

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**TAMBUR TİPİ VANTİLATÖR ÇARKININ (D_1/D_2)
ORANLARINA GÖRE PERFORMANS DEĞERLERİNİN
KARŞILAŞTIRILMASI VE UYGUN ÇARKIN SEÇİMİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Serap HATIR

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. İsmail ÇALLI

Haziran 2011

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAMBUR TİPİ VANTİLATÖR ÇARKININ (D_1/D_2)
ORANLARINA GÖRE PERFORMANS
DEĞERLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE UYGUN
ÇARKIN SEÇİMİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Serap HATIR

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

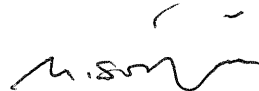
Bu tez 28/07/2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr.
İsmail ÇALLI
Jüri Başkanı



Doç. Dr.
K. Süleyman YİĞİT
Üye



Yrd. Doç. Dr.
Nedim SÖZBİR
Üye

ÖNSÖZ

‘Tambur tipi vantilatör çarkının (D_1/D_2) Oranlarına Göre Performans Değerlerinin Karşılaştırılması ve Uygun Çarkın Seçimi’ çalışmasında öncelikle, yaptığı katkılardan dolayı, saygıdeğer hocam Sn. Prof. Dr. İsmail ÇALLI’ya, uygulama aşamasındaki desteklerinden dolayı Bahçıvan Vantilatöre, sonsuz destek ve sevgilerini daima hissettiren aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	x
ÖZET.....	xi
SUMMARY.....	xii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
VANTİLATÖRLER.....	3
2.1.Vantilatör Çeşitleri.....	3
2.1.1. Teğetsel vantilatörler	3
2.1.2. Eksenel vantilatörler	3
2.1.3. Radyal vantilatörler.....	4
2.1.3.1. Tambur tipi vantilatörler.....	5
2.2. Vantilatörlerin İşletme Büyüklükleri.....	6
2.2.1. Debi	6
2.2.2. Toplam basınç artımının belirlenmesi	6
2.2.3.Vantilatörlerde ölçüm yaparak toplam basınç artımının belirlenmesi	7
2.2.4. Taşıma yüksekliği.....	9
2.2.5. Basınç katsayısı.....	9
2.2.6. Debi katsayısı.....	10

2.3. Bir Radyal Vantilatörün Hesabı.....	10
2.3.1. Dönel çarkın boyutlandırılması ve çizimi.....	10
2.3.1.1. Dairesel kanatın tek eğrilikli yöntemle çizilmesi.....	10
2.4. Radyal Vantilatörün İşletme Özellikleri	11
2.4.1. Teorik tanım eğrileri.....	11
2.4.1.1. Tanım eğrisi hesabı.....	13
2.4.2. Radyal çarklarda basınç katsayısının hareketi	14
2.5. Vantilatörlerde Meydana Gelen Kayıplar.....	16
2.5.1. Çark kayıpları.....	16
2.5.2. Çarpma kayıpları.....	17
2.5.3. Aralık kayıpları	19
2.5.4. Salyangoz gövdedeki kayıplar.....	23
2.5.5. Yöneltilici düzenlerde kayıplar	24
2.2.5.1. Yöneltilici kanal kayıpları	27
BÖLÜM 3.	
LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	28
BÖLÜM 4.	
DENEY SETİ VE ÖLÇÜM ÇALIŞMALARI.....	34
4.1. DIN Normuna Göre Deney Setinin Ölçülendirilmesi	34
4.1.1. Sukbenin ölçülendirilmesi.....	36
4.2. Deneyde Kullanılan Ölçüm Cihazları ve Çalışma Prensipleri	38
4.2.1. Sıvı manometresi	38
4.2.1.1. U tüpü su manometresi	39
4.2.2. Prandtl manometresi	39
4.2.3. Wattmetre	40
4.2.4. Anonometre	41
4.2.5. Fark basınç ölçme sistemleri ve basınç propları	42
BÖLÜM 5.	
DENEYSEL ÇALIŞMA	43
5.1. Vantilatörün DIN Normuna Göre Test Edilmesi.....	43

5.1.1. Deneyde kullanılan vantilatör	43
5.1.2. Deneyin yapılışı	44
5.1.3. Vantilatörün dönel çarkının deney sonuçları	45
5.1.4. Deney sonuçlarını ve dönel çark yapısının değerlendirilmesi	47
5.2. Yeni Dönel Çark Tasarımı	49
5.2.1. Yeni tasarlanmış dönel çark için elde edilen deney sonuçları ..	50
5.3. İki Dönel Çark İçin Eğrilerin Eldesi ve Karşılaştırılması	51
5.4. Hız Ölçümü	53
BÖLÜM 4.	
SONUÇ	56
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ	60

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

A	: Alan
b	: Genişlik
c	: Mutlak Hız
D	: Çark Çapı
d	: Çap
F	: Kuvvet
g	: Yerçekimi
H	: Taşıma Yüksekliği
h	: Akışkan Yüksekliği
I	: Devreden Çekilen Akım
g	: Yerçekimi
n	: Dönme Sayısı
n_q	: Özgül hız
p	: Statik basınç
P	: Güç
P_{mil}	: Mil Gücü
R	:Yarı Çap
t	: Kanat Adımı
u	: Çevrsel Hız
v	: Özgül Hacim
V	: Devrenin gerilimi
Q	: Debi
z	: Çark Kanat Sayısı
w	: Açısal Hız
α	: Sıkıştırma Etkisi
α	: Akış Açısı
β	: Kanat Açısı

ρ	: Yoğunluk
μ	: Dinamik Viskozite
ψ	: Basınç Katsayısı
ϕ	: Debi Sayısı
$\cos \phi$: Motorun Güç Katsayısı
η	: Genel Verim
η_i	: İç Verim
η_v	: Volumetrik Verim
η_h	: Hidrolik Verim
η_m	: Mekanik Verim
η_i	: İç Verim

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1.	Teğetsel Vantilatörler.....	3
Şekil 2.2.	Eksenel Vantilatörler.....	3
Şekil 2.3.	Radyal Vantilatörler.....	3
Şekil 2.4.	a) Öne Eğimli Kanatlı Radyal Vantilatör.....	4
	b) Geri Eğimli Kanatlı Radyal Vantilatör.....	4
	c) Radyal Çıkışlı Kanatlı Radyal Vantilatör.....	4
Şekil 2.5.	Tambur Tipi Vantilatörlerin Dönel Çarkı	5
Şekil 2.6.	Vantilatör Tesisi	6
Şekil 2.7.	Tek Eğrilikli Kanat Çizimi.....	11
Şekil 2.8.	Teorik Basınç Sayısı Eğrisi	12
Şekil 2.9.	Teorik Basınç Sayısının b_2/D_2 'ye Oranı Eğrisi	12
Şekil 2.10.	Teorik Tanım Eğrileri.....	14
Şekil 2.11.	Basınç Sayısının ψ - β Açısına Göre Değişimi.....	15
Şekil 2.12.	Giriş Hız Üçgeninden Çarpma Kaybının Tespiti.....	17
Şekil 2.13.	Aralık Kaybı	19
Şekil 2.14.	Yöneltici Düzenlerdeki Çarpma Kayıplarının Hız Üçgeninden Tespiti.....	24
Şekil 4.1.	DIN Normalarına Uygun Deney Setinin Üç Boyutlu Çizimi.....	35
Şekil 4.2.	DIN Normalarına Uygun Deney Setinin Teknik Resmi ve Ölçüleri	36
Şekil 4.3.	Basma Borusu Ölçülendirilmesi	36
Şekil 4.4.	Sukbenin Ölçülendirilmesi.....	37
Şekil 4.5.	Prandtl Tüpü Bağlantı Şekli ve Detayı	40
Şekil 4.6.	Testlerde Kullanılmış Olan Anenometre	41
Şekil 4.7.	Testlerde Kullanılmış Olan Fark Basınç Ölçüm Sistemi	42
Şekil 5.1.	Deneyde Kullanılan Vantilatörün Teknik Resmi	43

Şekil 5.2.	Deney Seti Fotoğrafi	45
Şekil 5.3.	Dönel Çarkın Bozuk Geometrik Formu	42
Şekil 5.4.	Farklı Kanat Yapıları için Toplam Basınç Artımı, Toplam Verim ve Mil Gücü Grafiklerinin Karşılaştırılması	43
Şekil 5.5.	a)Yeni Tasarlanmış Çarkın Teknik Resmi	44
Şekil 5.6.	a)Yeni Tasarlanmış Çarkın Üç Boyutlu Çizim	44
	b) Yeni Çarkın Fotoğrafi	44
Şekil 5.7.	Verim Eğrileri	46
Şekil 5.8.	Eski ve Yeni Çarkın Karşılaştırılması	46
Şekil 5.9.	Kısma Eğrileri	47
Şekil 5.10.	Yeni Çark ve Eski Çark Karşılaştırması	48
Şekil 5.11.	Yeni Çarkta Anonometre ile Yapılan Ölçüm Sonuçları	48
Şekil 5.12.	Prandtl Tüpü ile Yeni Çarkın Basma Borusunda Yapılan Hız Taraması	49

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 2.1.	Basınç Altında Sıkıştırma Etkisi (α) Değerleri (Eck, 1972)	9
Tablo 2.2.	Çeşitli Aralık Büyüklükleri için (S/D2)	22
Tablo 5.1.	Orjinal Çarkın Deney Sonuçları	46
Tablo 5.2.	Yeni Çarkın Deney Sonuçları	50

ÖZET

Anahtar kelimeler: Tambur tipi vantilatör

Vantilatörler günlük hayatımızda ve sanayide çok yoğun olarak kullanılmaktalar. Günümüzde, vantilatör üreticileri, vantilatörlerini uluslar arası standartlara uygun laboratuvarlarda gerekli performans deneyleri yaparak en ideal konstrüksiyona sahip olarak üretmeye çalışmaktadırlar.

Bu tez kapsamında Türkiye'nin en büyük vantilatör üretici firması Bahçivan Motorunda katkılarıyla, firmanın şuanda üretmekte olduğu tambur tipi bir vantilatör üzerinde testler yapılmış, vantilatörlerin kısma, güç ve verim eğrileri elde edilmiştir. Elde edilen eğriler sonucu vantilatörün performansları değerlendirilmiş ve beklenen verimi sağlayamayan vantilatör için yeni bir vantilatör çarkı tasarlanmış ve firmaya iyileştirme önerilerinde bulunulmuştur.

COMPARING PERFORMANCE VALUES BY (D_1/D_2) RATES OF SIRROCO FANS ROTOR AND SELECTING SUITABLE ROTOR

SUMMARY

Key Words: Sirocco Fan, Ventilator

Fans are used commonly both in daily life and industrial areas. Nowadays, having the valid international standards in such laboratories, fans are made gain the most ideal constructions by carrying out certain necessary experiments.

Within this thesis study, with the contribution of Bahçivan Motor which is the leading fan production company of Turkey, some tests have done on the sirocco fan currently produced by the company and its throttling, power, efficiency curves have been obtained. With respect to the data of these curves, its performance has been evaluated and enhancement advices for the ones which have less efficiency than expected, have been given to the company.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Vantilatörler aldığı hareket ile dönen çarkın havayı bir hacimden alıp diğer bir hacme aktardığı, havaya yön verme prensibi ile çalışan makinelerdir. Günlük hayatımızın birçok alanında yerini almış olan bu makinelerin endüstriyel uygulamalarda çok geniş kullanım alanları vardır. Üzerinde çok uzun zamandır çalışılan, hidrolik makinelerin en eski konularından biri olmalarına rağmen, özellikle bazı çeşitleri hakkında, literatürdeki mevcut çalışmalarda büyük bir eksiklik bulunmaktadır.

Bu tezde ülkemizde imal edilmiş olan vantilatörlerden seçilen tambur tipi radyal bir vantilatör deneysel yolla incelenmiş, verim ve güç eğrileri elde edilmiştir. Bulunan bu eğriler ve sonuçların literatürle karşılaştırılması yapılmış, saptanan aksaklıklar, vantilatörün verimini olumsuz yönde etkileyen tasarımdan ve imalattan kaynaklanmış hatalar giderilmiş, vantilatöre uygun ölçü ve formlardaki bir başka çark tasarlanmış ve iki çark arasında yapılmış karşılaştırmalara yer verilmiştir.

Deneyler DIN 24163 ile ISO 5801 standartlarına göre hazırlanmış olan deney setinde yine bu standartlara uygun olarak yapılmıştır. Günümüzde hala, ülkemizde üretilen vantilatörlerin standartlara göre hazırlanmış laboratuvar ortamlarında testlerinin yapılmadan kullanıcıya ulaştığı görülmektedir. Ne yazık ki kullanıcı tarafından gelişmiş güzel seçilen vantilatörler, etiketlerinin üzerinde yazılı olan debi ve basınç değerlerini çoğunlukla yakalayamamaktadır. Uluslararası rekabetin son derece yüksek olduğu günümüz dünyasında, büyük vantilatör üreticileri bilgisayarlı simülasyon yöntemleri ile tasarladıkları ürünleri öncelikli olarak deneme şansı bulmakta, imalat aşamasından sonra ise yine ses ve performans ölçümlerinin yapılabildiği standartlara uygun laboratuvarlarda, ürünün gerçek değerleri saptanmakta, uygun etiket değerleri ile ürünlerini piyasaya sürebilmektedirler. Bu süreci ülkemiz üreticilerinin de hızla benimsemeleri gerekmektedir.

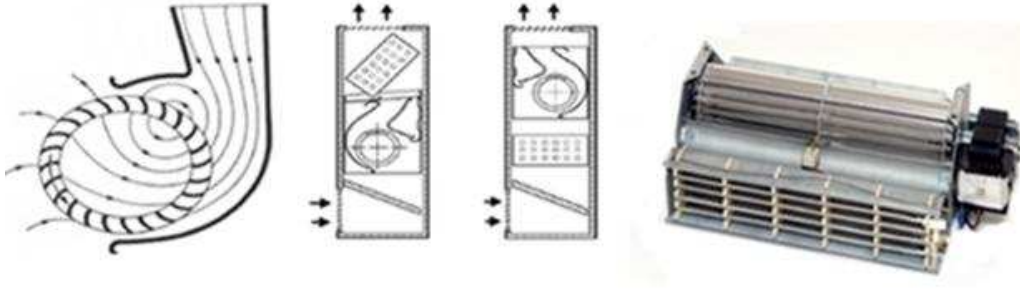
Ülkemizde üretilen vantilatörlerinin günümüz standartlarını yakalayabilmeleri için, okulumuzda yürüttüğümüz projemiz kapsamında tamamlamış olduğum tez çalışmamın bu sürece katkı sağlamış olmasını ümit ederim.

BÖLÜM 2. VANTİLATÖRLER

2.1. Vantilatör Çeşitleri

2.1.1. Teğetsel vantilatörler

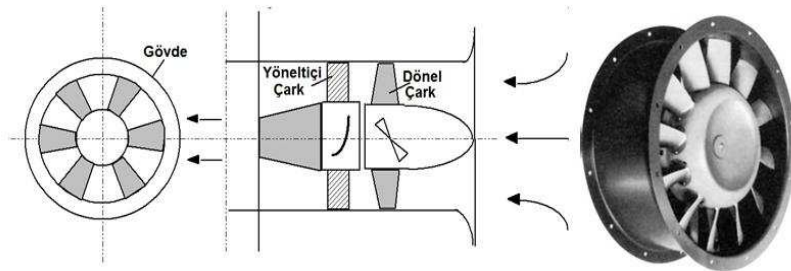
Akışkanın pervaneye dış çeperden girip dış çeperden tek ettiği ve pervane içerisinde izlediği yolun mutlaka eksene doğru açtığı vantilatör tipidir. Aksi halde akış pervane içerisinde girdaba dönüşür. Şekil 2.1’de görmüş olduğumuz vantilatörler küçük bir çaptan büyük bir akış elde etmek için kullanılır.(Cory, 2005)



Şekil 2.1. Eksenel Vantilatörler (Çallı, 2010)

2.1.2. Eksenel vantilatörler

Akışkanın pervane içine eksenel olarak girdiği, aynı eksen üzerinde yörünge çizerek, yine eksenel olarak çıktığı vantilatörlere eksenel vantilatörler denmektedir. Şekil 2.2’de görüldüğü gibi eksenel vantilatörlerde silindir biçimli bir karter içinde dönme hareketi yapan bir veya birkaç tane çark bulunur.



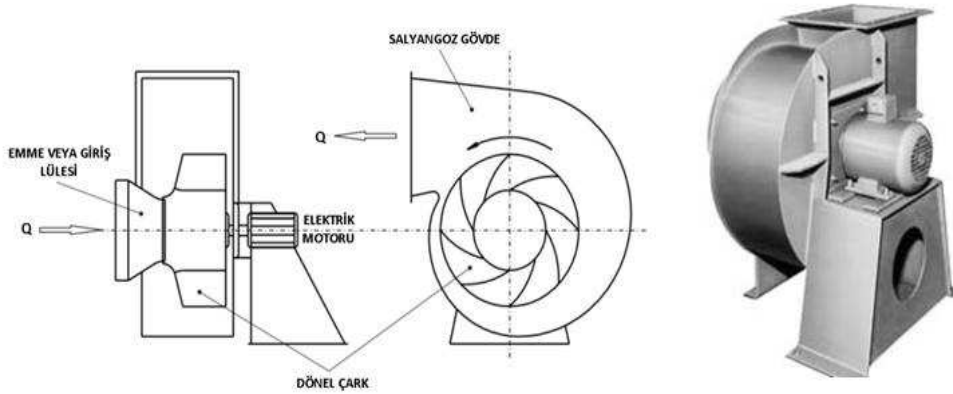
Şekil 2.2. Eksenel Vantilatörler

Eksenel vantilatörlerin yüksek verime ve küçük boyutlara sahip olmaları, montaj işlemlerinin kolaylığı tercih edilebilirliklerini artırmaktadır.

Eksenel vantilatörlerde yüksek basınçlar elde edilebilmesi için çıkış kısmına ya da giriş kısmına yöneltici kanat konulabilir. Basıncın yükseltilebilmesi için yapılan diğer bir uygulamada birden fazla pervaneden yararlanılarak çok kademeli bir vantilatör yapılmasıdır.

2.1.3. Radyal vantilatörler

Akışkanın pervane içine eksenel olarak girdiği ve dönmenin eksenine dik olarak çıktığı vantilatörler radyal vantilatör olarak isimlendirilirler. Şekil 2.3'te görüldüğü gibi radyal vantilatörde salyangoz biçimli bir karter ve karterin içinde dönel bir çark bulunur.

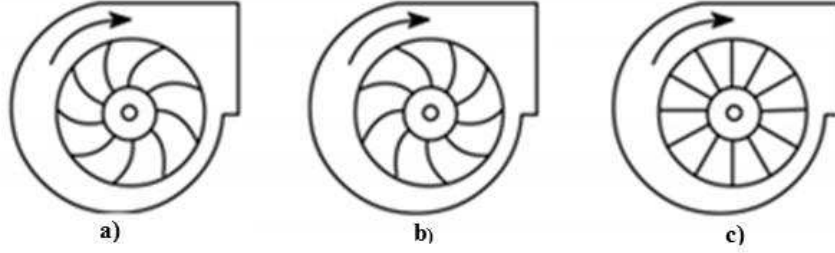


Şekil 2.3. Radyal Vantilatörler

Çark dönme hareketi yaptığında çarkın çevresinde bulunan kanatlar, santrifüj kuvvetin etkisiyle, havanın dönme yönünde püskürtülmesini sağlar. Salyangoz karteri içine emilen hava, kanatlardan ayrıldıkça çıkış açıklığından dışarı atılır. Aynı zamanda da püskürtülen havanın yerine geçmek üzere, giriş açıklığından tekrar hava emilir. Hava salyangoz içine çark eksenine doğrultusunda girmekte, kanatlarla (90°)'lik yön değişimine uğradıktan sonra, çark eksenine dik doğrultuda dışarı atılmaktadır. Salyangozun görevi ise kanatlarda meydana gelen dinamik basıncı statik basınca dönüştürmektir. (Osborne, 1976)

Radyal Vantilatör Çeşitleri :

- 1- Öne Eğimli Kanatlar
- 2- Geriye Eğimli Kanatlar
- 3- Radyal Çıkışlı Kanatlar



Şekil 2.4. a) Öne Eğimli Kanatlı Radyal Vantilatör
 b) Geri Eğimli Kanatlı Radyal Vantilatör
 c) Radyal Çıkışlı Kanatlı Radyal Vantilatör

Radyal vantilatörün çarkı üzerinde bulunan kanatlar biçimlerine göre üç gruba ayrılabilirler. Çarkın dönüş yönüne göre öne ve geriye eğimli olan kanatlar ve radyal kanatlar Şekil 2.4'te görülmektedir.

2.1.3.1. Tambur tipi vantilatörler

Tambur tipi vantilatörlerde radyal tip vantilatörler olup, şekil 2.3'teki gibi salyangoz yapıda fakat şekil 2.5'teki gibi farklı kanat tipine sahiptirler. Küçük ölçüleri ve sessiz çalışmalarıyla tambur tipi vantilatörler, kullanım alanlarında yerlerini almıştır. Küçük çap sayılarında çözümü tambur tipi vantilatörler sağlamaktadır.

Bu tip vantilatörler yaklaşık bir asırdan beri bilinmektedir ve en önemli özellikleri büyük çap oranlarına karşılık diğer vantilatörlere göre daha büyük çark genişliği ve öne eğimli olmalarıdır. Vantilatörlere bu yüzden tambur tipi (trommel) denmektedir.

Bu tip vantilatörü ilk kez 'Sirocco' bulduğundan bu adla da anılmaktadır.

Sirocco'nun imal ettiği vantilatörün ölçüleri;

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.875, \quad b = \frac{3}{5} \cdot D_2, \quad \beta_1 = 64^\circ, \quad \beta_2 = 22^\circ, \quad z = 54' \text{ tür.}$$

Kanatlar tek daire metoduna göre çizilmiştir.

Bu vantilatörler bulunduğundan beri, diğer vantilatörlere göre daha düşük verimde (\approx %50) çalışmasına rağmen, sessiz olması ve ölçülerinin uygun olması yüzünden uzun yıllardan beri oldukça çok sayıda üretilmişlerdir. (Eck, 1972)



Şekil 2.5. Tambur Tipi Vantilatörlerin Dönel Çarkı

2.2. Vantilatörün İşletme Büyüklükleri

2.2.1. Debi

Birim zamanda yer değiştiren akışkan hacmine hacimsel debi, akışkan kütleline kütleli debi denmektedir.

Hacimsel debi,

$$Q = c \cdot A \quad (2.1)$$

olarak hesaplanabilir.

2.2.2. Toplam basınç yüksekliği

Vantilatör içindeki akışkanın kinetik ve potansiyel enerjileri akış enerjisine dönüşerek basınç değişimine neden olur. Toplam Basınç, Bernoulli denkleminin vantilatörde kullanılan akışkan yoğunluğu ile çarpımından görünür hale getirilir

Bir akım çizgisi boyunca,

$$p + \rho \frac{c^2}{2} + \rho gz = \text{sabit} \quad (2.2)$$

p : akışkanın gerçek termodinamik basıncını ifade eder.

$\rho \frac{c^2}{2}$: hareket halindeki akışkanın izantropik olarak durmaya zorlandığında akışkanda meydana gelen basınç artışını ifade eder.

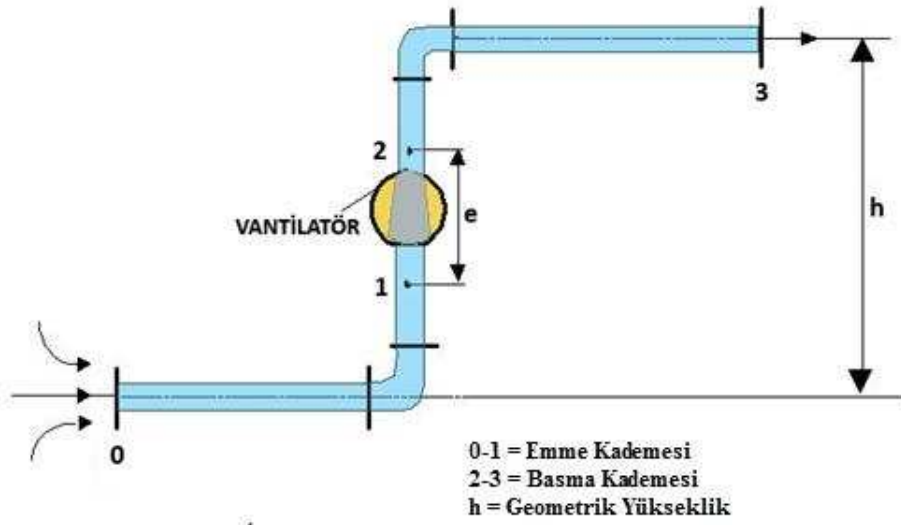
ρgz : yüksekliğin yani akışkan ağırlığının basınç üzerindeki etkilerini ifade eder. (Çengel, 2007)

Vantilatördeki toplam basınç enerjisinin bilinmesi için deneysel yolla ölçülerek tespit edilmesi gerekir.

2.2.3. Vantilatörlerde ölçüm yaparak toplam basınç artımının belirlenmesi

Belli bir debi ihtiyacını karşılayan vantilatörün dönen çarkındaki akışkan basıncının yükselmesi ile bir basınç artımı da söz konusu olacaktır. Vantilatörün emme ve basma tarafında ölçülecek statik basınçlar ve ilgili kesitlerdeki hesaplanacak dinamik basınçların belirlenmesi suretiyle toplam basınç artımını tespit etmek mümkündür. (Gökelim, 1977)

Aşağıda, şekilde 2.6'da verilen basit bir vantilatör sisteminin emme ve basma tarafı sırasıyla numaralandırılır ve sisteme Bernoulli Denklemi uygulanırsa sistemdeki basınç artımının karşılığı belirlenmiş olur.



Şekil 2.6. Vantilatör Tesisi (Çallı, 2010)

Vantilatör sisteminin emme giriş ağzı ile (0 noktası), basma hattının çıkış ağzına (3 noktası) arasında Bernoulli denklemini uyguladığımızda ve düzenlediğimizde aşağıdaki eşitliklere ulaşırız.

$$h_0 + \frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} = h_3 + \frac{p_3}{\rho g} + \frac{c_3^2}{2g} + h_k - \frac{\Delta p_t}{\rho g} \quad (2.3)$$

$$\frac{\Delta p_t}{\rho g} = h_3 - h_0 + \frac{p_3 - p_0}{\rho g} + \frac{c_3^2 - c_0^2}{2g} \quad (2.4)$$

Vantilatör sisteminde (200 mHY)' ne kadar statik yükseklikler ihmal edildiği için ($h_3 - h_0$) terimi ihmal edilir. Vantilatör emme hattına girişte hava hızı (c_0) neredeyse sıfıra eşittir.

Sistemde boru hattı giriş ve çıkışları atmosfer ortamına açık olduğu için (p_0) ve (p_3) basınçları atmosfer basıncına eşit olacaktır. Denklemden birlerini götürürler.

Denklem sadeleştirildiğinde ve yeniden düzenlendiğinde, toplam basınç artımının büyük kısmının kanallarda meydana gelen basınç kaybını karşıladığı anlaşılır.

(Çallı, 2011)

$$\frac{\Delta p_t}{\rho g} = h_k + \frac{c_3^2}{2g} \quad (2.5)$$

$$\Delta p_t = \rho g h_k + \rho \frac{c_3^2}{2} \quad (2.6)$$

2.2.4. Taşıma yüksekliği

Havanın özgül ağırlığı sabit kabul edilirse ,

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2.7)$$

Yüksek basınç artışlarında entegrasyon metoduyla basınç altında sıkıştırma etkisidir. (Dolay ve Parmaksızoğlu, 1999)

$$H = \frac{\Delta p_{\text{statik}}}{\rho g} \alpha \quad (2.8)$$

Tablo 2.1. Basınç Altında Sıkıştırma Etkisi (α) Değerleri (Eck, 1972)

Pstatik	100	200	400	1000	2000
α	0.996	0.993	0.986	0.966	0.960

2.2.5. Basınç katsayısı

Basınç sayısı, çevresel hızın basma yüksekliğine olan oranıdır. Bir vantilatörde basınç sayısı;

$$\psi = \frac{\Delta p \cdot \rho}{2 u_2^2} \quad (2.9)$$

eşitliği ile ifade edilir.

2.2.6. Debi katsayısı

$$\varphi = \frac{Q}{(u_2 \pi (D_2^2/4))} \quad (2.10)$$

$$\varphi = \frac{Q}{(u_2 A_2)} \quad (2.11)$$

$$\varphi = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot c_{2m}}{u_2 \pi (D/4)} \quad (2.12)$$

$$\varphi = 4 \frac{c_{2m} \cdot b_2}{u_2 \cdot D_2} \quad (2.13)$$

eşitliklerinden hesaplanır.

2.3. Bir Radyal Vantilatörün Hesabı

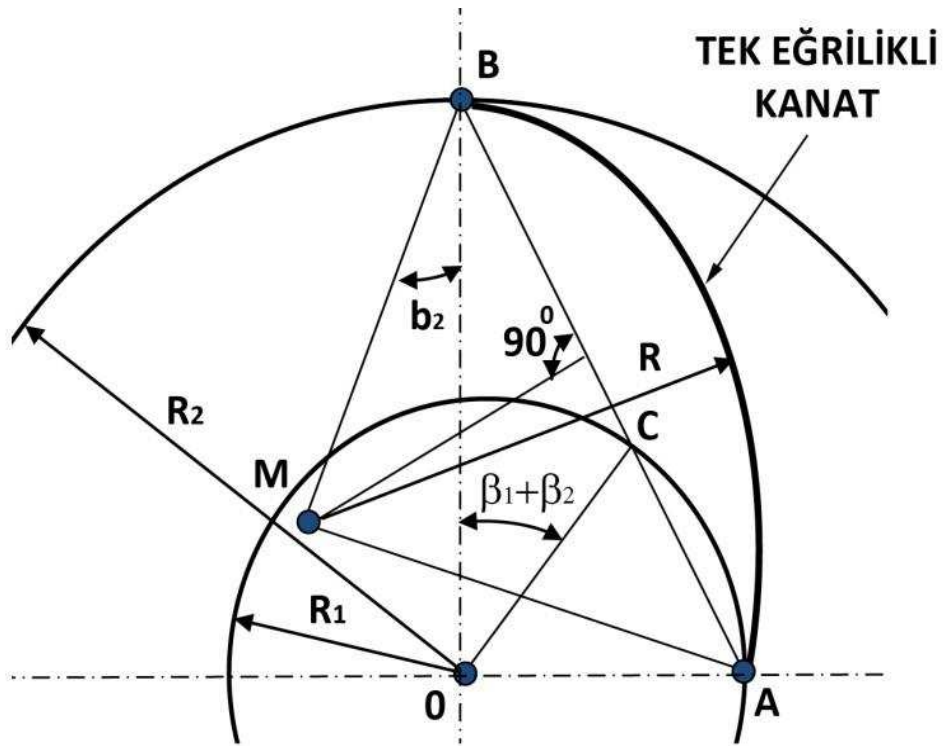
2.3.1 Dönel çarkın boyutlandırılması ve çizimi

2.3.1.1 Dairesel kanatın tek eğrilikli yöntemle çizilmesi

Önce (r_1) ve (r_2) yarıçapları, yatay ve düşey eksenlerle çizilerek giriş ve çıkış daireleri belirtilir. Giriş dairesinin ordinat ekseni ile kesiştiği bir noktadan (β_1) açısı alınır. Bu açının diğer ikinci kenarı uzatılarak, uzatılan kenar üzerinde eğrilik yarıçapı (R) kadar açılarak (M) noktası merkez olmak üzere bir daire çizilir.

(R) yarıçaplı dairenin, çıkış dairesini kestiği noktaya kadar kanat devam eder. (R) yarıçaplı dairenin çıkış dairesi ile kesişme noktası, eğrilik yarıçapı merkezi olan (M) noktası ile birleştirilerek, bu kenar (β_2) açısının bir kenarı olmak üzere (β_2) çizilir.

Şekil 2.7’de tek eğrilikli yöntemle çizilmiş bir kanat profili görülmektedir.



Şekil 2.7. Tek Eğrilikli Kanat Çizimi (Çallı, 2010)

Geometrik olarak (β_2) açısının ikinci kenarının fan merkezinden geçmesi gerekir. Fan merkezi, yani mil merkezi (0) ile gösterilirse, kosinüs teoremi yazılarak

$$R = \frac{R_2^2 - R_1^2}{2(R_2 \cos \beta_2 - R_1 \cos \beta_1)} \quad (2.14)$$

denklemini elde edilir.

2.4. Radyal Vantilatörün İşletme Özellikleri

2.4.1 Teorik tanım eğrileri

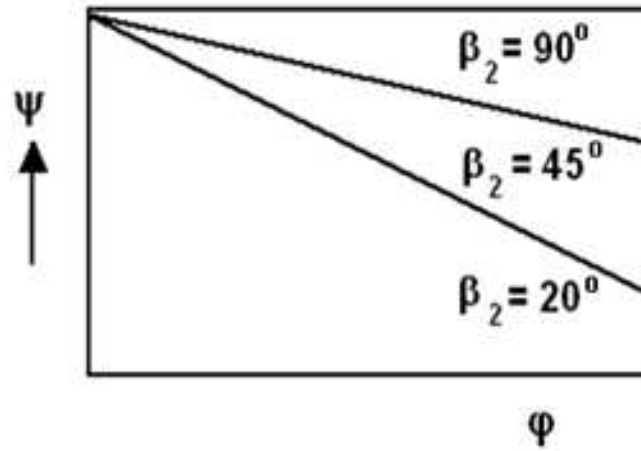
Teorik tanım eğrileri, kayıplar yok sayılarak sonsuz kanat kabulü yapılarak elde edilir.

Aşağıdaki eşitlik ve sonucunda elde edilen grafikler incelenirse, teorik basınç sayısı için,

$$\psi_{th\infty} = 2 - \frac{\varphi}{2} \frac{1}{\tan\beta_2 \frac{b_2}{D_2}} \quad (2.15)$$

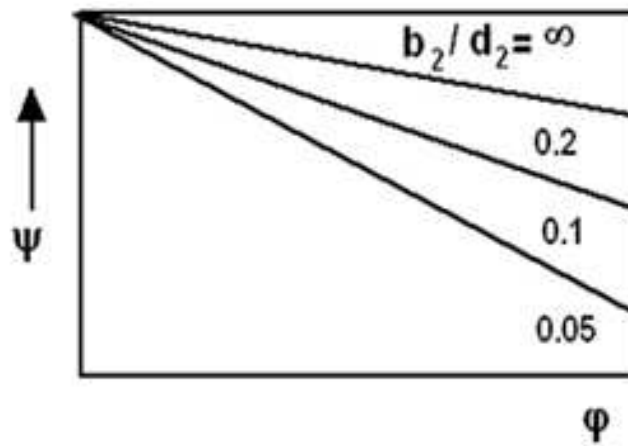
yazılabilir.

Şekil 2.8’de teorik basınç sayısının farklı (β_2) açıları için değişimi verilmiştir.



Şekil 2.8. Teorik Basınç Sayısı Eğrisi (Eck, 1972)

Teorik basınç sayısı eğrisinin ($\psi_{th\infty} = f(\varphi)$) bir doğru olduğu görülür. Aşağıdaki şekil 2.9’de kanat açısı (β_2) ve $\left(\frac{b_2}{D_2}\right)$ oranının arasındaki ilişki görülmektedir.



Şekil 2.9. Teorik Basınç Sayısının (b_2/D_2) 'ye Oranı Eğrisi (Eck, 1972)

Buradan, seçilecek küçük (β_2) kanat açısı ve $\left(\frac{b_2}{D_2}\right)$ oranı tanım eğrisi diktir.
(Eck,1972)

$$\tan\beta_2 \frac{b_2}{D_2} = \text{sabit} \quad (2.16)$$

2.4.1.1.Tanım eğrisinin hesabı

Eğri önce sonsuz kanat kabulü altında ve sürtünmesiz bir ortam olduğu kabulü için çizilir. Ordinata (u_2^2) işaretlenir. Apsisinin en büyük değeri için debi sayısı,

$$\varphi = 4 \frac{c_{2m} b_2}{u_2 D_2} \quad (2.17)$$

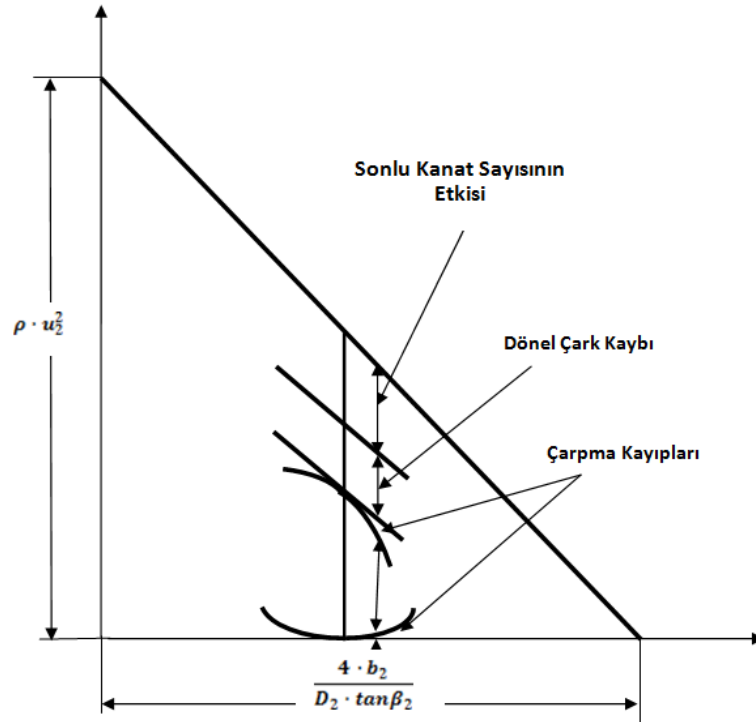
eşitliğinde ($c_{2m} = u_2 \tan \beta_2$) olduğu bilindiğine göre, debi sayısının en büyük değeri elde edilerek,

$$\varphi = 4 \frac{b_2}{D_2} \tan\beta_2 \quad (2.18)$$

sonucuna ulaşılır.

Tanım eğrilerinin sonlu kanata göre çizimi sonsuz kanat kabulü altındaki teorik çiziminden çok farklıdır.(Çallı, 2011)

Belli çark tipleri için debi değişimleri araştırmacı Kearton tarafından tespit edilmiştir. Güç düşümünün büyük debi miktarlarında artış gösterdiği, küçük debilerde düşme gösterdiği saptanmıştır. Sıfır debide kritik durum söz konusudur. Burada özellikle bağıl girdap etkili olmakta ve salyangoz gövde ile çark arasında impuls alışverişi meydana gelmektedir. Bu olay daha çok yönetici çarkta etkili olmaktadır. Bu komplike davranışlardan dolayı mümkün olan basitlikle sonsuz kanat sayısından, sonlu kanat sayısına geçişte ilk tanım doğrusuna paralel bir doğru çizilmesi önerilmektedir.(Dolay ve Parmaksızoğlu, 1999)



Şekil 2.10. Teorik Tanım Eğrileri (Çallı, 2011)

Şekil 2.10'da sonlu kanatın ve kayıpların teorik tanım eğrilerine etkileri verilmiştir.

2.4.2 Radyal çarklarda (ψ) basınç sayısının hareketi

Radyal çarklarda erişilebilecek basınç sayısı kolayca açıklanabilir. Aşağıdaki eşitlikler göz önünde bulundurularak;

$$\psi = 2 \eta_h \frac{c_{3u}}{u_2} = 2 \eta_h \frac{c_{2u}}{u_2} \quad (2.19)$$

$$c_{2u} = u_2 - \frac{c_{2m}}{\tan \beta_2} \quad (2.20)$$

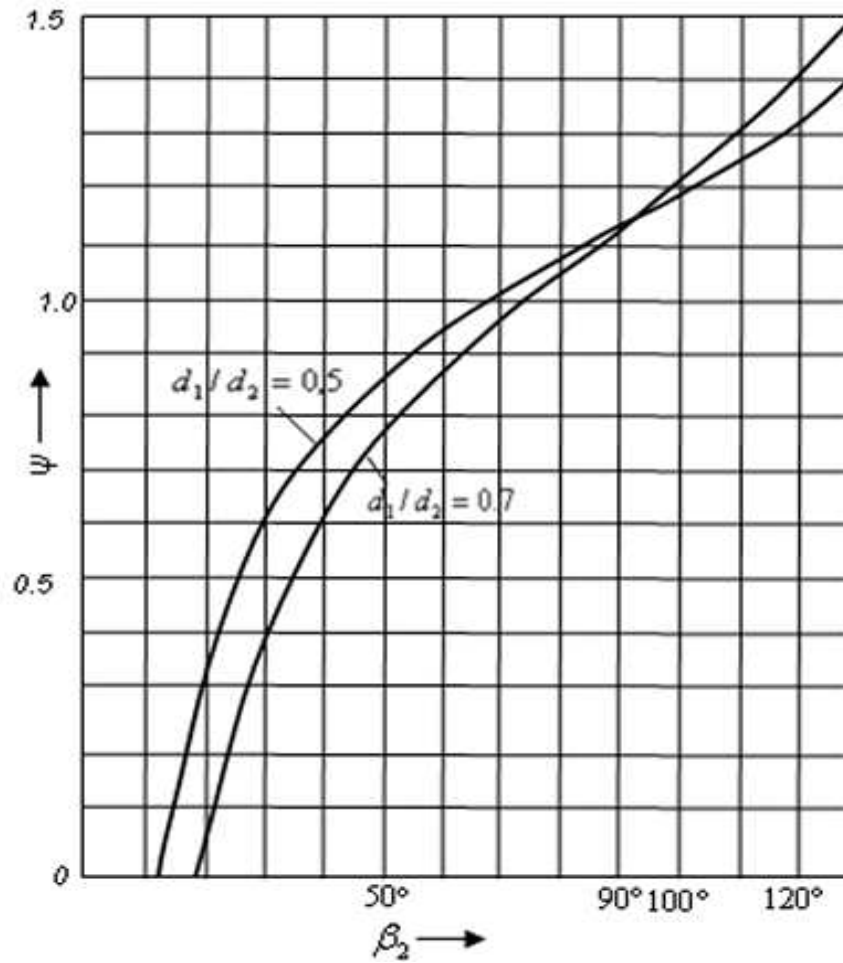
$$\psi = 2\eta_h \mu \left(1 - \frac{c_{2m}}{u_2} - \frac{1}{\tan \beta_2} \right) \quad (2.21)$$

basınç sayısı eşitliği bulunur.

Ortalama oranlarda yaklaşık olarak ($c_{2m} = c_{1m}$) olduğuna dikkat edilerek ve ($c_{1m} = c_1 = u_1 \tan \beta_1$) yazılarak,

$$\psi = 2\eta_h \mu \left(1 - \frac{D_1}{D_2} - \frac{\tan \beta_1}{\tan \beta_2} \right) \quad (2.22)$$

sonucu elde edilir.



Şekil 2.11. Basınç Sayısının ψ - β Açısına Göre Değişimi (Çallı , 2011)

($D_1/D_2 = 0,5$ ve $0,7$) ile ($\beta_1 = 30^0$) değerleri için çizilen eğriler Şekil 2.11'dedir. Burada ($\eta = 0,8$) ve ($\mu = 0,8$) alınmıştır.

2.5 Vantilatörlerde Meydana Gelen Kayıplar

2.5.1 Çark kayıpları

İlk kayıp çarka girişte başlar. Çark kanatlarına akışkan (90^0) dönerek girdiğinden aynen dirsekte olduğu gibi bir kayıp oluşur.

Çark giriş kaybı,

$$\Delta p_1 = k_1 \frac{\rho}{2} c_1^2 \quad (2.23)$$

eşitliğinden hesaplanır.

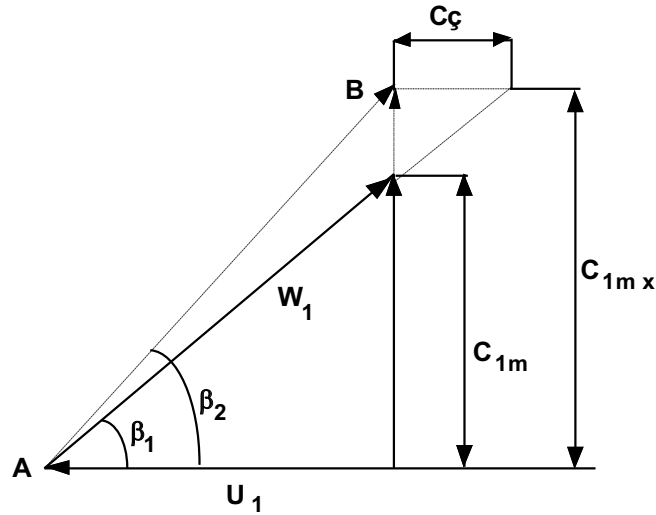
(k_1) değeri genel olarak ($k_1 \approx 0,15 \dots 0,25$) arasında seçilir. Çarkın içindeki akışın meydana getirdiği bu büyük bir kaybın hesabı oldukça güçtür. Bunun için en iyi çözümü deneysel yolla kayıp sayılarının tanımlanması ve benzerlik yasaları ile bunların kullanılmasıdır. (Çallı, 2011)

Vantilatör kanatları uygun çizilmişse, enerji transformasyonuna ait kayıplar hemen hemen hiç değişmez. Çark diski ile akışkan arasındaki sürtünme kayıpları iç enerjiden kaynaklıdır. Sürtünme kayıpları bakımından çarkta asgari kayıpların gerçekleşebilmesi için ($\psi=1$) olmalıdır. (ψ) değerinin büyümesi (β_2) açısının büyümesine ve kanat uzunluğunun azalmasına yol açtığından, kanat sayısını artırma zorunluluğu doğurur.

Bu durumda da kanallar daha da daralır, sürtünme katsayısı büyür ve sonuçta kayıplar artar. (β_2) açısının büyük bir değer alması ayrıca çarktaki kanallarda cidardan ayrılmalara sebebiyet verir. Küçük basınçlar durumunda ise kanat yüzeyini büyük ölçüde küçültmek ve böylece çarkta sürtünme kayıplarının artmasını önlemek mümkündür. Küçük hızlarda disk sürtünmelerinin hissedilebilir bir değeri yoktur. (Kovats, 1994)

2.5.2 Çarpma kayıpları

Çark içindeki akım kanat uyumlu akış durumunu kaybedince çarpma kayıpları oluşacaktır. Bu durum Şekil 2.12’de de görüldüğü gibi, giriş hız üçgeninden izlenebilir.



Şekil 2.12. Giriş Hız Üçgeninden Çarpma Kaybının Tespiti (Çallı, 2011)

Normal debi biraz arttırıldığında yani (Q)’dan (Q_x)’e yükseltildiğinden (c_{1m}) hızı (c_{1mx}) değerine çıkar. Böylece,

$$c_{max} = c_{1m} - \frac{Q_x}{Q} \quad (2.24)$$

olur.

İlk durumda olduğu gibi radyal girişte önce havanın teğetsel girişi söz konusu olduğundan son durumda kanat giriş açısı (β_1), (β_2) değerine yükselir. (β_1) açısından dolayı (c_{1m}) hızının doğrultusu aynı kalma şartı ile (c_c) çarpma bileşen hızı oluşur. Hareket miktarı teoremi göz önünde bulundurulacaktır. Çarpma bileşeni bir basınç kaybı oluşturur.

$$\Delta p_2 = \frac{\rho}{2} c_c^2 \quad (2.25)$$

Sonlu kanat sayısından dolayı bir çarpma kaybı öngörülen değerden daha küçük olup (μ) olarak tanımlanan ve (1)'den küçük bir sayı ile çarpılarak hesaplanır.

$$\Delta p_2 = \mu \frac{\rho}{2} c_\zeta^2 \quad (2.26)$$

Hız üçgeninden yararlanılarak (c_ζ) hızı için;

$$c_\zeta = u_1 \left(\frac{c_{1mx}}{c_{1m}} - 1 \right) = u_1 \left(\frac{Q_x}{Q} - 1 \right) \quad (2.27)$$

$$u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2} \quad (2.28)$$

$$c = u_2 \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot \left(\frac{Q_x}{Q} - 1 \right) \quad (2.29)$$

bulunur.

Bu eşitlikten (Δp_2) basınç kaybı için,

$$\Delta p_2 = \mu \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{Q_x}{Q} - 1 \right)^2 \quad (2.30)$$

sonucu bulunur.

Basınç sayısı için içine sokularak,

$$\frac{\rho}{2} u_2^2 \frac{\Delta p}{\psi} \quad (2.31)$$

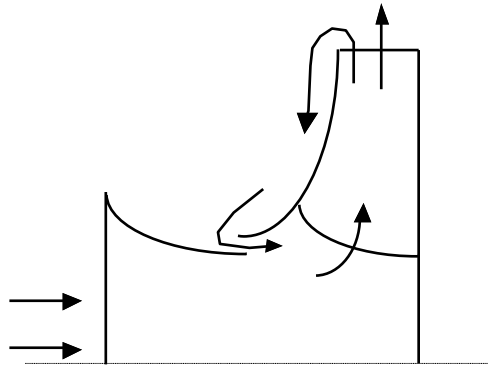
$$\frac{\Delta p_2}{\Delta p} = \mu \frac{1}{\psi} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \left(\frac{Q_x}{Q} - 1 \right)^2 \quad (2.32)$$

oranı elde edilir.

Bu kaybın mutlak değerinden ziyade gerçek erişilen basınç yüksekliğine oranı daha önemlidir. Eşitlikten görüldüğü gibi (D_1/D_2) çaplar oranı bu kayba önemli derecede etkili olmaktadır. Bu eşitlikte ($\mu \approx 0,8 \dots 0,9$) arasında olur.(Eck, 1972)

2.5.3 Aralık kayıpları

Dönel çark ile gövde arasında bir aralığın bırakılması gerekir. Bu aralıktan vantilatörün basma tarafından gelen akışkanın az bir kısmı tekrar çarkın emme ağzından içeriye girecektir. Şekil 2.13'te dönel çark ile gövde arasındaki aralıktan meydana gelen kayıp gösterilmiştir. Vantilatörlerde genellikle lüle biçiminde giriş düzenlenerek bu kayıp için çözüme ulaşırlar.



Şekil 2.13. Aralık Kaybı (Çallı, 2011)

Dönel çark çıkışında aralık basıncı olarak adlandırılan basınç hükmü sürer.

(r) tepki derecesi olmak üzere;

$$\Delta p_{\text{stat}\infty} = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - w_2^2 + c_1) \quad (2.33)$$

$$\Delta p_{\text{stat}\infty} = r \Delta p_{\text{teo}\infty} \quad (2.34)$$

$$\Delta p_{\text{stat}\infty} = r \Delta p = \frac{\rho}{2} u_2^2 r \quad (2.35)$$

sonucu elde edilir.

Çark ile gövde arasında, çarkın açısal hızının yarısı kadar bir açısal hızla akışkanın döndüğü kabul edilir.

Böylece statik basınç azalması,

$$\frac{1}{4} \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad (2.36)$$

şeklinde yazılır.

Aralıkta statik basınç için tepki derecesini ($r = 0,8$) ortalama değeri kabul edilir.

$$0,8 \psi \frac{\rho}{2} u_2^2 - \frac{1}{4} \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) \quad (2.37)$$

yazılabilir.

Fakat emme kesitindeki (c_E) hızı vasıtasıyla basıncın $\left(\frac{\rho}{2} c_E^2\right)$ kadar azaldığını göz önünde bulundurmalıdır. Dolayısıyla yukarıdaki basınçtan bu kadar bir değer düşülmesi gerekir. Böylece bu basınç,

$$Q = \varphi u_2 \frac{\pi D_2^2}{4} = \frac{\pi D_2^2}{4} c_E \quad (2.38)$$

$$c_E = \varphi u_2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \quad (2.39)$$

$$\Delta p_E = \frac{\rho}{2} c_E^2 = \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \quad (2.40)$$

şeklinde ifade edildikten sonra aralıktaki toplam basınç farkı;

$$\Delta p_{\text{aralık}} = 0,8 \frac{\rho}{2} u_2^2 \psi - \frac{1}{4} \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2} \varphi^2 u_2^2 \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \quad (2.41)$$

$$\Delta p_{\text{aralık}} = \frac{\rho}{2} u_2^2 \left[0,8 - \frac{1}{4} \left(1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 + \varphi^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right) \right)^4 \right] \quad (2.42)$$

olarak bulunur.

Aralık basıncı ile aralık hızı arasında,

$$P_{\text{ara}} = \frac{\rho}{2} c_{\text{ara}}^2 \quad (2.43)$$

olduğundan,

$$c_{\text{ar}} = \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{ar}}}{\frac{\rho}{2}}} \quad (2.44)$$

yazılabilir.

Bu eşitlik (Δp_{ar}) eşitliğinde yerine konursa, aralık hız denklemi bulunur.

$$c_{\text{ar}} = \mu_2 \left[0,8 \psi - \frac{1}{4} \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] + \varphi^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4 \right] \quad (2.45)$$

$$\frac{Q_{\text{ar}}}{Q} = \frac{S}{D_2} \frac{D_1}{D_2} \frac{4\alpha}{\varphi} \sqrt{0,8 \psi - \frac{1}{4} \left[1 - \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right] + \varphi^2 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^4} \quad (2.46)$$

yazılabilir.

$\left(\frac{D_1}{D_2} = 0,5 \right)$ ve $\left(\frac{D_1}{D_2} = 0,2 \right)$ oranında ($\alpha = 0,8$) , ($\Psi = 0,9$) ve ($\varphi = 0,12$)

kabul edilerek,

$$\frac{D_1}{D_2} = 0,2 \text{ için } \frac{Q_{\text{ar}}}{Q} = \frac{S}{D_2} 11,7 \quad (2.47)$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 0,5 \text{ için } \frac{Q_{\text{ar}}}{Q} = \frac{S}{D_2} 16,4 \quad (2.48)$$

Çeşitli aralık büyüklükleri için (S/D_2) yapılan hesaplamalar ile, aşağıdaki tablo elde edilir.

Tablo 2.2 Çeşitli Aralık Büyüklükleri için (S/D_2)

$\frac{S}{D_2}$	$D_2=500$ mm	Q_{ara}/Q	(%)
	S (mm)	$D_1/D_2=0,5$	$D_1/D_2=0,2$
1/100	5	11,7	16,4
1/200	2,5	5,85	8,2
1/300	1,67	3,90	5,47
1/500	1,00	2,34	3,28

Tablo 2.2’de görüldüğü gibi (1) ile (2) mm’lik bir aralıkta (%3 ile %7) Q kadar bir aralık debisi oluşur. (Çallı, 2011)

Yarı açık kanatlı türbomakinalardaki aralık kayıplarının performansa olan etkilerinin incelenmesi son 10 yılda araştırmacılarının ilgisini çeken konulardan biri olmuştur. Bu alanda ağırlıklı olarak ya radyal ve karışık akışlı pompalar ya da kompresör kademeleri ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Literatürde radyal ve eksenel akışlı fanlar ile ilgili olarak yapılmış çok az sayıda çalışma bulunmaktadır.

Dahası, radyal fanlardaki akış Yu ve arkadaşlarının kanat giriş açısı ve aralık yüksekliklerini esas parametreler olarak akış alanını sayısal olarak analiz ettikleri çalışma dışında ve T. Engin ve arkadaşlarının yarı açık kanatlı endüstriyel sıcak gaz fanlarındaki aralık kayıplarının ED ile modellenmesi dışında, sistemli bir yaklaşım yoktur.(Engin, 2006)

2.5.4. Salyangoz gövdedeki kayıplar

Serbest dönme ilkesi kabul edilerek çizilen basit dikdörtgen kesitli salyangoz gövdelerde kayıplar oldukça küçük tutulabildiğinden yüksek performanslı vantilatörlerin gelişmesi sağlanmıştır.

Gövdede yavaşlayan bir akış söz konusu olduğundan, aynen yayıcıda meydana gelen basınç kaybı burada da geçerlidir.

Salyangoz gövdeye giriş hızı c_3 ve çıkış hızı c_4 olduğundan, yayıcı veya difüzördeki akışta basınç kaybı,

$$\Delta p_k = (0,1 \dots 0,2) \frac{\rho}{2} (c_2^2 - c_4^2) \quad (2.49)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Bütün vantilatörlerde dönel çark çıkış genişliği b_2 'den atlamalı olarak oldukça büyük gövde genişliği B seçildiği bilinmektedir.

Böylece (c_{3m}) meridyen hızı ($c_{4m} = \frac{b}{B} c_{3m}$) eşitliğine bağlı olarak değişmesi gerekir. Genişliğin ani büyümesi ile oldukça büyük bir çarpma kaybı oluşur ve bir maksimum değere ulaşır.

$$\Delta p_k'' = \frac{\rho}{2} (c_{3m} - c_{4m})^2 \quad (2.50)$$

$$\Delta p_k'' = \frac{\rho}{2} c_{3m}^2 \left(1 - \left(\frac{b}{B} \right) \right)^2 \quad (2.51)$$

Vantilatör imalatında genellikle sabit genişlik ve logaritmik spiral biçimli cidarlar kullanılır.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucu genişleme atlamasının en iyi değeri için (α_3) açısına bağlı olarak,

$$\frac{B}{b_2} = 1 + \frac{\alpha_3}{8,5} \quad (2.52)$$

bağıntısı önerilmiştir.

Meridyen hızın (c_{3m}) lülesini yığılma basıncına yaklaşık olarak eşit alınırsa kayıp için,

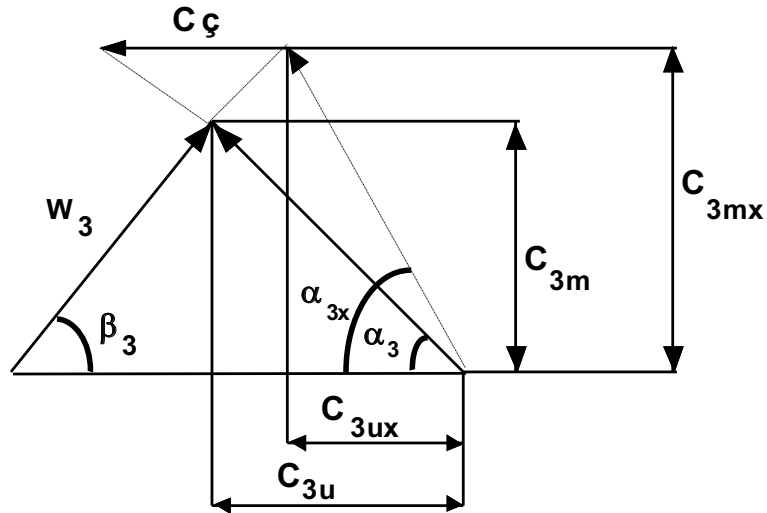
$$\text{Kayıp} = \frac{\rho}{2} c_{3m}^2 \quad (2.53)$$

elde edilir.

Böylece salyangoz gövdeye giren akım çizgisinin eğimini mümkün olduğu kadar küçük tutmak maksada uygun olacaktır.(Çallı, 2011)

2.5.5. Yöneltili düzenlerde kayıplar

Bir yöneltili çark kullanılmasında yöneltili çark kanatlarına girişte ikinci bir çarpma kaybı oluşur. Bu durum hız üçgeninden görülebilir.



Şekil 2.14. Yöneltili Düzenlerdeki Çarpma Kayıplarının Hız Üçgeninden Tespiti

Sonlu kanat sayısının etkisi yüzünden (c_3) mutlak hızı (α_3) açısı altında çarkı terk eder. Yöneltili çark açısı (α_3) açısı ile uyum sağlamalıdır. (Q) debisi (Q_x) debi

miktarına yükseldiğinden (c_{3m}) hızı (c_{3mx}) değerine çıkar. Değişen debi ile (c_{3u})'da (c_{3mu}) olacaktır.

Çalışma noktasındaki debi değiştiğinde (β_3) açısı da sabit kalmayacaktır. Hız üçgeninde iki çalışma noktasından biri normal nokta olup, yöneltici çark kanadı için (α_3) açısı ile bellidir. Daha büyük debili diğer nokta ile tanımlanmıştır. Burada çarpma bileşeni oluşmaktadır.

Şekil 2.14'deki hız üçgeninden;

$$c = u_2 \left(\frac{c_{3mx}}{c_{3m}} - 1 \right) = u_2 \left(\frac{Q_x}{Q} - 1 \right) \quad (2.54)$$

yazılır.

Çarpma kaybı aynen dönel çark girişinde olduğu gibi;

$$\Delta p_3 = \mu \frac{\rho}{2} c^2 = \mu \frac{\rho}{2} u_2^2 \left(\frac{Q_u}{Q} - 1 \right)^2 \quad (2.55)$$

şeklinde yazılabilir.

Basınç sayısı göz önünde bulundurularak;

$$\frac{\rho}{2} u_2^2 = \frac{\Delta p}{\psi} \quad (2.56)$$

$$\Delta p_3 = \mu \frac{\Delta p}{\psi} \left(\frac{Q_x}{Q} - 1 \right)^2 \quad (2.57)$$

$$\frac{\Delta p_3}{\Delta p} = \mu \frac{1}{\psi} \left(\frac{Q_x}{Q} - 1 \right)^2 \quad (2.58)$$

sonucu elde edilir.

Çarpma kaybı ile ters orantılı değiştiği için basınç sayısı küçüldükçe çarpma kayıplarının artacağı söylenebilir. (Çallı, 2011)

2.5.5.1. Yöneltilici kanal kayıpları

Dönel çarktan çıkan havanın $\left(\frac{Q}{2}c_3^2\right)$ dinamik enerjisi yöneltilici düzende basınç enerjisine dönüşmesi gerekir. Bu yavaşlama olayı vantilatörlerde genel olarak bir salyangoz gövde ile sağlanır. Spiralin bitişinden sonra oluşturulacak yöneltilici kanalların iraksaklık açıları uygun seçilerek cidarlardan ayrılmaların önlenmesi gerekir. Böylece yöneltilici kanalda oluşan basınç kaybı,

$$p = \frac{\rho}{2} (c_3^2 - c_4^2) \quad (0,2 \dots 0,3) \quad (2.60)$$

şekli ile ortaya çıkar.

Vantilatörün çıkış hızı (c_4) genel olarak giriş hızına eşittir. Burada sadece $\left(\frac{\rho}{2} c_3^2\right)$ 'nin bir kayıp oluşturacağı düşünülüp katsayılarında biraz küçük seçilirse,

$$p_4 = \frac{\rho}{2} c_3^2 \quad (0,15 \dots 0,25) \quad (2.61)$$

sonucu elde edilir.

Burada (c_3) yerine (c_{3u}) kullanılırsa büyük bir hata yapılmamış olur. Zira (α_4) açısı genellikle ($\alpha_4 < 20^\circ$)'dir.

Elde edilen basınç kaybı gerçek basınç artımına

$$\left(\Delta p = \psi \frac{\rho}{2} u_3^2\right) \quad (2.62)$$

oranlanırsa,

$$\frac{\Delta p_4}{\Delta p} = \frac{1}{\psi} \left(\frac{c_{3u}}{u_2}\right)^2 \quad (0,15 \dots 0,25) \quad (2.63)$$

elde edilir.

Ayrıca,

$$\frac{c_{3u}}{u_2} = \frac{\psi}{2\eta_h} \quad (2.64)$$

$$\frac{\Delta p_4}{\Delta p} = (0,15 \dots 0,25) \frac{\Psi}{4\eta_h^2} \quad (2.65)$$

bulunur.

Böylece kaybın direk (Ψ) ile orantılı olduğu anlaşılır. Vantilatörde genellikle (Ψ) değerleri büyüktür. Bu yüzden yöneltici kanalların doğru düzenlenmesinin çok önemli olduğu ortaya çıkar. (Çallı, 2011)

BÖLÜM 3. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Vantilatörler üzerinde çok eski zamanlardan beri çalışılan hidrolik makinelerin en eski konularından biridir. Günümüzde hala fanların tasarımında elli yıl öncesine dayanan hesaplama yöntemleriyle kullanılmaktadır. Bu yöntemlerin en başında vantilatör hesaplamalarının ana denklemi olan Euler Denklemi gelir. Üretim aşamasında ise yakın zaman kadar vantilatörler, üreticiler tarafında deneme yanılma yöntemiyle, maddi kayıpların ve zaman kayıplarının son derece fazla yaşanmasına yol açacak şekilde üretilmekteydi. Son zamanlarda ise bilgisayarlı simülasyon yöntemleri ile daha üretim aşamasına gelmeden daha az sürede ve daha az maddi kayıpla üretim aşamasına geçilmektedir.

Vantilatörler alanında çalışmış en önemli isim B. Eck'tir. Bu konuda hakkındaki 1973 yılı basımlı Ventilatoren adlı kitabı bugün hala yapılan tüm akademik çalışmalarda ana kaynak olma özelliğini korumaktadır. Tüm vantilatör tiplerinin incelendiği kitabında tambur tipi vantilatörleri de çalışmış ve ayrı bir bölümde topladığı tambur tipi vantilatörlerin tarihi gelişimine, genel prensiplerine, kanatların yapısına, vantilatör çarkının ölçülendirilmesine ve tasarımına değinilmiştir. B. Eck kendi yaptığı deneyler sonucunda belirlediği tambur tipi dönel çark için ideal ölçülere ve aralıklara yer vermiştir. B. Eck'in deneysel yollarla elde ettiği tambur tipi vantilatörlerin tasarımı hakkındaki veriler, tezde teste tabi tutulan vantilatörün, performansını olumsuz etkilediğini tespit edilen bölgelerin iyileştirmelerinde, referans değer olarak kullanılmıştır.

T. Adachi ve arkadaşları tambur tipi radyal vantilatör hakkında iki çalışma yapmışlardır. 2001 yılında yaptıkları ilk çalışmada öne eğimli tambur tipi dokuz fan test edilmiş, en iyi performansla sahip olan dört çark tespit edilmiştir. Bu çarklar üzerinde yeniden hız ölçümleri yapılmış ve kanat biçiminin çark performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Kanat giriş ve çıkış açılarından en iyi giriş açısının 75° ile 90° , kanat çıkış açılarının 150° ile 160° aralığında olduğu saptanmıştır. 2004 yılında yaptıkları ikinci çalışmalarında on iki değişik kanat açısına sahip çark kullanılmış, en uygun giriş çıkış ve eğim açıları tespit edilmiş daha sonra bu akışların aksenel ve çevresel dağılımları farklı ölçüm pozisyonlarında farklı çalışma koşullarında belirlenmiştir. Sonuç olarak giriş ve çıkıştaki akışın üniform olmadığı, vantilatör salyongozu ile giriş akışının birbirleriyle ilişkili olduğu saptanmıştır.

R. J. Kind ve M. G. Tobin'in 1990 yılında yaptıkları çalışmada üç tambur tipi vantilatörün emme ve basma tarafındaki akış alanı hakkında ayrıntılı performans çözümlerinde bulunmuşlardır. Akışta hızın üç bileşeni (toplam, statik ve dinamik basınç) için beş delikli sonda ile ölçümler yapılmıştır. Her iki taraftan da saptanan en verimli noktalardan alınmış ölçümler sonucunda, her üç çark tipi içinde, akış düzeninin karmaşık olduğu, en iyi çalışma koşullarında bile çark kanatları üzerinde ters akışların meydana geldiği tespit edilmiştir. Akış düzenlerinin karmaşık olmasına rağmen ana niteliklerin anlaşılabilir ve verim testlerinin mümkün olduğu belirtilmiştir.

R. J. Kind 1997 yılında tambur tipi vantilatörlerin orta ve yüksek hızdaki akışlarda akış davranışlarının ve performanslarının tahmin edilmesi üzerine yaptığı ikinci çalışmada ise fanların performansı etkileyen faktörleri saptayarak bir yöntem geliştirmiştir. Fan birkaç bölgeye bölünmüş, bu bölgeler, bu bölgelerdeki elemanlar ve aralarındaki etkileşim uygun denklemler ve korelasyonlar kullanılarak modellenmiştir. Yöntem basit ve kapsamlı olmamasına rağmen o gün için literatürde önemli bir ilerleme sağlamıştır. Literatürde daha önce yapılmış çalışmalarla beraber yöntem, tambur tipi vantilatörlerdeki akışın davranışı hakkında kayda değer ilerleme, yeni bir bakış açısı kazandırmıştır. Yöntem sonucu yapılan tahminlerin gerçekçi tahminler olduğu kanıtlanmıştır.

2006 yılında ise N. N. Bayomi ve arkadaşları bu tezdeki deney düzeneğinde de kullanılan, girişteki akış bozulmalarını ortadan kaldırmak için kullanılan akış düzelticiler hakkında detaylı bir çalışma yapmışlardır. Deneysel dairesel borulardan ve zigzag şekilli borulardan oluşan farklı düzelticiler test edilmiştir. Düzelticiler biri radyal diğerleri giriş açıları 60° ve 70° , çıkış açıları 105° ve 120° olan iki geriye eğimli, üç farklı çarkta denenmiştir. Deneysel düzelticiler farklı tipteki çarklarda farklı etkiler göstermiştir. Düzelticilerin çarkın performansı üzerindeki etkisinin çarkın çıkış açısı ile bağlantılı olduğu saptanmıştır. Kanat açısı 60° geriye eğimli çark için uzun zigzag şekilli düzeltici daha iyi sonuç verirken, kanat açısı 75° geriye eğimli çark için kısa zigzag şekilli düzeltici, radyal çark yani 90° çıkışlı kanat için ise uzun dairesel şekilli düzeltici uygun bulunmuştur.

2009 yılında M. Nikkhoo ve arkadaşları tarafından yapılan yapılan çalışmada, tambur tipi vantilatörün kanat konfigürasyonu ile ilgili çalışılmıştır. Makalede aynı vantilatörde, silindirik yapıya sahip dönel çarkla, negatif ve pozitif yönde 10° konik yapıdaki dönel çarklar ve silindirik yapıda pozitif ve negatif yönde 2° eğim açılı dönel çarklar karşılaştırılmıştır. Yapılan deneyler sonucu $+10^\circ$ konik ve 2° 'lik eğim açısı olmayan, vantilatörün silindirik dönel çarkına göre vantilatörün veriminin %18.3 kadar artığı sonucuna varılmıştır. Vortexin dönel çark kanatlarından uzakta gerçekleşmesinin ve kanatların boyunun artırılmasının verimi artırmada etkili belirtilmiştir.

2011 yılında L. Chunxi ve arkadaşları tarafından G 4-73 tip radyal vantilatörde yapılmış olan çalışmada ise salyangoz yapı değiştirilmeden vantilatör çarkının ölçüleri büyütülerek, bu boyut değişikliklerini vantilatör performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Karşılaştırılmalar orijinal boyutlardaki çark ile çark çıkış çapı %5 ve %10 artırılmış iki yeni çark arasında yapılmıştır. Vantilatör çarkı büyüdükçe, akış hızı, toplam basınç yüksekliği, mil gücü ve ses basıncı düzeyi artmış, fakat genel verim azaldığı kanıtlanmıştır.

Ayrıca üzerinde çalışmış olduğumuz tambur tipi vantilatörler hakkında geçmişten günümüze kadar patent çalışmalarının olduğunu da görmekteyiz. 2011 yılında Cheol-O Ahn tarafından bulunan ve LG tarafından patenti alınan eğik kesimli çıkışa sahip bir radyal vantilatör bulunmaktadır. Yine 2001 yılında Joon Sei Lee tarafından bulunan ve LG tarafından patenti alınan fan çift girişli bir fanıdır. Salyangoza çark merkezlenirken, çıkışta eğim sağlanmış. Bu eğim sayesinde hava akımı daha etkin olarak yönlendirilirken, hava akım oranı düşmüş ve gürültü azalmıştır.

Bunlara ek olarak son yıllarda vantilatörler üzerinde farklı birçok vantilatör için ve aynı zamanda radyal vantilatörler içinde birçok CFD analizleri yapılarak fan performansları araştırılmıştır. Bu çalışmalara örnek olarak 2003 yılında Klemm ve Gabinin salyongaz tipi bir fanın gövde tasarımı CFD simülasyonlarıyla incelenmiştir. Yüksek debilerde performans değerleri olumlu olarak saptanmıştır.

2006 yılında A. Behzadmehr ve arkadaşlarının yaptığı diğer çalışmada ise geriye eğik radyal vantilatörlerde çark girişinin verimi CFD analizi ile incelenmiştir. Motor mili yarıçapı, vantilatörün emme tarafı yarıçapı, çark girişi ile kanat girişi arasındaki daralma faktörü ve güvenilirlik faktörü CFD ortamındaki deney düzeneğinin ana parametreleri olarak belirlenmiş ve bu parametrelerin vantilatör verimi ile arasındaki ilişki araştırılmıştır.

Türkiye de ise makine mühendisliğinin en eski konularında biri olan vantilatörler hakkında beklenenin aksine çok fazla sayıda çalışma bulunmamaktadır. Literatürde yapmış olduğumuz araştırma sonucunda tambur tipi vantilatör hakkında yapılmış deneysel veya nümerik bir çalışmaya ise rastlanamamıştır.

1995 yılında Vedat Arı tarafından hazırlanmış olan yüksek lisans tezinde radyal - eksenel pompa ve vantilatörlerin dizaynı yapılmıştır. En az girdiyle, bir bilgisayar programı yardımıyla hesapları yapılmış, daha sonra dizaynı yapılan pompa ve vantilatörlerin çizimleri gerçekleştirilmiştir. Tezin çıktılarını olarak üç tane vantilatör dizaynı projesine yer verilmiştir.

2000 yılında F. Hakan Dolay tarafından çalışılmış olan ‘Bilgisayar Destekli Vantilatör Tasarımı ve Analizi’ isimli tezde öne eğik kanatlı, geriye eğik kanatlı ve radyal kanatlı merkezkaç vantilatör tiplerin tasarımına ait parametreler belirlenerek CAD ortamında vantilatörün çizilmesinin sağlayan bir program yazılmıştır.

2006 yılında Ünsal Matkap’ın hazırladığı yüksek lisans tezi ise eş eksenli kanal tipi radyal vantilatörler hakkındadır. Tezde Fluent ortamında vantilatör analizleri yapılmıştır. Analiz sonuçları TSE standartlarına hazırlanmış bir deney düzeneğinde test edilmiş ve birbiriyle örtüşen sonuçlar elde edilmiştir. Performans ve verim değerlerini artırmak amacıyla yeni bir çarkın katı modellemesi yapılmış, Fluentte yapılan analizler sonucunda olumlu sonuçlar alınmış ve amaçlanan iyileştirme sağlanabilmiştir.

Üniversitemizde 2006 yılında Zafer Atlı tarafından yapılan yarı açık çarklı merkezkaç fanların aralık kayıplarının hesaplı akışkanlar dinamiği ile simülasyonu isimli tezinde fandaki hava akışının üç boyutlu sayısal akış analizini yapmış, fanların performansını etkileyen en önemli parametrelerden eksenel yönde oluşan kararsız akış hakkında saptamalarda bulunmuştur. Analizde aralık kayıplarının inceleneceği 20 adet farklı fan geometrisi hazırlanmış ve çözümlenelerde k- ϵ modeli kullanılmıştır. Analizler sonucu elde edilen çarklara ait debi basınç grafiklerinde oluşan basıncın aralık genişliğine olan bağımlılığını gösteren grafiklere yer verilmiştir.

H. Değirmenci’nin 2007 yılında ‘Radyal Akışlı Bir Vantilatörde Salyangoz Eninin Toplam Basınca Etkisinin Deneysel Yollarla Araştırılması’ üzerine bir tez hazırlamıştır. Salyangoz eninin azalmasıyla basınç farkının artışı ölçülmüş, verim artışının da sağlanabilmesi çarkında küçülmesi gerektiği ortaya koyulmuştur. Debiye etki eden en büyük faktörün kanat alanı ve kanat gövde eni olduğu doğrulanmıştır.

C. Çerçil tarafından 2010 yılında hazırlanmış olan son dönemdeki vantilatörler hakkındaki çalışmalardan biri de Bilgisayar Destekli Merkezkaç Vantilatörünün Tasarımı hakkındaki tezdır. Çerçil bu tezde farklı dönel çark yapılarına sahip radyal vantilatörlerin tasarım teorilerini araştırmış ve bir boyutlu tasarım yöntemlerini kullanarak, kullanıcı tarafından kapasite değerlerinin verildiği akışa uygun vantilatör geometrisinin belirlenebildiği bir bilgisayar programı hazırlamıştır.

Özellikle tambur tipi vantilatörler hakkında yaptığımız literatür araştırması ortaya koymuştur ki, bu alanda yapılan çalışmalar yeterli değildir. Bilhassa da ülkemizde gerek yazılmış olan makale gerek hazırlanmış olan tez çalışmalarında bu alanda yeterli çalışma bulunmamaktadır. Günümüz ihtiyaçlarına paralel olarak daha ideal vantilatörlerin üretilmesi ve bu ürünlerin sağlıklı laboratuvar ortamlarında güvenilirliklerinin kanıtlanarak dünya çapında iyi yerlere gelinebilmesi için akademik çalışmalarla desteklenmesi şarttır. İlerleyen günlerde, tambur tipi vantilatörler ve daha önce çalışılmamış diğer vantilatör çeşitlerine yönelik, daha fazla çalışmalar yapılmasını ümit etmekteyiz.

BÖLÜM 4. DENEY SETİ VE ÖLÇÜM CİHAZLARI

4.1. DIN Normuna Göre Deneysel Setinin Ölçülendirilmesi

Fanların çalışma performanslarını yakın bir şekilde tahmin edecek tasarım programları olmasına rağmen, bu sonuçları doğrulamak için testler yapılması gereklidir. CFD (Hesaba dayalı Akış Dinamiği) gibi en gelişmiş tasarım tekniği bile ampirik olarak hesaplanmış doğrulama faktörlerine ihtiyaç duymaktadır.

Fan testleri yapılma nedenleri;

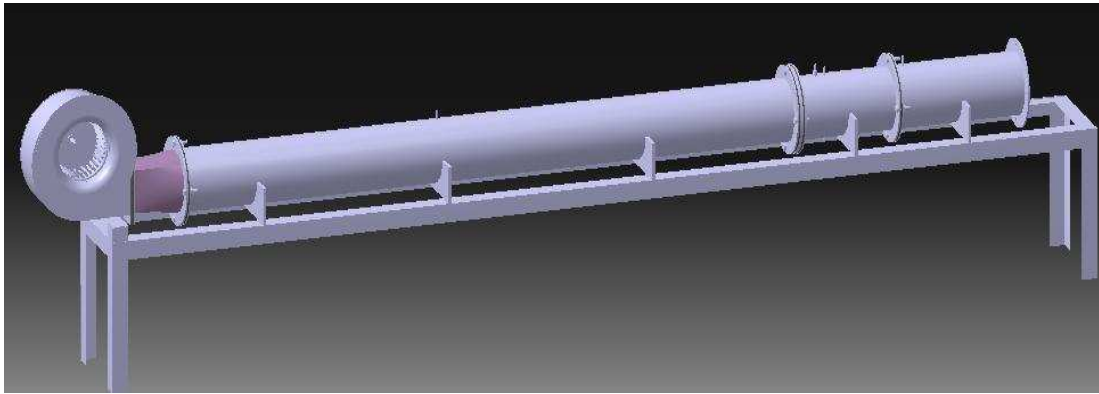
- Tasarım programını doğrulamak için ürün geliştirme sırasında yapılan testler
 - Kataloglar için veriler seçilirken yapılan testler
 - Müşterinin isteklerini sağladığını doğrulamak için üreticinin yaptığı kabul edilebilirlik testleri
 - Müşterinin isteklerini sağladığını doğrulamak için üreticinin kurulum yerinde yaptığı kabul edilebilirlik testleri
 - Sistem direncinin doğruluğunun veya düzenleme ihtiyacının tespiti için yapılan testler
- şeklinde sıralanabilir.

1920'lerin başına kadar endüstriyel fanların aerodinamik performanslarının testleri için var olan metotlar çok fazla ve karmaşıktı. Farklı üreticilerin kendi inanışları, önyargıları veya doğrudan doğruya ticari düşünceleri doğrultusunda karar verildiklerini söylemek abartı olmaz. O zamanlarda Amerika'da ASHVE (Amerikan Isıtma ve Havalandırma Mühendisleri Topluluğu) , ASHRAE (Amerikan Isıtma Soğutma ve Havalandırma Mühendisleri Topluluğu) ve İngiltere'de IHVE (Bina Servis Mühendisleri Enstitüsü) Fan Standardizasyonu komitesini kurmuş, test ve hesaplama metotlarının uygulanabilmesi için öneriler üretmişlerdir.

Zaman içerisinde, her örgütün kendi fan standartlarını öne çıkarma çabası ile basit bir problem daha büyük bir hale gelmiştir. Günümüzde örgütler, farklı standartlara uygun yapılmış testlerin sonuçlarındaki farklılıklar göze batmaktadır. Bu konuya çözüm getirmek amacıyla ISO'nun ISO 5801 Standartları altında Amerikan, İngiliz ve Fransız standartlarından yararlanarak, uluslar arası uyumu sağlamak amaçlı çalışmaları vardır. (Cory, 2005)

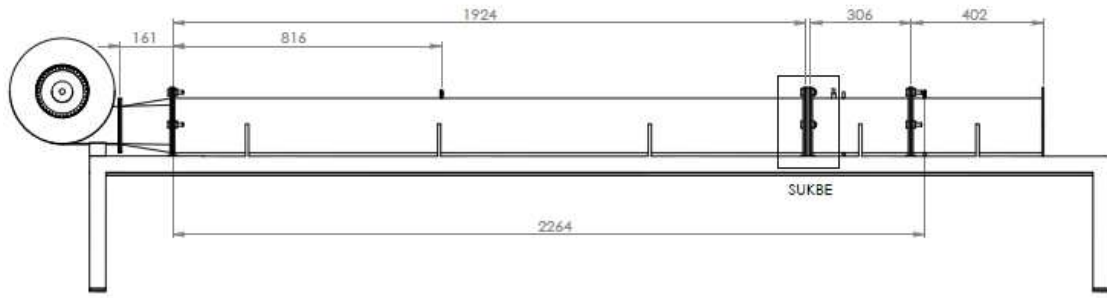
Buna rağmen, vantilatör testleri için hala ülkeler kendi standartlarını kullanmaktadırlar. Amerika'da AMCA 210, Almanya'da DIN 24163, İngiltere'de BS848, İtalya'da 7179-73, Fransa'da NFX10-200 kullanımda olan standartlardır. Bu standartların Türkiye için TSE tarafından hazırlanmış eşdeğer standardı ise 'TSE IEC 60665' numaralı, 'Aspiratörler (Havalandırma vantilatörleri) ve Hız Regülâtörleri- Alternatif Akım Evlerde ve Benzeri Yerlerde Kullanılan' isimli standarttır.

Deneyde kullanılan seti DIN 24163'e uygun olarak tasarlanmıştır ve deneyin yapılışında bu standarda uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Paslanmaz çelikten üretilmiş olan DIN Normuna uygun deney setinin üç boyutlu çizimi Şekil 4.1'de verilmiştir.



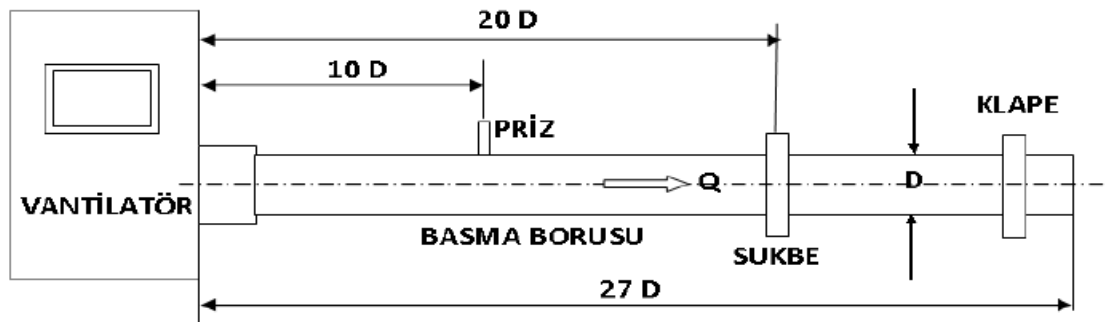
Şekil 4.1. DIN Normalarına Uygun Deney Setinin Üç Boyutlu Çizimi

Aşağıda Şekil 4.2'de de DIN 24163'e uygun olarak tasarlanmış deney düzeneğinde debi ölçümünün yapılacağı sukbe ve basınç farkının tespit edileceği basınç ölçüm noktasına yer verilmiştir.



Şekil 4.2. DIN Normalarına Uygun Deney Setinin Teknik Resmi ve Ölçüleri

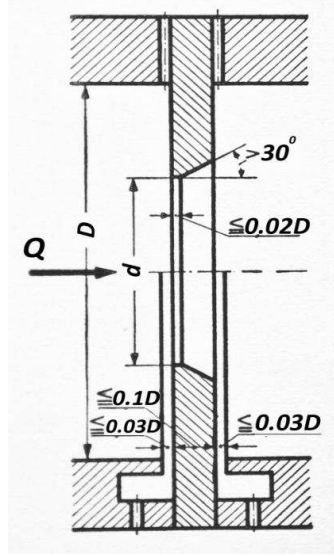
Şekil 4.3’de basma borunun ölçülendirilmesi daha detaylı olarak görülebilmektedir. Basma borusunun üzerinde ilk priz, basınç farkının ölçüleceği noktadadır. Ölçümlerin sınır tabakadan etkilenmemesi ve tam gelişmiş profile ulaştıktan sonra ölçümlerin sağlıklı alınması için basma borusu çapının 10 katı kadar uzağına konulmuştur. İkinci ve üçüncü priz ise sukbenin giriş ve çıkışına açılmıştır. Basma çapının 20 katı uzağına konulan sukbe ile ilk priz arasında ise akış düzeltici bulunmaktadır.



Şekil 4.3. Basma Borusu Ölçülendirilmesi

4.1.1. Sukbenin ölçülendirilmesi

Sukbe debinin ölçülmesi amacıyla kullanılan genelde paslanmaz çelikten imal edilen bir plakadır. Sukbenin dış çapı, yerleşeceği boru çapında veya yakın çaptadır, iç çapı ise geçen akışkanın fiziksel parametrelerine bağlı olarak değişen fark basınç yaratabilecek şekilde belirlenen bir çaptadır. DIN Normalarına göre ölçülendirilen deneydeki sukbe için ölçülendirme oranları aşağıdaki Şekil 4.4’te verilmiştir.



Şekil 4.4. Sukbenin Ölçülendirilmesi

Sukbe girişinde akışkan yüksek basınçtadır, daralan alan dolayısıyla akışkanın hızı artar ve basıncı azalır. Meydana gelen bu basınç farkı doğrusal olmayıp logaritmik bir davranış sergiler.

Sukbe çıkışındaki teorik debi süreklilik denklemi yardımı ile

$$Q_{\text{teo}} = c_a A_a \quad (4.1)$$

teorik debi hesaplanabilir.

Sukbeden çıkan akışkan huzmesinin gerçek debi ise her zaman teorik debiden küçük olacaktır. Çünkü, büyük kesitten küçük kesite giren akışın akım çizgilerinin hızlı dönüşünden dolayı daralma olacak ve akışkan hazne çıkış kesitini tam kaplamayıp daralarak dışarıya akacaktır. Burada meydana gelen büyük daralma (α) daralma katsayısı ile tanımlanır.

(α) daralma katsayısı;

$$\alpha = \frac{\text{Hüzme Kesiti}}{\text{Hazne çıkış kesiti}} = \frac{A_{\text{sukbe}}}{A_2} \quad (4.2)$$

biçimi ile verilmektedir.

Sukbe giriş ve çıkışı için süreklilik denklemleri sonucu aşağıdaki eşitlik yazılırsa;

$$Q = c_1 A_1 = c_2 A_2 = c_{\text{sukbe}} A_{\text{sukbe}} \quad (4.3)$$

$$c_{\text{sukbe}} = \frac{A_2}{A_{\text{sukbe}}} c_2 \quad (4.4)$$

elde edilir.

Alanlar oranına φ hız katsayısı denirse,

$$\varphi = \frac{A_2}{A_{\text{sukbe}}} \quad (4.5)$$

$$c_{\text{sukbe}} = \varphi c_2 \quad (4.6)$$

hız yukarıdaki şekilde yazılabilir.

Böylece debi eşitliği

$$Q = \varphi \alpha c_2 A_{\text{sukbe}} \quad (4.7)$$

olur.

4.2. Denejde Kullanılan Ölçüm Cihazları ve Çalışma Prensipleri

4.2.1. Sıvı manometresi

Sıvı manometreler genel olarak küçük basınç değerlerini okuyan tiplerdir. Okunan basınç değerleri (-1 bar)'dan (+2.59 bar)'a kadardır. Bu manometrelerde basınç farkları; direk akışkan yüksekliği olarak veya dolaylı şekilde oluşturulan skalalardan okunur. Genellikle ölçme sıvısı olarak su, alkol, etilalkol, tuluol, yağ, cıva ve benzeri sıvılar kullanılır.

4.2.1.1. U tüpü su manometresi

U manometresi ile direk basıncı veya fark basıncını ölçmek mümkündür. Genel olarak düşük basınç değerleri basınç yüksekliği Şeklinde okunur. Özellikle hava ile çalışan tesislerde çoklukla basınç U manometreleri ile  l l r. İki konum arasındaki basınç yüksekliği farklarının okunduğu görülür.

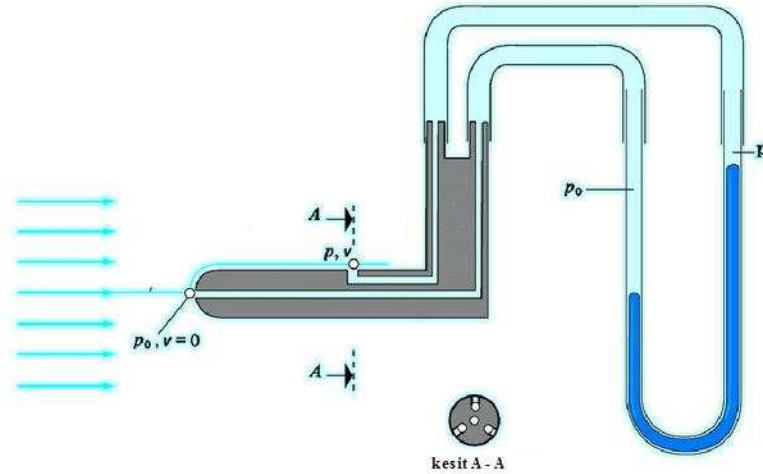
Biz deney sonuçlarımızı doğrulamak için hem sukbe giriş çıkışında hem de fark basınç ölümlerinin yapıldığı noktada U manometresi kullandık. Basit fakat, kullanımı ve eldesi çok kolay olan U manometreleri basınç ölümünde günümüzde de önemli yer tutar.

4.2.2. Prandtl tüpü

GeliŐtiricisi Prandtl'ın adı ile anılan bu tip manometreler hassas basınç yüksekliklerinin  l lmesinde veya basınç kalibrasyonunda kullanılmaktadır. Bu manometrelere ayrıca kap manometreleri de denilmektedir.

Bu manometreler U tüplerinin özel durumudur. BaŐvuru düzlemine göre baŐlangıçta iki haznedeki basınçlar birbirine eşit ve  evre basıncıda atmosfer kabul edilir. Prandtl manometresinde  l me akıŐkanını olarak alkol veya tuluol kullanılır. Bu manometrelerde yaklaşık (45 mbar) basınca kadar okunur. Hassasiyeti ise (0.005 mbar)'dır.

Basıncı  l lecek noktadaki konuma bağlanan manometredeki basınç diğer koldaki basıncından büyük olmaya baŐlayınca her iki kolda sıvı yüksekliği baŐvuru düzlemine göre yer deęiŐtirecektir. Burada hareket eden sıvı hacimlerinin eşitliğinden gidilerek, basınç taraması yapılır. AŞağıda Şekil 4.2'de bir prandtl tüpü ve bağlantı detayı verilmiştir. ( allı, 2010)



Şekil 4.5. Prandtl Tüpü Bağlantı Şekli ve Detayı (Çallı, 2011)

4.2.3. Wattmetre

Wattmetreler elektrik gücü ölçmeye yarayan, ampermetre ve voltmirenin özelliğini bir arada gösteren ölçü aletleridir. Alıcının gücünü Watt, Kilowatt veya Megawatt olarak ölçerler. Ölçüm ölçü cihazının üzerinden okunur.

Wattmetreler, faz şekline göre bir fazlı ve üç fazlı olmak üzere iki çeşit imal edilmektedir. Aynı zamanda teknolojinin gelişmesiyle birlikte analog üretilen wattmetreler yerlerini dijital wattmetrelere bırakmaktadır. (MEGEP ,2007)

Wattmetre 1 fazlı devreler için yapılmışsa elektrik motorunun 3 fazlı olması durumunda, ölçü aletinden okunan değerin 3 katı alınmalıdır. Şayet wattmetre 3 fazlı devreler için yapılmışsa doğrudan doğruya ölçü aletinin ölçtüğü güç motorunun gücü olacaktır.

Elektrik motorunun gerilimi ve motorun devreden çektiği akım ölçülerek gerekli güç hesabı için;

$$P = V I \cos \varphi \quad (4.8)$$

eşitliği kullanılır.

Burada

- V : Devrenin gerilimi (Volt)
- I : Devreden çekilen akım (Amper)
- Cos φ : Motorun güç katsayısı (- -)

Bilindiği gibi alternatif akım elektrik motorları, tek fazlı (monofaze) ve üç fazlı (trifaze) motorlar olarak ikiye ayrılır. Eğer voltmetre ampermetre metoduyla 3 fazlı bir motorun gücü ölçülüyorsa bu takdirde her fazdan bir I akımı çekileceğinden devrenin gücü 3 katına çıkar. Bu takdirde bu eşitlik;

$$P = \sqrt{3} V I \cos \varphi \quad (4.9)$$

şekline dönüşür. (MEGEP, 2006)

4.2.4. Anenometre

Havalandırma sistemlerinde havanın belirli bir hızda olması gerekmektedir. Hava hızını ölçen aletlerden biride anenometredir. Düşey bir eksen üzerinde ucunda bulunana pervanenin kanatlarının havanın hızıyla dönmelerinden faydalanılarak hava hızı tespit edilir. Aşağıdaki Şekil 4.3'te bizimde deney sonuçlarını doğrulamak, hız taraması yapmak amacıyla kullandığımız anenometre verilmiştir.



Şekil 4.6. Testlerde Kullanılmış Olan Anenometre (Testo Ürün Katoloğu, 2011)

4.2.5. Fark basınç ölçme sistemi ve basınç propları

Klasik ölçüm cihaz ve yöntemleri dışında günümüzde daha hassas ve okuyucu hatası faktörünün ortadan kaldırılabileceğimiz basınç proplarıyla ölçüm yapılabilmektedir. Farklı prensiplere göre çalışan ve sıcaklık, basınç gibi değerleri algılayan proplar bu değerleri ana üniteye gönderir ve ana ünite verileri bilgisayar ortamına aktarılabilir hale

dönüştürür ve ölçüm sonuçlarını direk olarak bilgisayar ortamından alınabilir. Tezde yapılan deneyin deney düzeneğinde aşağıda Şekil 4.4'te verilmiş olan Testo firmasına ait Saveris isimli sistemi kullanılmıştır.



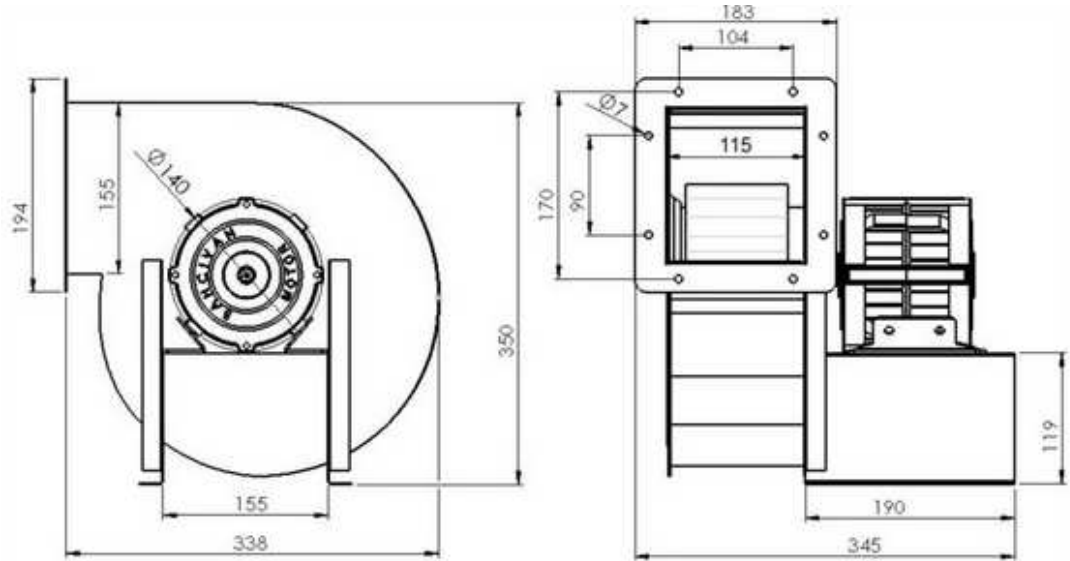
Şekil 4.7. Testlerde Kullanılmış Olan Fark Basınç Ölçüm Sistemi

BÖLÜM 5. DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1. Vantilatörün DIN Normlarına Göre Test Edilmesi

5.1.1. Deneyde kullanılan vantilatör

Deneyin yapılacağı vantilatör, aşağıda şekil 5.1’de gösterildiği gibi radyal bir vantilatör olup tambur tipidir. Bahçivan firmasının OBR-200M-2K olarak isimlendirilmiş vantilatörün dönel çarkı öne eğimli ve trifaze motorludur.



Şekil 5.1. Deneyde Kullanılan Vantilatörün Teknik Resmi

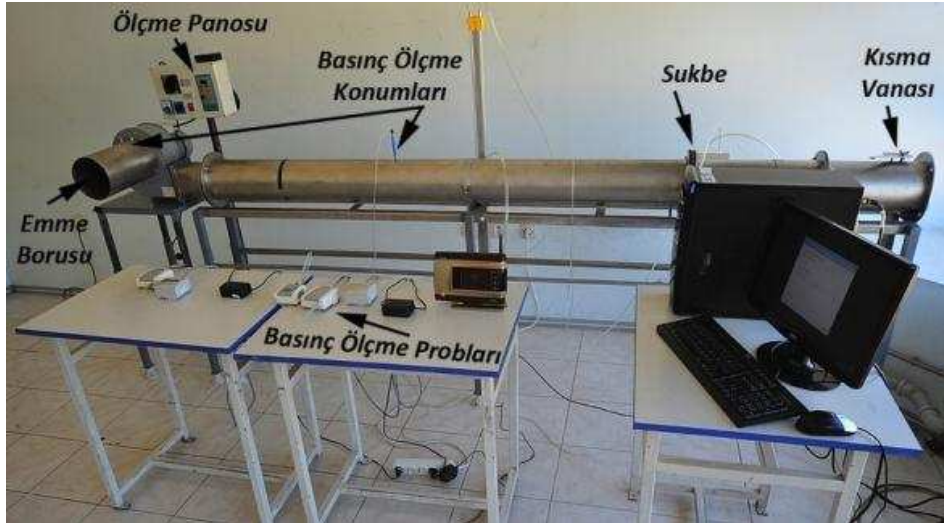
5.1.2. Deneyin yapılışı

Deney esnasında ölçümler birçok kez farklı ölçüm cihaz ve yöntemleri ile standartlara uygun olarak yapılmış ve sonuçlar tekrarlanan ölçümlerle doğrulanmaya çalışılmıştır.

Deney tesisinin kullanıma alınımında ilk etapta en eski fakat güvenilir yöntemlerden U manometresi ile fark basınçlar okunmuş, daha sonra ölçüm sonuçlarının okuma hatalarından da kurtarılabilmesi için basınç problemleriyle ölçüm alma yoluna gidilmiştir. Elektrik kesintisi, sistem ve kalibrasyon hataları gibi sapmalarla karşılaşmamak içinde sistemden alınan sonuçlar, deney sonunda rastgele klape pozisyonları için U manometresinden alınan ölçümlerle kontrol edilmiştir.

Deneyde vantilatörün çıkışına yakın standartlara uygun olarak belirlenmiş noktadan fark basınç ölçüsü alınmıştır. Akış düzelticisinden sonra sukbe girişinde yer olan ikinci noktadan ve sukbe çıkışındaki üçüncü noktadan ise sukbenin meydana getirdiği basınç farkının tespiti yapılmıştır.

Hem dönme sayısının ayarlanabildiği hem de elektrik motorunun çektiği gücün okunabildiği wattmetrenin yer aldığı kontrol ünitesinden ise, hem klapenin farklı konumları için o anki vantilatörün toplam çektiği güç hem de çarkın çıkarılmasından sonra motorun boşta çektiği güç okunmuştur. Boşta vantilatörün çektiği gücün toplam güçlerden çıkarılmasıyla çarkın verimi hesap edilebilmiştir.



Şekil 5.2. Deney Setinin Fotoğrafi

5.1.3. Vantilatörün orijinal dönel çarkının deney sonuçları

Deneyde 10 kademe klape konumu için ölçümler yapılmıştır. Vantilatörün maksimum hızda, ulaşabileceği en yüksek devirde çalıştırılırken alınmış ölçüm sonuçlarından görüldüğü gibi verimi bu tipteki vantilatörlerin verimlerinin çok altında kalmıştır. Deney sonucu yapılan ölçümler ve hesaplamalar sonucu elde edilen veriler tablo 5.1’de verilmiştir.

Tablo 5.1 Orjinal Çarkın Deney Sonuçları

Deney No	Vanilatör Tipi	Kanat Sayısı		Dönme Sayısı		Ortam Basıncı		Ortam Sıcaklığı
		Sukbe Basıncı (Pa)	Fark Basıncı (Pa)	Sukbe Basıncı (Pa)	Fark Basıncı (Pa)	Güç Farkı (W)	Akışkan Güç (W)	
	Tambur	37		2832 d/d				
	Deney Boru Çapı	90.4 mm		Boşta Çekilen Güç	Debi	Debi Eşitliği		
	165 mm	90.4 mm		46 W _{watt}		19.332√ΔP		
	Durum	Sukbe Basıncı (Pa)	Fark Basıncı (Pa)	Sukbeden Debi Hesabı	Mil Gücü (W)	Güç Farkı (W)	Akışkan Güç (W)	Verim
1	Kapalı	0	607.8	0	68	22	0	0
2	1/9	13.5	591.3	71	75	29	11.7	40.5
3	2/9	34.1	550.5	112.9	84	38	17.3	45
4	3/9	52.2	538.6	139.7	89	43	20.9	48
5	4/9	140.8	504.4	229.4	96	50	32.2	64
6	5/9	257.9	491.6	310.5	116	70	42.4	61
7	6/9	335.8	478.8	354.3	128	82	47.1	58
8	7/9	415.3	471.4	393.9	132	86	51.6	60
9	8/9	429.3	470.4	400.5	147	101	52.3	52
10	Tam Açık	432.1	469.7	401.9	152	106	52.4	50

5.1.4. Deney sonuçlarının ve dönel çark yapısının değerlendirilmesi

Yapılan deney sonunda verim değerleri tambur tipi vantilatörün sağlaması gereken verim değerlerinin çok aşağısında kalmıştır.

şekil 5.4'te farkı dönel çark yapılarına göre elde edilmesi gereken verim, toplam basınc artımı ve mil gücü değerleri verilmiştir. Deneyde kullanılan dönel çark ne eğimli ve çok kanatlıdır. %40 ila 70 aralığında verim elde edilebilen bu dönel çark yapısı, teste tabi tutulan vantilatörde optimum noktada ancak %47 verimle çalışmıştır.

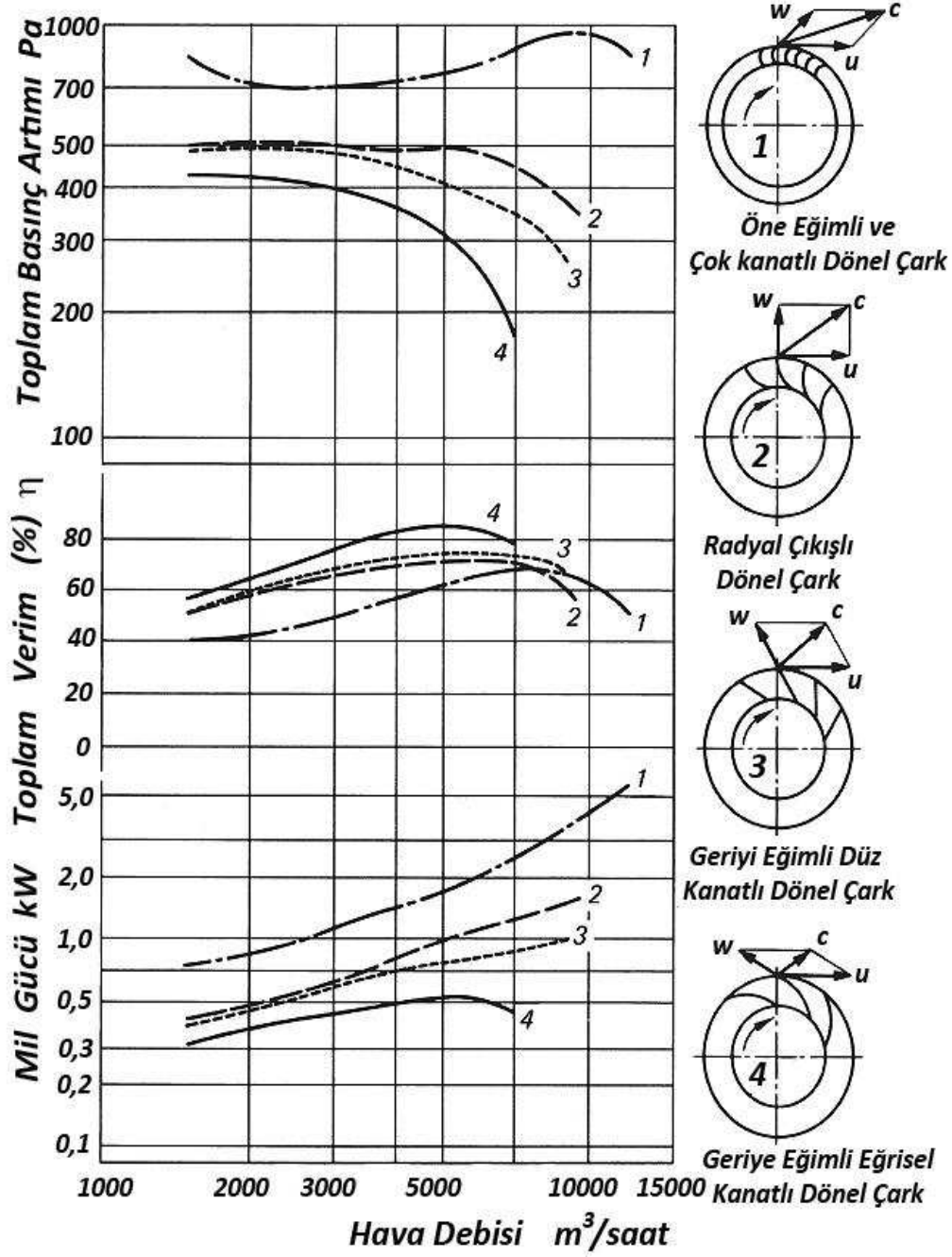
Verimde istenilen değerlerin elde edilememesi yaptığımız incelemeler sonucu birkaç önemli unsura bağlanmıştır. Öncelikle ark kanat formunda üretim sisteminden ve tasarımından kaynaklanan hatalar, havanın tam olarak ynlendirilememesine ve emilen havanın bir kısmının yeniden dışarı atılmasına neden olmuştur.

şekil 5.3'te gösterildiği gibi kanat yapısının geometrik formunda, giriş ve çıkış aı değerlerinde uygun olmayan bir yapı söz konusudur. Kanatlar düz sa üzerine perforje olarak açılan kanallardan meydana gelmiştir. Bu retim yöntemi sonucu kanat açıları özelliğini koruyamamıştır.

Diğer bir unsur ise salyangoz gövdenin ideal formunu tam olarak sağlayamamasıdır. Sebepler saptandıktan sonra çalışmamız kapsamında salyangoz gövdeye müdahale edilmemiş ancak dönel çark ideal açıları sağlayacak şekilde hızlı prototip yöntemi ile üretilmiştir.



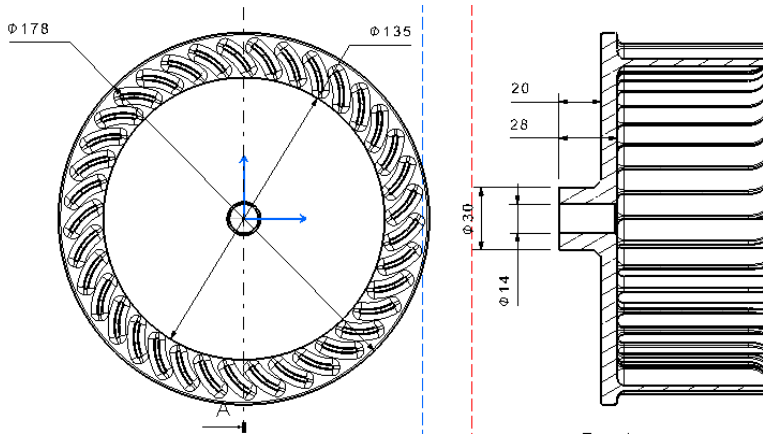
şekil 5.3. Dönel arkın Bozuk Geometrik Formu



Şekil 5.4. Farklı Kanat Yapıları için Toplam Basınç Artımı, Toplam Verim ve Mil Gücü Grafiklerinin Karşılaştırılması

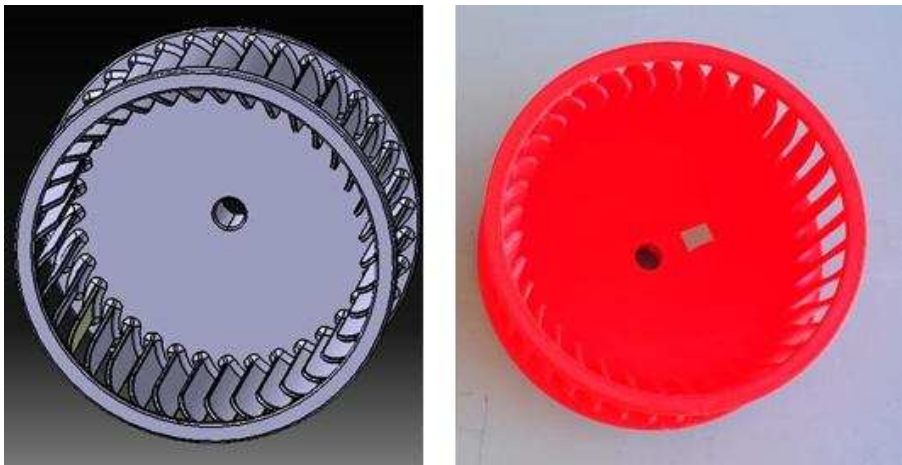
5.2. Yeni Dönel Çark Tasarımı

Yeni dönel çarkımızı tasarlarken Bruno Eck'in yaptığı deneylerden ve elde ettiği sonuçlardan yola çıkarak emilen havanın daha büyük bir miktarını basmaya iletebilecek şekilde açı değerleri verilmiştir. Yeni çarkın tasarımının ölçülendirilmesi ve teknik resmi aşağıda şekil 5.5'de verildiği gibidir.



Şekil 5.5. Yeni Tasarlanmış Çarkın Teknik Resmi

Kanat açıları arasındaki aralığın çok az olması, çok kanatlı bu tambur tipi çarkın kanatların açısız formunun bozulmadan üretilmesini güçleştirmektedir. Yeni modele ideal formun birebir verilmesi ve daha hafif bir malzemedan hızlı bir şekilde üretilmesi için hızlı protipleme yöntemi ile yeni çarkımız üretilmiştir.



Şekil 5.6. a)Yeni Tasarlanmış Çarkın Üç Boyutlu Çizim

b) Yeni Çarkın Fotoğrafi

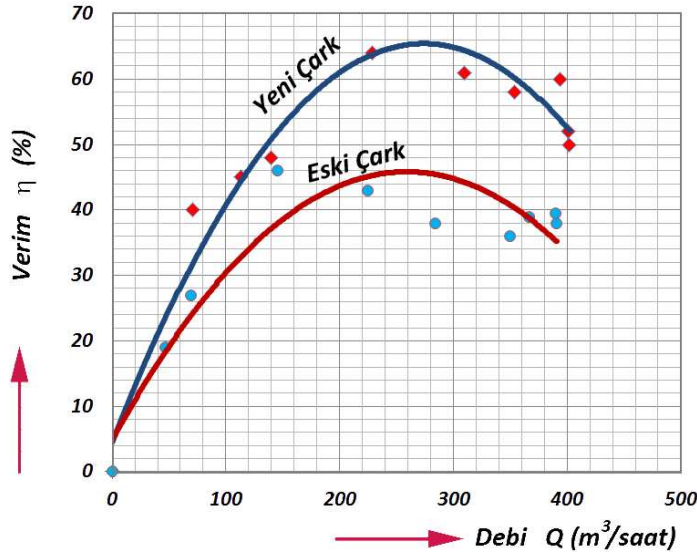
5.2.1. Yeni tasarlanmış d6nel 7ark i7in elde edilen deney sonu7ları

Tablo 5.2 Yeni 7arkın Deney Sonu7ları

Vantilat6r Tipi		Kanat Sayısı		D6nme Sayısı		Ortam Basıncı		Ortam Sıcaklığı
Tambur		37		2832 d/d				
Deney Boru 7apı		Sukbe 7apı		Bo7ta 7ekilen G67		Debi		Debi E7itliği
165 mm		90.4 mm		46 Watt				$19.332\sqrt{\Delta P}$
Deney No	KalpeDurum	Sukbe Bası7 Farkı Pa	Fark Basıncı (Pa)	Sukbeden Debi Hesabı	Mil G67 (W)	G67 Farkı (W)	Akı7kan G67 (W)	Verim
1	Kapalı	0	607.8	0	68	22	0	0
2	1/9	13.5	591.3	71	75	29	11.7	40.5
3	2/9	34.1	550.5	112.9	84	38	17.3	45
4	3/9	52.2	538.6	139.7	89	43	20.9	48
5	4/9	140.8	504.4	229.4	96	50	32.2	64
6	5/9	257.9	491.6	310.5	116	70	42.4	61
7	6/9	335.8	478.8	354.3	128	82	47.1	58
8	7/9	415.3	471.4	393.9	132	86	51.6	60
9	8/9	429.3	470.4	400.5	147	101	52.3	52
10	Tam A7ık	432.1	469.7	401.9	152	106	52.4	50

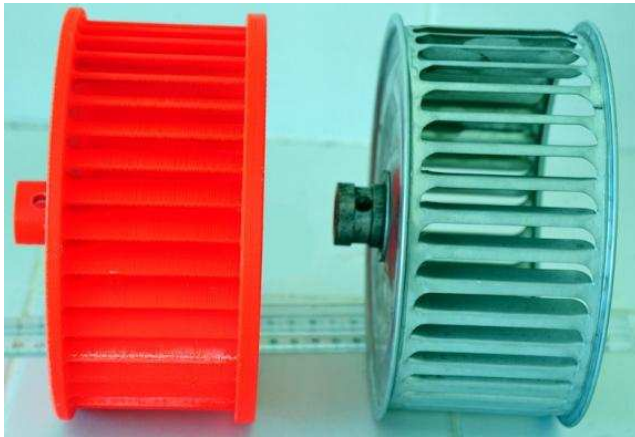
5.3. İki Dönel Çark İçin Eğrilerin Eldesi ve Karşılaştırılması

İki vantilatörün aynı salyangoz gövde ve elektrik motoruyla test edilmesi sonucu verimde kayda değer bir iyileşme sağlanmıştır. Şekil 5.7’de gösterildiği gibi verim (%40) civarından (%609 civarlarına ulaşmıştır.



Şekil 5.7. Verim Eğrileri

Burada öncelikle vantilatör geometrisinin iyileştirilmesi sonucu daha fazla debi elde edilebilmesi verimin yükselmesindeki öncelikli etkendir. Şekil 5.8.’den de karşılaştırmalı olarak görülebileceği gibi dönel çarktaki kanat yapısındaki üretim yönteminden kaynaklanan ‘L’ yapısı yeni tasarlanmış çarkta giderilmiştir. Yeni çark uygun görülen giriş ve çıkış açısını tam olarak muhafaza etmektedir.

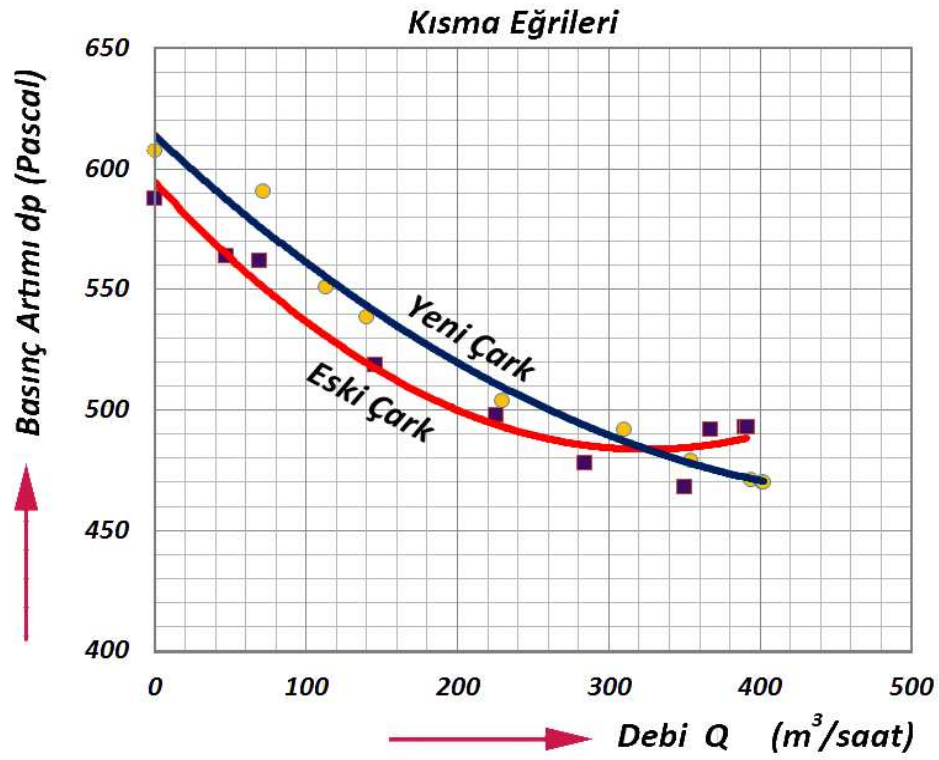


Şekil 5.8. Eski ve Yeni Çarkın Karşılaştırılması

Bir başka etken ise vantilatörün daha hafif bir malzemeden üretilmiş olması sebebiyle daha az güç sarfiyatına neden olmalıdır.

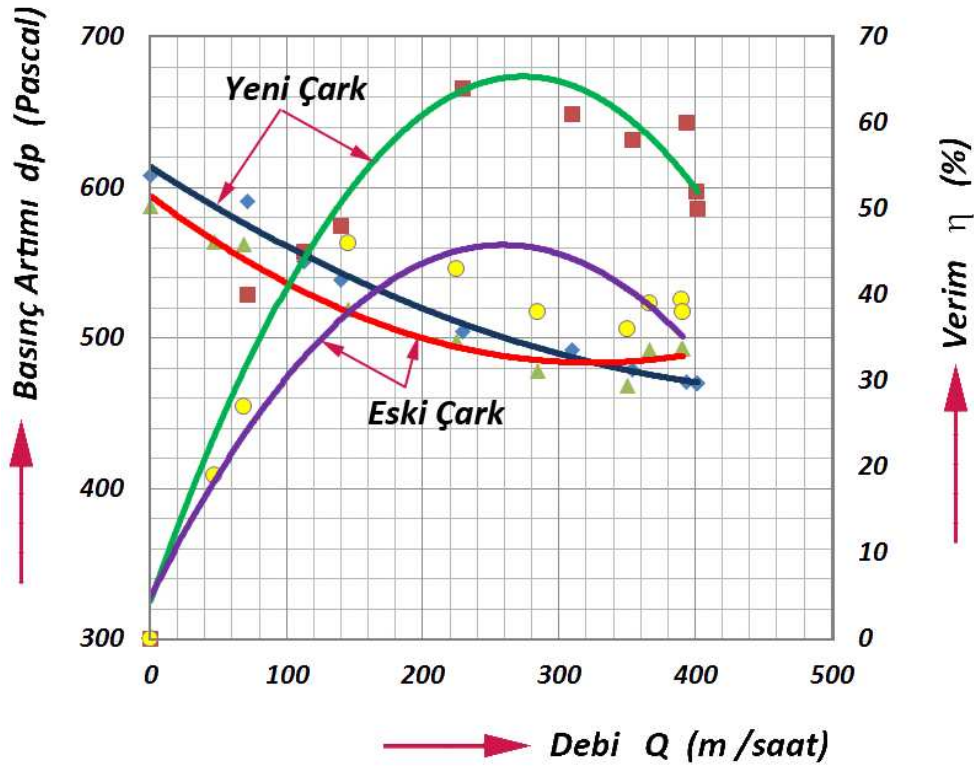
Öngörümüz salyangozda yapılacak form değişikliklerinin vantilatör verimini çok daha fazla yükselteceği, aralık kayıplarına, emme ağzında meydana gelen kayıplara da müdahalede bulunabileceği yönündedir.

Şekil 5.9'da kısma eğrileride incelendiğinde, yeni çark ve eski çark arasındaki debi-basınç artımı arasındaki ilişki gözlenebilmektedir.



Şekil 5.9. Kısma Eğrileri

Her iki çarkı basınç artımı, verim ve debisi yönünden aynı grafikte şekil 5.10'da incelediğimizde, yeni çark sonucunda elde edilen iyileşme görülmektedir.

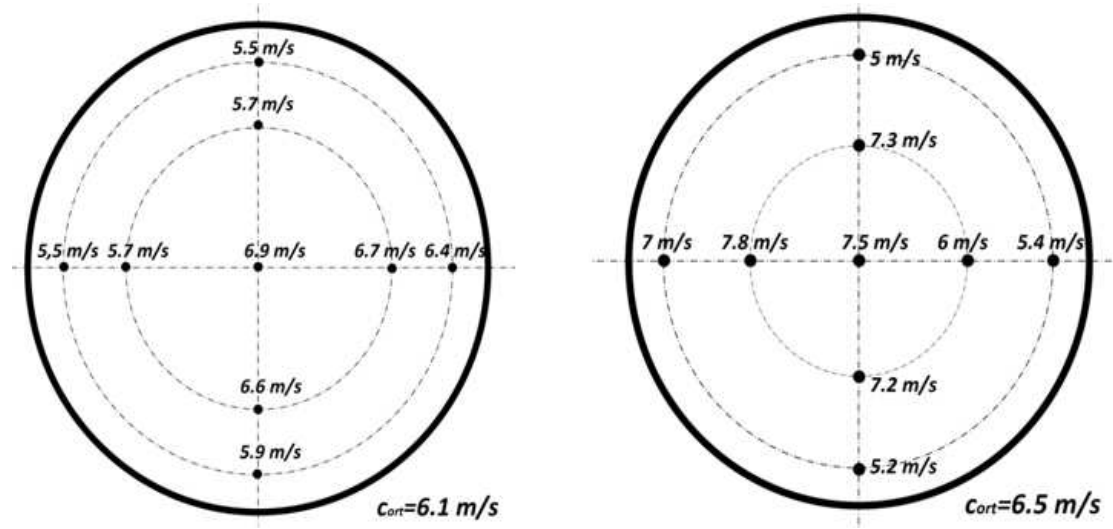


Şekil 5.10. Yeni Çark ve Eski Çark Karşılaştırması

5.4. Hız Ölçümleri

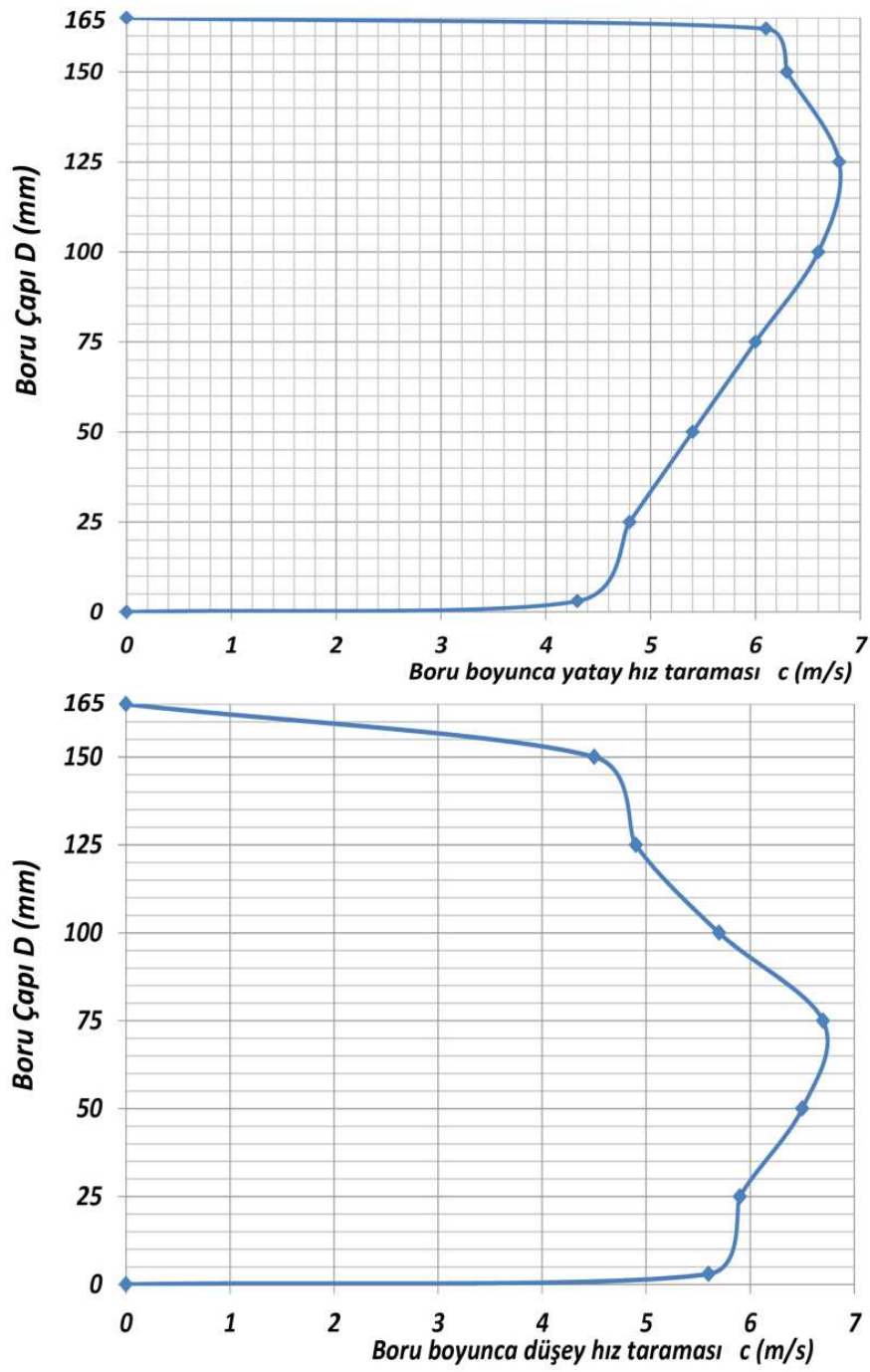
Deneyde kullanılan her iki dönel çark içinde vantilatörün emme ve basma ağzında öncelikle anemetre ile hız ölçümleri yapılmıştır. Böylece proplarla ve manometre ile ölçülen debi bir kez daha kontrol edilmiş ve doğrulanmıştır.

Aşağıda Şekil 5.10’da anenometre ile hız taramalarına bir örnek görülmektedir.



Şekil 5.11. Yeni Çarkta Anonometre ile Yapılan Ölçüm Sonuçları

Daha sonra prandtl tüpü ile yapılan taramalarla bir önceki ölçümler doğrulanmış ve daha detaylı sonuçlar elde edilmiştir. Bu ölçümler ile emme ve basma tarafını karşılaştırma fırsatı bulunmuş, kayıplar hakkında sayısal değerler elde edilmiştir. Hız dağılımları elde edilmiş teoride olması gereken dağılım sonuçları ile karşılaştırılmış ve uygun bulunmuştur. Bazı bölgelerde meydana gelen dağılımdaki bozuklukların konstrüksiyonel nedenlerden olduğu ön görülmüştür. Aşağıda şekil 5.11’de prandtl tüpü ile yapılan ölçümlere bir örnek verilmiştir.



Şekil 5.12. Prandtl Tüpü ile Yeni Çarkın Basma Borusunda Yapılan Hız Taraması

BÖLÜM 6. SONUÇ

Ülkemizde çeşitli tiplerde vantilatör imaleden Bahçivan Motor'dan tedarik edilen tambur tipi bir vantilatör üzerinde deneyler yapılmıştır. Vantilatöre ait dönel çarkın benzeri, hızlı prototip imalatı yöntemi ile üretilmiş ve aynı salyangoz gövde içinde iki dönel çarkın, ayrı ayrı kısma, verim ve güç eğrileri elde edilmiştir. Tambur tipi vantilatöre ait dönel çarkın imalatının kolaylığı açısından düz saçtan yapılıp, sonradan dairesel şekle getirilmiştir. Bu yüzden kanat biçimi teoriye uymamaktadır. Deneyde kullanılan yeni dönel çark ise hızlı prototip yöntemi ile yekpare imal edilmiştir. Böylece istenilen kanat yapısı elde edilmiştir. Salyangoz gövdede değişim yapılmamasına rağmen yeni yapılan dönel çarkta istenilen sonuçlar elde edilmiştir. Kısma, güç ve bilhassa verimde oldukça yüksek değerler elde edilmiştir. Bundan sonra yapılacak çalışmalara ışık tutması bakımından imal edilen yeni dönel çarka göre salyangoz gövdenin yeniden dizayn edilmesi ile çok daha iyi sonuçlar alınabileceği söylenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] ADACHI, T., SUGİTA, N., YOUSUKE, Y., Study on the Performance of a Sirocco Fan (Optimum Design of Blade Shape), International Journal of Rotating Machinery, 7(6): 405-414, 2001
- [2] ADACHI, T., SUGİTA, N., YOUSUKE, Y., Study on the Performance of a Sirocco Fan (Flow Around the Runner Blade), International Journal of Rotating Machinery, 10(5): 415–424, 2004
- [3] ARI, V., Radyal Eksenel Pompa ve Vantilatörlerin Bilgisayar Yardımıyla Dizaynı , Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi, Eylül 1995
- [4] ATLI, Z., Yarı Açık Çarklı Merkezkaç Fanların Aralık Kayıplarının Hesaplı Akışkanlar Dinamiği ile Simülasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi, 2006
- [5] BAYOMİ, N.N. , HAFIZ, A. A., OSMAN, A.M., Effect of inlet straighteners on centrifugal fan performance, Energy Conversion and Management 47 (2006) 3307–3318 , 2006
- [6] BEHZADMEHR, A., MERCADIER, Y., GALANİS, N., Sensitivity analysis of entrance design parameters of a backward inclined centrifugal fan using doe method and CFD calculations, American Society of Mechanical Engineers, Vol.128, 446-454, 2006
- [7] CORY, B., Fans and Vantilation, Elsevier in association with Roles& Associates Ltd, 2005
- [8] CHEOL-O, A., Sirocco Fan Having An Inclined Cutoff, United States Patent, Patent No : US 6,254,336 B1, Jul.3,2001
- [9] CHUNXi, L. , LİNG, W. S., YAKUI, J., The performance of a centrifugal fan with enlarged impeller, Energy Conversion and Management 52 (2011) 2902–2910 ,2011
- [10] ÇALLI, İ., Vantilatör Ders Notları , Sakarya Üniversitesi, Sakarya, 2011

- [11] ÇALLI, İ, Uygulamalı Akışkanlar Mekaniği, Sakarya, 2010
- [12] ÇENGEL, Y. , CİMBALA, J, Akışkanlar Mekaniği , İzmir Güven Kitapevi, 2008
- [13] ÇERÇİL, C., Bilgisayar Destekli Merkezkaç Vantilatör Tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2010
- [14] DEĞİRMENCİ, H. , Radyal Akışlı Bir Vantilatörde Salyangoz Eninin Toplam Basınca Etkisinin Deneysel Yollarla Araştırılması, Yüksek Lisans Tez, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mart, 2007
- [15] DOLAY, F. H. , PARMAKSIZOĞLU, C., Vantilatör Tasarımı , 4. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi , 1999, syf 563-575
- [16] DOLAY, F. H., Bilgisayar Destekli Vantilatör Tasarımı ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2000
- [17] ECK, B., Ventilatoren , Springer Verlag , Berlin Heidelberg Newyork , 1972
- [18] ENGİN, T., ÇEŞMECİ, Ş., ATLI, Z., GÜR, M., Yarı-Açık Kanatlı Endüstriyel Sıcak Gaz Fanlarındaki Aralık Kayıplarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği İle İncelenmesi, 2006 ANOVA Kullanıcılar Konferansı Bildiriler Kitabı, Ankara, 2006.
- [19] GÖKELİM, A. T. , Vantilatörler, İstanbul Devlet Mühendislik Mimarlık akademisi Yayınları No:141 , İstanbul, 1977
- [20] KLEMM, T., GABİ, M., Using PIV and CFD to investigate the effect of casing design on cross flow fan performance, The 4th Symposium on Flow Visualization and Image Processing, Chamonix, France, 3-5 June, 2003
- [21] KOVATS, A., DESMUR, G., Pompalar , Vantilatörler, Kompresörler , Çeviri : Prof Dr Cahit Özgür ve Prof Dr Hasan Fehmi Yazıcı, 1994
- [22] LEE, J. S., Sirroco Fan, United States Patent, Patent No : US 6,200,093 B1, Mar.13,2001
- [23] MATKAP, Ü., Eş Eksenli Kanal Tipi Radyal Vantilatörlerin Tasarımı ve Geliştirilmesi, Aralık, Yüksek Lisans Tez, , İstanbul Teknik Üniversitesi 2006

- [24] MEGEP, Elektriksel Büyüklüklerin Ölçülmesi , Ankara, 2006
<http://www.scribd.com/doc/51238753/78/Ampermetre-ve-Voltmetre-Yard%C4%B1m%C4%B1-ile-Guc-Olcme>
- [25] MEGEP, Endüstriyel Sayaçlar , Ankara, 2007
http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/modul_pdf/523EO0078.pdf
- [26] KIND, R. J., TOBİN, M. G., Flow in a Centrifugal Fan of the Squirrel-Cage Type, Journal of Turbomachinery, JANUARY 1990, Vol. 112/ 84-90
- [27] KIND, R. J., Prediction of Flow Behavior and Performance of Squirrel - Cage Centrifugal Fans Operating at Medium and High Flow Rates Journal of Fluids Engineering SEPTEMBER 1997, Vol. 119/639-646
- [28] WHITE, F. , Akışkanlar Mekaniği , Mc Graw Hill , Newyork, 1986

ÖZGEÇMİŞ

Serap HATIR, 21.09.1983'de Kütahya'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Kütahya'da tamamladı. 2001 yılında Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümün başlamış olduğu üniversite öğrenimini 2006 yılında tamamladı. 2009 yılında Sakarya Üniversitesinde araştırma görevlisi olarak çalışmaya ve eş zamanlı olarak Makine Mühendisliği Bölümünün Enerji Anabilim Programında yüksek lisansına başladı. Halen aynı görevinde bulunmaktadır.