarda tasarlanan deney odası, bölüm 3.2'de bahsedildiği üzere 0,6 ile 1,7 arasında olan genişlik/yükseklik oranının limitleri içerisindedir.

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 $1 \text{ m} \times 1 \text{ m}$ olan giriş kesitinin ebatları baz alınarak $3,5 \text{ m}$.olarak seçildi.

Deney odasında sınır tabaka kalınlaşmasının olumsuz etkilerini ortadan kaldırmak için akım boyunca deney odasının duvarları belli bir açıyla genişletilerek imal edildi. 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 and Slezinger, 1966, Albayrak, 1984, Rae and Pope, 1984). Yaygın kullanım şekliyle deney odasının genişleme oranı $0,5^{0^{\circ}}$ ye kadar

olabilmektedir (Rae and 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 yerleştirildi. Üçgen şeklindeki bu köşebentler aynı zamanda deney odası boyunca akımın kenarlarda yumuşak bir hareketine imkan tanıdığı için bu bölgelerdeki akım bozulmalarını da azaltmaktadır. Deney odasının duvarlarının genişleme açısı ve yerleştirilen köşebentleri ebatları yukarıda bahsedilen Re sayısına ait limitler göz önüne alınarak aşağıdaki gibi belirlendi.

Hava Harp Okulu Havacılık Mühendisliği Bölümü Aerodinamik Ana Bilim Dalı'nda görevli Öğretim Elemanlarıyla yapılan görüşmeler neticesinde mevcut tünelde yaptıkları deneyler ile yapmayı planladıkları deneylere ait föyler de dikkate alınarak tasarlanan ses altı rüzgar tünelinin deney odasındaki hız $60 m/sn$ seçilmiş ve standart atmosfer şartlarında Bölüm 6.1'de verilen değerler kullanılarak Re sayısı aşağıdaki gibi bulunmuştur.

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} = \frac{1,2251 \cdot 60 \cdot 1}{1,714 \times 10^{-5}} = 4,3 \cdot 10^6$$

Bulunan Re sayısı ile ilgili olarak yukarıda da bahsedilen kriterler dikkate alınarak akımın ayrılma (genişleme) açısı, α_d , $0,5^\circ$ seçildi. Ardından köşebentlerin yerleştirilmesiyle deney odasının çıkışında ne kadar bir alan genişlemesi yapılacağı hesaplandı. D_ζ deney odasının çıkış, D_g giriş ($1 m^2$) kesit alanı, L_d deney odasının boyu olmak üzere deney odasının çıkış kesit alanı bulundu.

$$\tan \alpha_d = \frac{D_\zeta - D_g}{2L_d} \quad (6.2)$$

$$\tan 0,5 = \frac{D_\zeta - 1}{2 \cdot 3,5}$$

Yukarıdaki bağıntı kullanılarak köşebentlerin deney odasına yerleştirilebilmesi için deney odasının çıkış kesitinin boyu (D_ζ) $1,06m$ olarak hesaplandı. Bu yolla kesit şekli ikizkenar dik üçgen olan köşebentlerin ebatları $0,03 m \times 0,03 m$ olarak belirlendi.

6.2.2. 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.

Kollektörün dizaynına öncelikle daralma oranının (n) tespit edilmesi ile başlandı. Daralma oranı 6,25 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 odasının girişindeki kesit alanıdır. Bu noktadan hareketle (3.8) bağıntısı kullanılarak kollektörün giriş kesit alanı ve ebatları bulundu:

$$n = \frac{V_2}{V_1} = \frac{A_1}{A_2} = \frac{A_1}{1} = 6,25$$

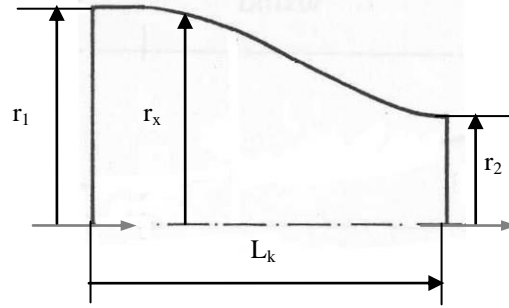
Buna göre Kollektörün giriş kesitinin alanı $A_1 = 6,25 \text{ m}^2$, ebatları ise $2,5 \text{ m} \times 2,5 \text{ m}$. (kollektörün kesit alanı kare formdadır). Öte yandan kollektörün çıkış hızı (V_2) ile deney odasının girişindeki hız eşittir. Buradan hareketle (3.7) bağıntısı yardımıyla kollektör girişindeki hız (V_1) değeri de bulundu;

$$V_1 = \frac{V_2}{n} = 60/6,25 = 9,6 \text{ m/sn}$$

Kollektörün boyu , genellikle çıkış kesit alanının 1,5-2 katı arasında bir değer olabilir Bu çalışmada kollektörün boyu $1,8 \text{ m}$ olarak belirlendi. Zira daha uzun kollektör hem sınır tabaka kalınlığını, tünelin boyunu ve maliyetini arttırmakla beraber hem de Bölüm 3.3'de belirtilen dizayn kriterlerinden dolayı pek de mantıklı bir seçim olmayacaktır.

Deney odasında arzu edilen akım şartlarının elde edilebilmesi ve kollektör çıkışında akım hızının üniform, dolayısıyla türbülans seviyesinin düşük olması amacıyla kollektörün yüzey profilinin şeklinin iyi belirlenmesi gerekir. Kollektör duvarının profil şeklini belirlemek için Bölüm 3.3'de verilen (3.14) bağıntısı kullanılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Turbo Pascal programlama dilinde yazılan program bu programla elde edilen koordinatlar kullanılarak elde edilen profil ve sonuçları Ekler bölümünde sunulmuştur.



Şekil 6.3 Kollektör

Kollektörün iç yüzeylerin eğimi akımın yan yüzeylere çarparak yüzeylerden ayrılmasına neden olmayacak değerde olmalıdır. Bu eğim kollektör yüzeyinin hiçbir yerinde 45° yi geçmemelidir. Yüzeylerin eğimini hesaplamak için aşağıdaki bağıntıdan yararlanıldı. Burada r_{k1} kollektörün giriş, r_{k2} çıkış kesitinin yarısı, L_k boyudur.

$$\text{Tan}\left(\frac{d_k}{2}\right) = \frac{r_{k1} - r_{k2}}{L_k} \quad (6.3)$$

$$\text{Tan}\left(\frac{d_k}{2}\right) = \frac{2,5 - 1}{2.1,8} = 0,41$$

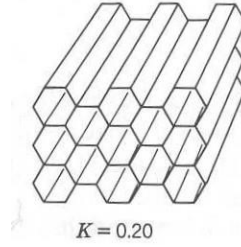
$d_k = 44,6^\circ$ olarak hesaplanır.

Görüldüğü gibi kollektör iç yüzeylerinin eğimi d_k (daralma açısı) 45 dereceyi geçmemektedir. Bu da boyutların doğru seçildiğini göstermektedir.

6.2.3 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 3.5.2 bahsedildiği gibi bu konuda yapılan çalışmalar, hücrelerin uzunluğu çapının 6-8 katı civarında olduğu zaman türbülansın yanal doğrultudaki bileşenlerinin engellenmesinin mümkün olduğunu göstermiştir. Bu çalışmada kayıp katsayısı oldukça düşük olan ($k = 0,20$) altıgen kesit alanına sahip bal peteğinin kullanılması uygun görülmüştür (Şekil 6.4). Ayrıca dinlenme odasının $2,5 m \times 2,5 m$ olan ebatları da göz önüne alınarak toplam hücre sayısının 25000 civarında olması için (Mehta and Bradshaw, 1979) her bir hücrenin kenar uzunluğu $9,8 mm$, hidrolik çapı $17 mm$ olarak hesaplandı. Buna göre peteğin uzunluğu da 6 katı, yani $102 mm$ olarak belirlenmiştir.



Şekil 6.4. Bal Peteği

Bu özelliklerde bir bal peteğinin elde edilmesinin zor olacağı da değerlendirilerek boru tipi peteklerin de kullanılabileceği düşünülmüştür. Boru tipi petek kullanılması durumunda ise hücre çapı $8,9 mm$, uzunluğu da $53,5 mm$ olarak hesaplandı.

6.2.4 Elek Tasarımı

Eleklerin tasarımında boşluk oranının iyi belirlenmesi gerektiği daha önceden Bölüm 3.4'de ayrıntılı olarak belirtilmiştir. Buna göre deney odası boyunca sınır tabaka kalınlığının farklı noktalarda farklı değişim göstermesi, elekler dizayn edilirken boşluk oranının (β) 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

3.4'teki şekil 3.8'de görmek mümkündür. (3.17) 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 $8,7 \text{ mm}$. boş alan ise $44,9 \text{ mm}^2$ olarak bulunur.

6.2.5 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 and Bradshaw, 1979, Morel, T., 1975). 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 and 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 $2,5 \text{ m}$ olduğu dikkate alınarak elek ile kollektör arasındaki mesafe $0,5 \text{ m}$ ($0,2 \times 2,5 \text{ m}$) 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 $0,4 \text{ m}$ ($0,16 \times 2,5 \text{ m}$) olarak belirlendi. Dinlenme odasının toplam uzunluğu ise giriş çapının $0,5$ katı, yani $1,25 \text{ m}$ ($0,5 \times 2,5 \text{ m}$) olarak belirlendi.

6.2.6 Difüzör Tasarımı

İlk aşama olarak difüzör genişleme oranı belirlendi. 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 6,25 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 $1,06 m \times 1,06 m (1,12 m^2)$ alınarak difüzörün çıkış kesit alanı $7 m^2$ (dairesel) olarak bulundu. Difüzörün çıkış kesitinin dairesel formda olduğunu da hesaba katarak çapı $3 m$ 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 and Slezinger, 1966 p.35). Difüzör genişleme açısı $7-8 derece$ civarında maksimum verim elde edilir. Bu dereceden sonra cidarlarda akım ayrılmaları meydana gelir. Bununla birlikte (Punkhurst and Holder, 1952 p.56) 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 $4,84m^2$ (bir kenarı $2,2m$) olduğu bölümüne giriş kesiti kare çıkış kesiti (fan bölümü) daire olan bir adaptör yerleştirilerek bu geçiş sağlanmıştır. Bunun için difüzör boyu L_{d1} ve L_{d2} olmak üzere (3.28) bağıntısı kullanılarak;

$$\tan 3,5 = \frac{2,2 - 1,06}{2L_{d1}}$$

$$L_{d1} = 9,5 \text{ m} \quad (\text{Kare kesitli difüzörün boyu})$$

olacak şekilde kare kesitli difüzörün boyu hesaplanmıştır.

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

$$4,84 = \pi (D_{d1}/2)^2$$

$$D_{d1} = 2,48 \text{ m}$$

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

$$D_{d2} = 3 \text{ m}$$

$$\tan 3,5 = \frac{3 - 2,48}{2L_{d2}}$$

$$L_{d2} = 4,3 \text{ m} \quad (\text{Dairesel kesitli difüzörün boyu})$$

şeklinde dairesel kesitli difüzörün boyunu hesaplamak mümkündür. Bu durumda difüzörün toplam boyu $13,8 \text{ m}$ 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 3.7'de ifade edildiği üzere difüzörün verimi de (3.31) ve/veya (3.33) 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 $9,7 \text{ m/sn}$, P_2

101323,8 Pa, olarak bulunmuştur: deney odasındaki hız, V_1 60 m/sn, kesit alan da $1m^2$ olduğuna göre difüzör verimi η_d 0,99 olarak hesaplandı.

6.2.7 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 250x80cm 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 saç kullanılarak imal edilmesi uygun görülmüştür.

6.3 Tasarlanan Rüzgar Tüneli İçin Enerji Kayıplarının Hesabı

6.3.1 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 $4,3 \times 10^6$ olarak hesaplanmıştı. Şekil 4.2'den Re 'ye bağlı olarak f değeri (sürtünmeden kaynaklanan dirençler) 0,0093 olarak bulunur. Ayrıca aynı f değerini Re sayısına ve pürüzlülük değeri ε 'a bağlı olarak Şekil 4.1'den de bulmak mümkündür. Deney odasının yapıldığı malzeme olan kontroplak için k değeri 0,1 mm olmak üzere (4.11) bağıntısı yardımıyla;

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

$\varepsilon = 1 \times 10^{-4}$ ve $Re = 4,3 \times 10^6$ değerlerine bağlı olarak Şekil 4.1 kullanılarak f değeri yine 0,0093 olarak bulunur.

K_1 deney odasındaki kayıplar olmak üzere (4.10) bağıntısı kullanılarak

$$K_1 = f \frac{L_{do}}{D_h} = 0,0093 \frac{3,5}{1}$$

$K_1 = 0,03255$ olarak hesaplanır.

6.3.2 Kollektördeki Enerji Kayıplarının Hesabı

Kollektördeki kayıplar (4.12) bağıntıyla bulunur. Bu formülde n kollektör daralma oranı olmak üzere;

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

$$K_2 = \frac{4}{9} 0,0093 \frac{1,8}{2,5} \frac{6,25^{9/2} - 1}{6,25^{5/2}(6,25-1)}$$

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

6.3.3 Elek ve Bal Peteklerindeki Enerji Kayıplarının Hesaplanması

Elek ve bal peteklerindeki kayıplar (4.13) 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_{do} deney odasının A_e eleğin yerleştirildiği dinlenme odasının kesit alanı olmak üzere;

$$K_3 = k \left[\frac{A_{do}}{A_e} \right]^2 = 1,5 \left[\frac{1}{6,25} \right]^2$$

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

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

$K_4 = 0,032$ olarak hesaplanır.

6.3.4 Dinlenme Odasındaki Kayıpların hesaplanması

Dinlenme odasındaki kayıplar ihmal edilecek kadar az olduğu için hesaplanmadı.

6.3.5 Difüzördeki Enerji Kayıplarının Hesaplanması

Difüzördeki enerji kayıpları birkaç yöntemle bulunabileceği gibi bu çalışmada (4.19) 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,

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

$$K_5 = \frac{0,093}{8 \tan\left(\frac{7}{2}\right)} + 0,6 \tan\left(\frac{7}{2}\right) \left(1 - \frac{1,12^4}{7^4}\right) \frac{1}{1,12^4}$$

$K_5 = 0,042$ olarak hesaplanır.

6.3.6 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 6.1'de gösterilmiştir

Tablo 6.1. Rüzgar tünelinin her bir elemanında meydana gelen kayıplar

TÜNELİN BÖLÜMLERİ	KAYIPLAR
Denev 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 enerji kaybı hesaplanır. Toplam kinetik enerji, (5.1) bağıntısı aşağıdaki gibi düzenlenip bilinen değerler yerine konulursa;

$$E_k = \left(\frac{1}{2}\right) \rho V_0^3 A_0 K_t \quad (6.4)$$

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

$E_k = 26462,16w = 26,46kw$ olarak hesaplanır. Tüneldeki toplam kaybın ne kadar basınç düşüşüne denk geldiğini de hesaplamak gerekirse (4.3) bağıntısı düzenlenerek;

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho V_0^2 K_t \quad (6.5)$$

$$\Delta P = \frac{1}{2} (1,2251) \cdot 60^2 \cdot (0,20)$$

$$\Delta P = 441 \text{ Pa}$$

olacak şekilde bulunur. Aynı değer *mmSS* cinsinden hesaplanırsa;

$$\Delta P = \rho_{su} \cdot g \cdot \Delta h_{su} \quad (6.6)$$

bağıntısı kullanılarak;

$$\Delta h_{su} = 441 / (1.9,81)$$

$$\Delta h_{su} = 44,9 \text{ mmSS}$$

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

$$Q_f = A_0 \cdot V_0 \quad (6.7)$$

$$Q_f = 1.60 = 60 \text{ m}^3/\text{sn} = 60 \text{ m}^3/\text{sn} \cdot 3600 = 216000 \text{ m}^3/\text{sa}$$

olarak hesaplanır. Piyasada fan imalatı ve/veya pazarlamasını yapan şirketlerin yayımladığı tablolardan bakılarak $44,9 \text{ mmSS}$ basınç kaybı ve $216000 \text{ m}^3/\text{sa}$ debi değerleri için eksenel fan seçilebilir.

Süreklilik denkleminde hareketle fanın emiş hızı da

$$A_0 \cdot V_0 = A_{d2} V_f \quad (6.8)$$

$$1.60 = 7 \cdot V_f \text{ ise}$$

$$V_f = 8,57 \text{ m/sn}.$$

şeklinde hesaplanır. Bundan sonraki aşmada fan dinamik basıncı (P_d), toplam basınç ($P_t = \Delta h_{su}$) ve statik basınç (P_s) hesaplanabilir;

$$P_d = \frac{1}{2g} \rho V_f^2 \quad (6.9)$$

$$P_d = \frac{1}{2 \cdot (9,81)} (1,2251) \cdot (8,57)^2$$

$$P_d = 4,58 \text{ mmSS}$$

$$P_t = \frac{1}{2g} \rho V_0^2 K_t = \Delta h_{su} \quad (6.10)$$

$$P_t = \Delta h_{su} = 44,9 \text{ mmSS}$$

$$P_s = P_t - P_d$$

$$P_s = 44,9 - 4,58$$

$$P_s = 40,32 \text{ mmSS}$$

Artık bu aşamdan sonra fan seçiminde dikkate alınması gereken kriterlere göre hesaplamalar yapılarak ihtiyaç duyulan fanın diğer özellikleride 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 $60 \text{ m}^3/\text{sn}$ olarak yani deny odasındaki debiye eşit olacak şekilde hesaplandı).

ii. Fan palaları arasındaki hız 200 m/sn veya daha az olmalıydı. U_t fan palaları arasındaki teğetsel hız, W_f fan açılmal hızı, D_f fan pala çapı, n motor devri olmak üzere (5.4) bağıntısı ile belirtilen şartlar

$$U_t = W_f \frac{D_f}{2} \leq 200 \text{ m/sn}$$

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

sağlanmalıdır. Ayrıca biliyoruz ki fan pala uçları ile tünel duvarı arasındaki mesafe mümkün olduğunca küçük olmalı (Tablo 6.1). Fanın yerleştirileceği difüzör çıkış kesitinin çapı 3 m idi. Tablo 5.1’de verilen bilgilere göre söz konusu mesafe 25 mm olarak alınabilir. Bu durumda fan pala çapı (D_f) 2,95 m olarak alınabilir. Ayrıca motor devri de 1200 dev/dk seçilirse,

$$U_t = \frac{2\pi \cdot 1200}{60} \frac{(2,95)}{2} = 186,26 \text{ m/sn} \leq 200 \text{ m/sn}$$

şartı da sağlanmış olur.

7. SONUÇ

Bu çalışmada rüzgar tünelleri tiplerinden ve genel tasarım esaslarından bahsedildikten sonra bu kriterlere uygun örnek bir emmeli tip rüzgar tüneli tasarımı yapılmıştır. Dizayn edilen tünelin Eskişehir 1 nci Hava İkmal Bakım Merkezi Komutanlığı'nda imalatı ile ilgili daha önceden Hava Harp Okulu Dekanı ile yapılan görüşmeler neticesinde projenin ortaya çıkmasıyla imalat teklifinde bulunulmasının uygun olacağına karar verilmiştir.

Tünelin imalatında kullanılacak elek ve bal peteklerinin daha önceden başka bir tünelde test edilmesi doğru bir çalışma olacaktır. Böylece değişik kesit alan şeklinde ve farklı uzunluklarda bal peteklerinin deney odasındaki akım üniformluğuna katkıları da denenmiş olur.

Öte yandan tünel tasarımında çok büyük öneme sahip olan kollektör dizaynı için ideal bir yaklaşım olan ve üçüncü bölümde de bahsedilen üç boyutlu kollektör tasarımı da yapılabilir. Böylece deney odasına giren akımın daha üniform özelliklere sahip olması sağlanır.

Yapılan bu çalışmada deney odasını çıkış kesitinin alanı kare formda olduğu da dikkate alınarak difüzör de kare kesitli kanal olarak tasarlanmış, bir bölümünden sonra da fanın yerleştirileceği yerin kesit alanı ile uyum sağlaması zorunluluğundan dolayı dairesel kesite geçiş yapılmıştır. Ancak bu tür bir difüzörün imalatı zor olduğu için çok dikkatli olmak gerekir, zira bu aşamada yapılacak en ufak bir hata difüzördeki kayıpların artmasına ve deney odasındaki akım kalitesinin bozulmasına neden olacaktır. Bu nedenle alternatif olarak, tünelin imalatından önce kare kesitten dairesel kesite geçiş ile alakalı yapılan çalışmalardan (Atılğan, M. And Calvert, J.R., 1980, s.25-27) yararlanarak başka bir difüzör dizaynı yapmanın faydalı olacağı değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR

- Albayrak, K.**, 1984. Investigation of the Boundary Layer Transition, the Turbulent Boundary Layer Development and the Recovery Length of the Turbulent Boundary Layer Behind Three Dimensional Roughness-Elements, *Doktora Tezi*, METU (ODTÜ), Ankara.
- Anderson, J.D.**, 1989. Introduction to Flight, Mc.Graw-Hill Comp. New York, USA.
- Atılın, M. and Calvert, J.R.**, 1980. Geometry of Transition Sections Between Ducts of Equal Area, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, **6**, 25-37.
- Atlı, V. ve Erim, M.Z.**, 1985. İTÜ Aerodinamik Laboratuvarı'nda Dizayn ve İmal Edilen Bir Hava Tünelinin Dizayn ve Akım Koşulları, *IV. Ulusal Mekanik Kongresi*, Bayramoğlu, İstanbul, Türkiye, Eylül 201-213.
- Batill, S.M. and Hoffman, J.J.**, 1986. The Aerodynamic Design of Three-Dimensional, Subsonic Wind Tunnel Inlets, *AIAA Journal*, **24**, No:2, 268-269.
- Bradshaw, P.**, 1965. The Effect of Wind Tunnel Screens on Nominally Two Dimensional Boundary Layers, *Journal of Fluid Mechanics*, **22**, 679-687.
- Bradshaw, P.**, 1968. Simple Wind Tunnel Design, Aero Report, No: 1258, N.P.L.
- Cohen, M.J. and Ritchie, N.J.B.**, 1962. Low Speed Three-Dimensional Contraction Design, *Journal of Royal Aeronautical Society*, **66**, 231-236.
- Collar, A.R.**, 1939. The Effect of a Gauze on the Velocity Distribution in a Uniform Duct, *R&M*, No:1867.
- De Vahl, D.G.**, 1964. The Flow of Air Through Wire Screens, *Hydraulics and Fluid Mechanics*, pp.191-212, R. Sylvester, Pergamon, New York.
- Downie, J.H., Jordinsen, R. and Barnes, F.H.**, 1984. On the Design of Three-Dimensional Wind Tunnel Contractions, *Aeronautical Journal*, **88**, 287-295.

- Dryden, H.L. and Schubauer, G.B.**, 1947. The Use of Damping Screens for the Reduction of Wind Tunnel Turbulence, *J.Ae.S.*, **14**, 221.
- Erim, M.Z., Atlı, V ve Kavasoglu, Ş.**, 1980. Alçak Sesaltı Bir Hava Tünelinin İmalatı ve Deney Odasında Hız Profilinin Tayini, *VII. Bilim Kongresi Tebliğ Özetleri (Makine Seksiyonu)*, Tübitak, 29 Eylül-3 Ekim 633-664.
- Gorlin, S.M. and Slezinger, I.I.**, 1966. Wind Tunnels and Their Instrumentations, John Willey and Sons, Moskow.
- Jaarsma, F.**, 1996. Aerodynamics of Wind Tunnel Circuits and their Components, FVP Semposium, 30 September-03 October, published in CP-585, Moscow, Russia.
- Japikse, D., and Baines, N.C.**, 1998. Diffuser Design Technology, Edward Brothers Inc., New York, USA.
- Libby, P.A. and Deiss, H.R.**, 1951. The Design of Two Dimensional Contraction Sections, *Quarterly Applied Mathematics*, **IXB**, 95-98.
- Loehrke, R.I. and Nagib, H.M.**, 1976. Control of Free Stream Turbulence by Means of Honeycombs a Balance between Suppression and Generation, *Journal of fluid Engineering*, 342-353.
- Mehta, R.D. and Bradshaw, P.**, 1979. Design Rules for Small Low Speed Wind Tunnels, *Aeronautical Journal*, **Nowember**, 433-449.
- Mehta, R.D.**, 1977. The Aerodynamic Design of Blower Tunnels with Wide-Angle Diffusers, *Progress Aerospace Science*, 59-120.
- Mikhail, M.N. and Rainbird, J.**, 1978. Optimum Design of Wind Tunnel Contractions, *AIAA 10th Aerodynamic Testing Conference*, **78-819**, 376-384.
- Morel, T.**, 1975. Comprehensive Design of Axisymmetric Wind Tunnel Contractions, *Journal of Fluid Engineering*, 225-233.
- Prandtl, L. and Tietjens**, 1957. Fundamentals of Hydro and Aeromechanics, Dover Publ. Ltd., New York, USA.

- Punkhurst, R.C. and Holder, D.W.**, 1952. Wind Tunnel Technique, Sir Isaac Pitman & Sons Comp., London.
- Rae, W.H. and Pope, A.**, 1984. Low-Speed Wind Tunnel Testing, John Wiley & Sons, Inc., New York, USA.
- Rebuffet, P.**, 1945. Aerodynamique Experimentale, Et Liege Librairie Polytechnique Ch. Branger, Paris.
- Sansar, M.**, 1992. Rüzgar Tüneli Kollektöründe Üç Boyutlu Akımın Sonlu Farklar Yöntemiyle Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Su, Y.**, 1991. Flow Analysis and Design of Three-Dimensional Wind Tunnel Contractions, *Aeronautical Journal*, **29**, No:11, 1912-1920.
- Thwaites, B.**, 1946. On the Design of Contractions for Wind Tunnels, *A.R.C., R&M*, 2278.
- Vonkarman, T.**, 1934. Turbulance and Skin Friction, *J.Ae.S.*, **1**, 1.
- Weighardt, K.E.G.**, 1953. On the Resistance of Screens, *Aeronautical Quarterly*, **4**, 186.
- <http://www.hq.nasa.gov/office/pao/History/SP-40/cover.htm>www, 6.04.1999.
- <http://vonkarman.stanford.edu/tsd/pbstuff/tunnel/intro.html>, 29.08.2002.
- <http://www.worthey.net/windtunnels>, 19.03.2003.

EKLER

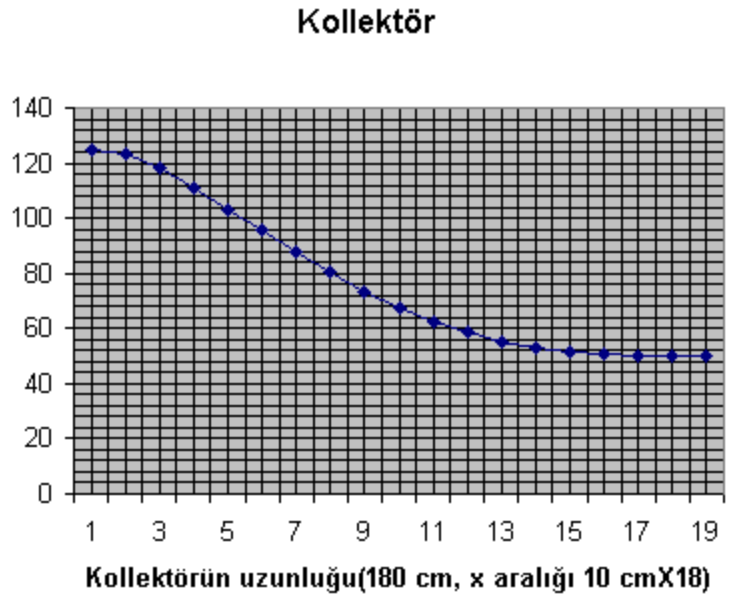
Ek-A-Kollektör profilini çizdiren Pascal programı

```
program metin;
var
  f:text;
  Rx,y,x:real;
  Ri,Ro,l,i:integer;
begin
  Assign(f,'c:/Metin.txt');
  Rewrite(f);
  write('L sabit degerini santimetre olarak giriniz...');Readln(L);
  write('Ri degerini santimetre olarak giriniz...');Readln(Ri);

  write('Ro degerini santimetre olarak giriniz...');Readln(Ro);
  for i:=0 to L do begin
    x:=i;
    y:=((L-x)/L);
    Rx:=((Ri-Ro)*(sqr(y)*y)*(2-(sqr(y)*y)))+Ro;
    writeln(f,Rx);
  end;
  Reset(f);
  for i:=0 to L do begin
    if (i mod 20)=0 then begin
      write(' Devam etmek için ENTER tusuna basiniz....');Readln;
    End;
    Readln(f,Rx);
    case i of
      0..9:writeln(i,'          ',Rx:2:5);
      10..99:writeln(i,'        ',Rx:2:5);
      100..999:writeln(i,'      ',Rx:2:5);
    end;
  end;
  Readln;
  close(f);
end.
```

EK-B 1 KOLLEKTÖRÜN PROFİL ŞEKLİ (X ARALIĞI 10 cm.)

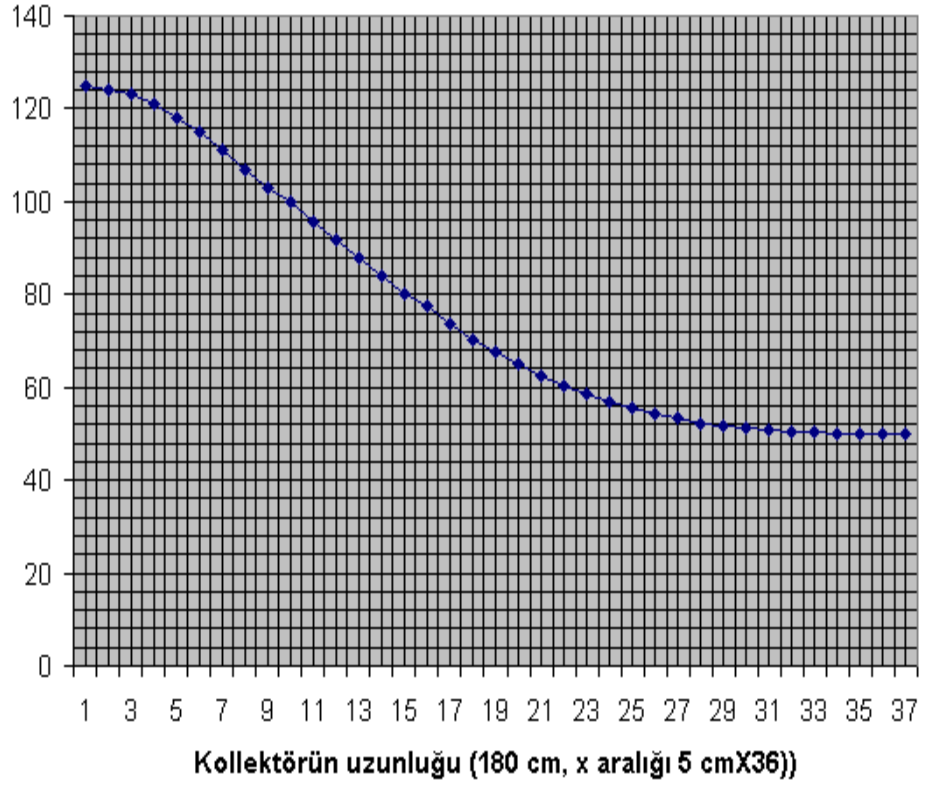
x değerleri	y değerleri
0	125
10	123
20	118
30	111
40	103
50	95,8
60	87,6
70	80,3
80	73,5
90	67,5
100	62,5
110	58,5
120	55,4
130	53,1
140	51,6
150	50,7
160	50,2
170	50
180	50



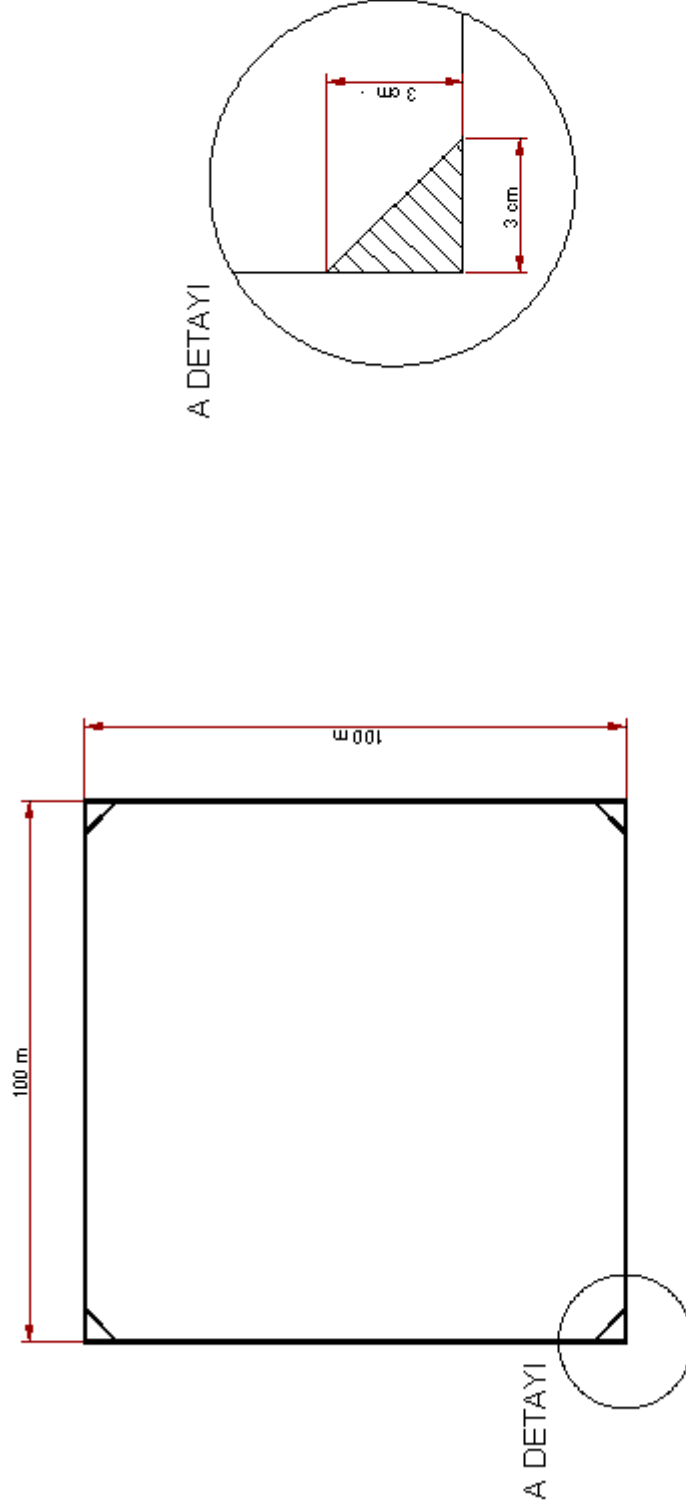
EK-B 2 KOLLEKTÖRÜN PROFİL ŞEKLİ (X ARALIĞI 5 cm.)

Kollektör

x değeri	y değeri
0	125
5	124
10	123
15	121
20	118
25	115
30	111
35	107
40	103
45	99,9
50	95,8
55	91,8
60	87,8
65	84
70	80,3
75	77,5
80	73,5
85	70,4
90	67,5
95	64,9
100	62,6
105	60,4
110	58,5
115	56,9
120	55,4
125	54,2
130	53,2
135	52,3
140	51,6
145	51,09
150	50,7
155	50,4
160	50,2
165	50,08
170	50,02
175	50
180	50

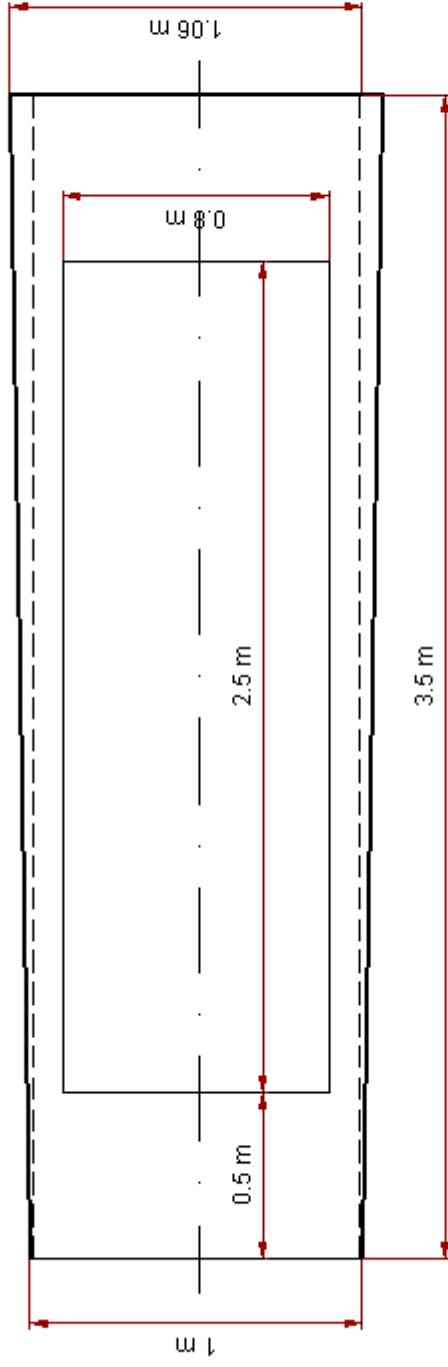


EK-C 1 DENEY ODASININ ÖN DEN GÖRÜNÜŞÜ



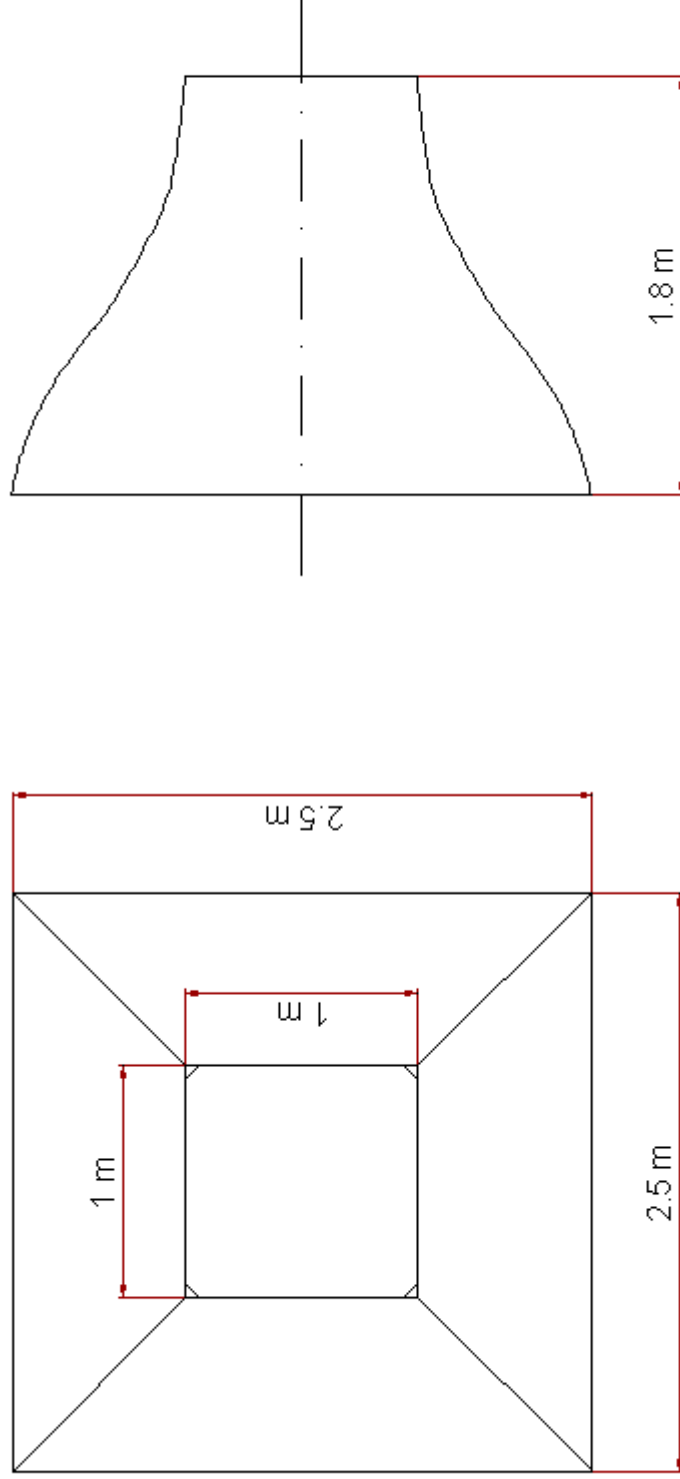
ÖLÇEK	ÇİZENİN ADI SOYADI	PARÇA ADI	MALZEME	RESİM NO
1/30	Metin KAYA	DENEY ODASI	KONTRAPLAK	01.001-A

EK-C 2 DENEY ODASININ ÜST VE YANDAN GÖRÜNÜŞÜ



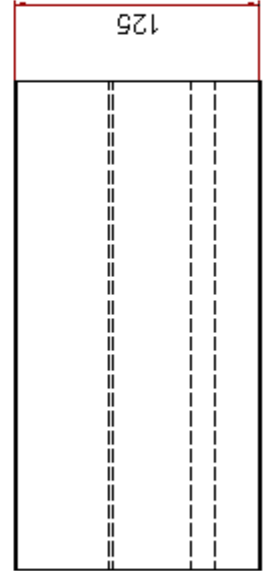
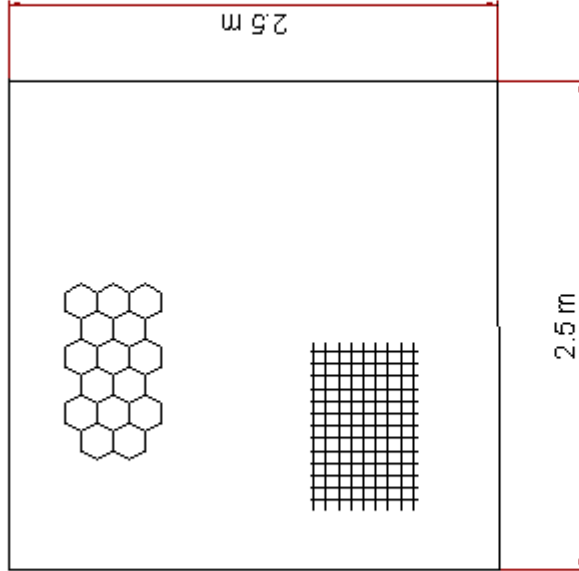
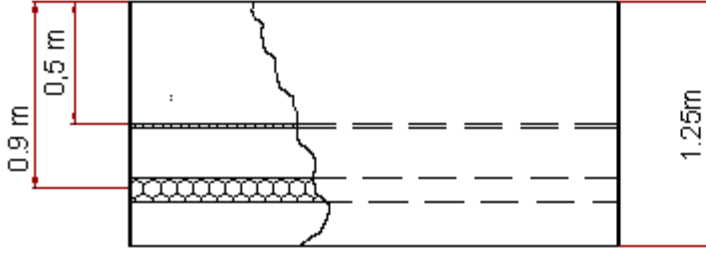
ÖLÇEK	ÇİZENİN ADI SOYADI	PARÇAYA ADI	MALZEME	RESİM NO
1:00	MEHMET KAYA	DENEY ODASI	KONTRAPLAK	01.001-B

EK-D KOLLEKTÖRÜN ÖN VE YANDAN GÖRÜNÜŞÜ

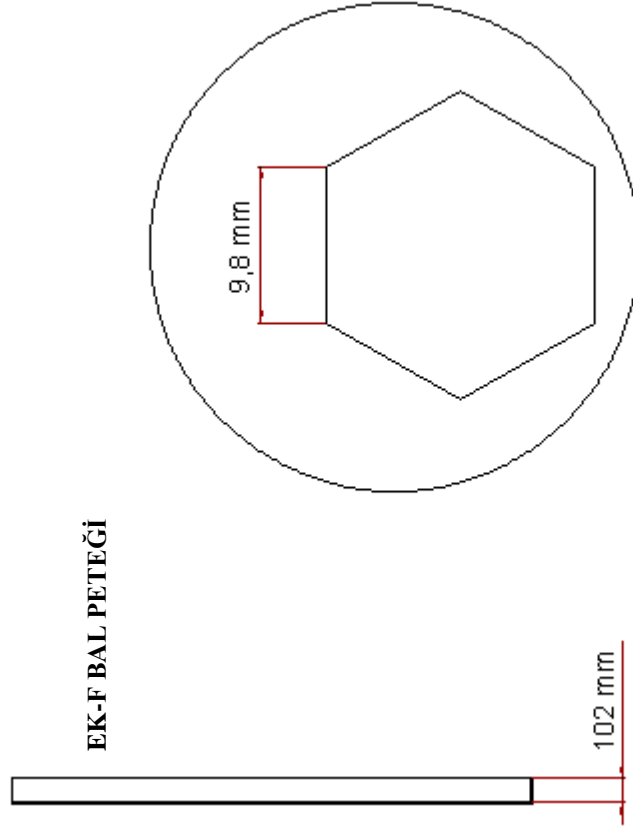
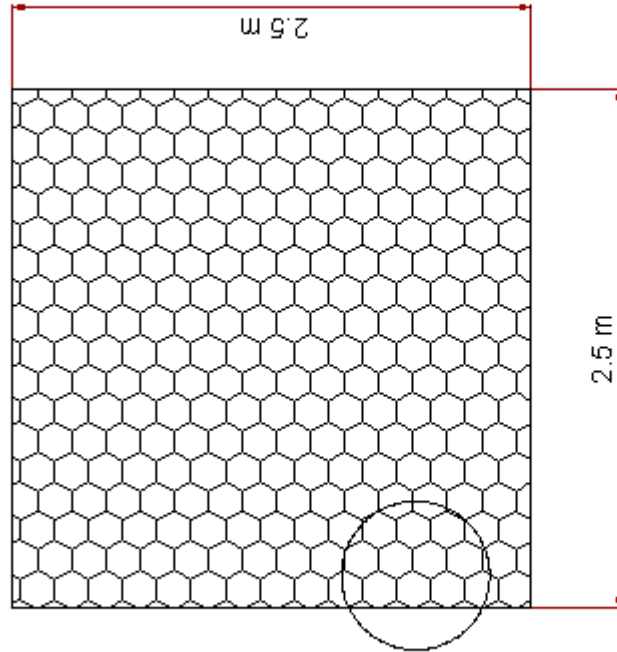


ÖLÇEK	ÇİZENİN ADI SOYADI	PARÇA ADI	MALZEME	RESİM NO
1/30	Metin KAYA	KOLLEKTÖR	SAC MALZEME	01.004

**EK-E DİNLENME ODASININ ÖN VE
YANDAN GÖRÜNÜŞÜ**

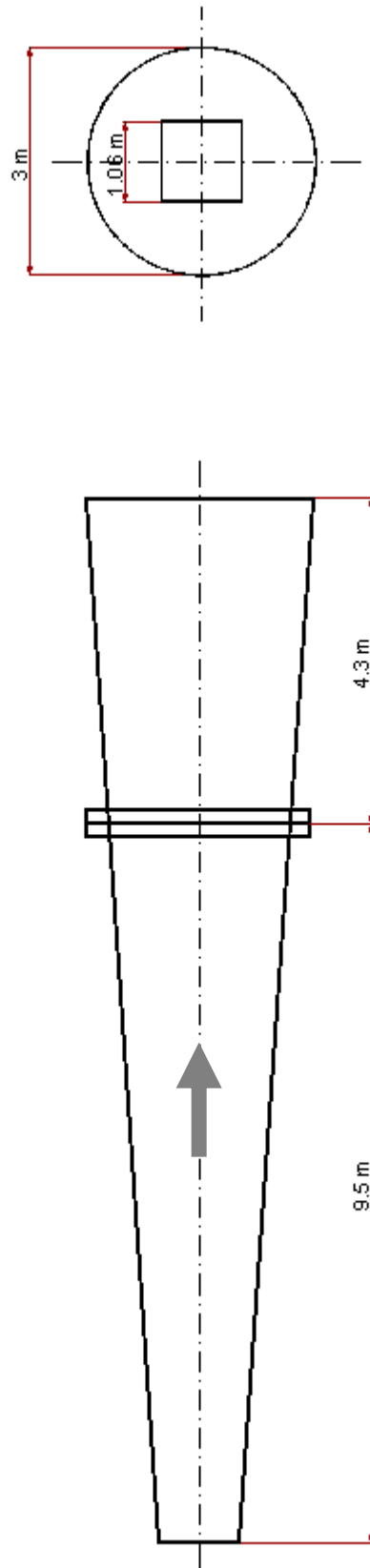


ÖLÇEK	ÇİZENİN ADI SOYADI	PARÇA ADI	MALZEME	RESİM NO
1/30	Metin KAYA	DİNLENME ODASI	KONTRAPLAK	01.002



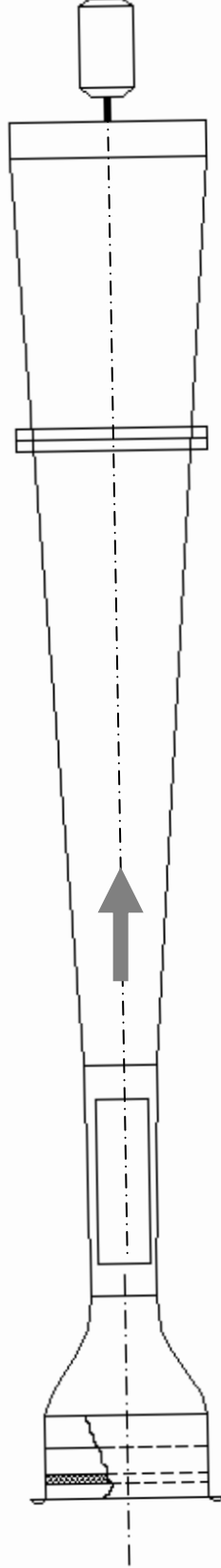
ÖLÇEK	ÇİZENİN ADI SOYADI	PARÇA ADI	MALZEME	RESİM NO
1/30	Metin KAYA	BAL PETEĞİ	KONTRAPLAK	01.003

EK-G DİFÜZÖR



ÖLÇEK	ÇİZENİN ADI/SOYADI	PARÇ. ADI	MALZEME	RESİM NO
1/30	M. B. KAYA	DİFÜZÖR	SAC MALZEME	DT.İDS

EK-H RÜZGAR TÜNELİNİN MONTAJ RESMİ



ÖLÇEK	ÇİZİM ADI BOYADI	PARÇA ADI	MALZEME	RESİM NO
1/20	METİNKAYA	RÜZGAR TÜNELİ	-	01000

ÖZGEÇMİŞ

Metin KAYA, 1973 yılında İstanbul'da dünyaya geldi. İlk ve orta öğrenimini İstanbul'da tamamladı. 1992 yılında girdiği Hava Harp Okulu Uçak Mühendisliği bölümünden 1996 yılında mezun oldu. 1998 yılında, Gaziemir Hava Teknik Okullar Komutanlığı'ndan mezun olduktan sonra 15nci Füze Üs Komutanlığı'na (Alemdağ/İSTANBUL) atandı. Bu birlikte çeşitli kademelerde birbuçuk yıl görev yaptı. 2000-2001 Eğitim-Öğretim yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak Mühendisliği Bölümü'nde Yüksek Lisans Eğitimine başladı. Halen Hava Harp Okulu Dekanlığı'nda Plan Subayı olarak görev yapmaktadır.