

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ « FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EŞ EKSENLİ KANAL TİPİ RADYAL VANTİLATÖR
TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makina Müh. Ünsal MATKAP**

Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı: ISI-AKIŞKAN

ARALIK 2006

**EŞ EKSENLİ KANAL TİPİ RADYAL VANTİLATÖR
TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Ünsal MATKAP
(503031133)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 25 Aralık 2006
Tezin Savunulduğu Tarih : 30 Ocak 2007**

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Hasan GÜNEŞ
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Mete ŞEN
Prof. Dr. İsmail TEKE (Y.T.Ü.)**

ARALIK 2006

ÖNSÖZ

Tez çalışmamda bilgi ve tecrübeleriyle beni yönlendiren, destekleyen kıymetli hocam Doç. Dr. Hasan GÜNEŞ'e, çalışmam süresince sunduğu olanaklardan ötürü Bahçıvan Elektrik Motor Sanayi Ticaret Limited Şirketi'ne ve analizlerin yapılmasında verdiği destek sebebiyle Tufan ARSLAN'a teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmam süresince biran olsun desteklerini esirgemeyen sevgili dostlarım H. Ergün ÇEKLİ ve İlkay ALA ile hep yanımda olduklarını bildiğim başta ağabeyim Taylan MATKAP olmak üzere babam Nihat MATKAP, annem Nadiye MATKAP ve kız kardeşim Dilek MATKAP'a şükranlarımı sunarım.

Aralık 2006

Ünsal MATKAP

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xiii
SUMMARY	xv
1.GİRİŞ	1
1.1. Panjurlar, Damperler ve Karışım Odası	2
1.2. Vantilatörler (Fanlar)	4
1.3. Vantilatör Türleri	5
1.3.1. Radyal (Merkezkaç) Vantilatörler	6
1.3.2. Geriye Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler	9
1.3.3. Öne Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler	10
1.3.4. Radyal Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler	12
1.3.5. Eksenel Vantilatörler	14
1.3.6. Pervaneler	15
1.3.7. Boru Tipi (Tubeaxial) Pervaneler	16
1.3.8. Yönlendirici Kanatlı (Vaneaxial) Pervaneler	17
2.VANTİLATÖR TEORİK HESAPLARINDA KULLANILAN TEMEL KAVRAMLAR	20
2.1. Basınç	20
2.1.1. Statik Basınç	21
2.1.2. Dinamik Basınç	22
2.1.3. Toplam Basınç	22
2.1.4. Basma Yüksekliği	22
2.2. Vantilatör Gücü ve Verimi	23
3.VANTİLATÖR TEORİK HESAPLARI	26
3.1. Enerjinin Dönüşümü (Euler Denklemi)	28
3.2. Güç, Kayıplar ve Verim	35
3.3. Vantilatör Karakteristikleri	39
3.4. Radyal Akımlı Vantilatör Tasarımı	47
3.4.1. Radyal Akımlı Vantilatörün Çark Hesabı	47
3.4.2. Özgül Hızın (n_q) Hesaplanması	47
3.4.3. Geçici Çark Çapının D_2 Hesaplanması	49
3.4.4. Vantilatörü Çalıştıran Gücün Hesaplanması	50
3.4.5. Çarkın Giriş Çapının (D_s) Hesaplanması	51
3.4.6. Giriş Çapının (D_1) Hesaplanması	53
3.4.7. Kanat Giriş Eninin (B_1) Hesaplanması	54

3.4.8. Kanat Giriş Açısının (β_1) Hesaplanması	55
3.4.9. Kanat Sayısının Hesaplanması	56
3.4.10. Kanat Çıkış Açısının (β_2) ve Kanat Çıkış Eninin (B_2) Hesaplanması	59
3.5. Kanat Çizimi	61
3.5.1. Lineer Değişim Metoduyla Kanat Çizimi	61
3.5.2. Yamuklara Ayırma Metoduyla Kanat Çizimi	64
4.MEVcut ÜRÜN ÜZERİNDE YAPILAN CFD ANALİZLERİ	69
4.1. Giriş	69
4.2. Mevcut Vantilatörün Geometrik Özellikleri	70
4.3. Ürün Geometrisi Üzerinde Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması	75
4.4. Mevcut Ürün Üzerinde Yapılan Simülasyon Sonuçları	79
4.4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Teknolojisi	79
4.4.2. Sonlu Farklar Yöntemi Yaklaşımı	79
4.4.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi Yaklaşımı	81
4.4.4. Sonlu Hacimler Yöntemi Yaklaşımı	81
4.4.5. Mevcut Ürün Üzerinde Yapılan Simülasyon Sonuçları	82
4.4.6. Deney Tesisatının Oluşturulması ve Deney Sonuçları	89
4.4.7. Ölçümlerde Kullanılan Test Cihazları	90
4.4.8. Ölçümler Sırasında Karşılaşılabilecek Problemler	93
4.4.9. Standarda Uygun Deney Tesisatının Oluşturulması	94
4.4.10. Deney Sonuçlarının Analiz Sonuçlarıyla Karşılaştırılması	98
5.YENİ ÇARK TASARIMI	103
5.1. Giriş	103
5.2. Teorik Hesaplamalar	104
5.2.1. Tasarım Parametreleri	105
5.2.2. Hesaplanan Geometrik Büyüklükler	105
5.2.3. Tasarlanan Çark Kullanılarak Yapılan Analiz Sonuçları	106
5.3. Tasarlanan Çark ile Mevcut Çarkın Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması	113
5.4. Akış Yönlendiricisi Üzerinde Yapılan Çalışmalar	115
6.SONUÇ	120
KAYNAKLAR	122
ÖZGEÇMİŞ	124

KISALTMALAR

TSE	: Türk Standartları Enstitüsü
AMCA	: Air Movement and Control Association
DIN	: Deutsches Institut für Normung
IEC	: International Electrotechnical Commission
ASME	: American Society of Mechanical Engineers
TMMOB	: Türkiye Mühendis ve Mimar Odaları Birliği
CFD	: Computational Fluid Dynamics

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1: Merkezkaç fan türleri, etkenlikleri (Uralcan ve Bilge, 2003).....	13
Tablo 1.2: Eksenel fan türleri, etkenlikleri (Uralcan ve Bilge, 2003).....	18
Tablo 1.3: Özel fan türleri, etkenlikleri (Uralcan ve Bilge, 2003).	19
Tablo 3.1: Eğrilik tablosu.....	66
Tablo 4.1: Hava basıncı için düzeltme katsayıları (Twin City Fan&Blower, 2000).....	92

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 1.1: Tipik bir merkezi iklimlendirme sisteminde cihazların yerleşimi.....	3
Şekil 1.2: Eksenel ve merkezkaç fanlarda akış yönü.	6
Şekil 1.3: Radyal (merkezkaç) vantilatörler.	6
Şekil 1.4: (a) Geriye eğik kanatlar üzerinde oluşan çıkış hız üçgeni, (b) Öne eğik kanatlar üzerinde oluşan hız üçgeni, (c) Radyal kanatlar üzerinde oluşan hız üçgeni.....	8
Şekil 1.5: Geriye eğik kanatlı bir çarkın geometrisi.....	9
Şekil 1.6: Geriye eğik kanatlı vantilatörlerin performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000).....	10
Şekil 1.7: Öne eğik kanatlı bir çarkın geometrisi.....	10
Şekil 1.8: Öne eğik kanatlı vantilatörlerin performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000).....	11
Şekil 1.9: Radyal kanatlı bir çarkın geometrisi.	12
Şekil 1.10: Radyal kanatlı vantilatörlerin performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000).....	12
Şekil 1.11: Eksenel vantilatör.	14
Şekil 1.12: Pervane tipi fanların performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000).....	15
Şekil 1.13: Boru tipi fan.....	16
Şekil 1.14: Boru tipi fanların performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000).....	16
Şekil 1.15: Yönlendirici kanatlı fan.	17
Şekil 1.16: Yönlendirici kanatlı fanların performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000).....	17
Şekil 2.1: Mutlak, etkin ve atmosferik basınçlar.....	20
Şekil 2.2: İçinde akış olan bir kanaldaki statik, dinamik ve toplam basınçlar.....	21
Şekil 3.1: Sonsuz sayıda kanat varsayımının farklı kanat tipleri üzerindeki etkileri. (a) Öne eğik kanatlar (b) Radyal kanatlar (c) Geriye eğik kanatlar (Eck, 1972).	27
Şekil 3.2: (a) Öne eğik kanatlar üzerinde sınır tabaka oluşumu sebebiyle bağlı hızdaki sapma. (b) Geriye eğik kanatlar üzerinde sınır tabaka oluşumu sebebiyle bağlı hızdaki sapma (Eck, 1972).	27
Şekil 3.3: Geriye eğik kanatlı bir çark üzerinde giriş ve çıkış kesitlerindeki hız vektörleri (Eck, 1972).	28
Şekil 3.4: Radyal akımlı bir vantilatör üzerinde hız vektörlerinin ve kontrol hacminin gösterimi.	29
Şekil 3.5: Çark üzerinde hız üçgenleri (a) giriş hız üçgeni, (b) çıkış hız üçgeni.	30
Şekil 3.6: Gerçek halde çıkış hız üçgeninin durumu.....	33
Şekil 3.7: Özgül çap eğrisi.	48
Şekil 3.8: Basınç sayısı eğrisi.	48

Şekil 3.9: İç verim eğrisi (E.İ.ÇA: En iyi çalışma aralığı)	49
Şekil 3.10: Kaçak debinin gösterimi.	51
Şekil 3.11: Özgül hız-Akış sayısı grafiği.	52
Şekil 3.12: Eğik kanat girişinde D_1 çapının bulunuşu.	54
Şekil 3.13: Giriş hız üçgeni.	55
Şekil 3.14: Kanat kalınlığı ve kanat hatvesinin gösterimi.	56
Şekil 3.15: Çıkış hız üçgeni.	59
Şekil 3.16: Kanat çiziminin gösterilmesi.	62
Şekil 3.17: $\beta_1 - \beta_2$ açılarının lineer değişimi.	63
Şekil 3.18: L değerinin bir eğri boyunca değişimi.	64
Şekil 3.19: Nokta- nokta kanat eğriliğinin çizimi.	65
Şekil 3.20: Tek eğrilik yarıçaplı kanat çizimi.	67
Şekil 3.21: İki eğrilik yarıçaplı kanat çizimi.	68
Şekil 4.1: Mevcut vantilatörün demontaj resmi.	71
Şekil 4.2: Bir fazlı dıştan rotorlu asenkron motorun genel görünümü.	72
Şekil 4.3: Mevcut vantilatörün genel görünümü.	73
Şekil 4.4: Mevcut ürün içerisinde kullanılan çarkın genel görünümü.	74
Şekil 4.5: Mevcut ürün içerisinde kullanılan yönlendiricinin genel görünümü.	75
Şekil 4.6: Analizi yapılan vantilatörün genel görünümü.	75
Şekil 4.7: Analiz geometrisi üzerinde sınır şartları.	76
Şekil 4.8: Analiz geometrisi üzerinde oluşturan sayısal çözüm ağının genel görünümü.	77
Şekil 4.9: Vantilatör üzerinde oluşturulan sayısal çözüm ağının genel görünümü.	78
Şekil 4.10: Çark üzerinde oluşturulan sayısal çözüm ağının genel görünümü.	78
Şekil 4.11: Sayısal çözüm metodolojisi.	80
Şekil 4.12: Fluent programında mevcut türbülans modelleri.	82
Şekil 4.13: Çark üzerinde statik basınç dağılımı.	83
Şekil 4.14: Çark üzerinde toplam basınç dağılımı.	83
Şekil 4.15: (a) Kanat basma yüzeyinde toplam basınç dağılımı. (b) Kanat basma yüzeyinde statik basınç dağılımı.	84
Şekil 4.16: (a) Kanat emme yüzeyinde toplam basınç dağılımı. (b) Kanat emme yüzeyinde statik basınç dağılımı.	84
Şekil 4.17: (a) Vantilatör üzerinde akım iplikçikleri. (b) Çark çıkışından itibaren akım iplikçikleri.	85
Şekil 4.18: Akış kesiti üzerinde toplam basınç dağılımı.	86
Şekil 4.19: Vantilatörün toplam basınca bağlı karakteristik eğrisi.	87
Şekil 4.20: Vantilatörün statik basınca bağlı karakteristik eğrisi.	87
Şekil 4.21: Vantilatörün toplam basınca bağlı verim eğrisi.	88
Şekil 4.22: Vantilatörün statik basınca bağlı verim eğrisi.	89
Şekil 4.23: Pitot tüpü.	91
Şekil 4.24: Travers ölçüm noktaları.	93
Şekil 4.25: Ürüne uygun deney tesisatının şematik gösterimi (TS IEC 60665, 1999).	95
Şekil 4.26: (a) Deney tesisatının 4 görünüş resmi. (b) Tesisat üzerinde doğrultucunun görünümü. (c) Diyaframın görünümü.	97
Şekil 4.27: Vantilatörün (deneylerle elde edilen)toplam basınca bağlı karakteristik eğrisi.	98
Şekil 4.28: Vantilatörün (deneylerle elde edilen) statik basınca bağlı karakteristik eğrisi.	99

Şekil 4.29: Vantilatörün (deneylerle elde edilen) toplam basınca bağlı verim eğrisi.	99
Şekil 4.30: Analiz ve deneylerle elde edilen toplam basınca bağlı performans eğrilerinin karşılaştırılması.	100
Şekil 4.31: Analiz ve deneylerle elde edilen statik basınca bağlı verim eğrilerinin karşılaştırılması.	101
Şekil 4.32: Analiz ve deneylerle elde edilen verim eğrilerinin karşılaştırılması.	102
Şekil 5.1: (a) Radyal kanatlı bir çark üzerindeki diferansiyel elemana etkiyen kuvvetler (b) Eğrilik yarıçapına sahip bir çark üzerindeki diferansiyel elemana etkiyen kuvvetler.	104
Şekil 5.2: Teorik hesaplamalar için hazırlanan programın kullanıcı arayüzü.	104
Şekil 5.3: Hazırlanan programla elde edilen geometrik büyüklükler.	105
Şekil 5.4: (a)Tasarlanan çarkın genel görünümü (b) Tasarlanan çarkın kanat açıları.	106
Şekil 5.5: Çark üzerinde toplam basınç dağılımı.	107
Şekil 5.6: Çark üzerinde statik basınç dağılımı.	107
Şekil 5.7: (a) Kanat basma yüzeyinde toplam basınç dağılımı. (b) Kanat basma yüzeyinde statik basınç dağılımı.	108
Şekil 5.8: (a) Kanat emme yüzeyinde toplam basınç dağılımı. (b) Kanat emme yüzeyinde statik basınç dağılımı.	108
Şekil 5.9: (a) Vantilatör üzerinde akım iplikçikleri. (b) Çark çıkışından itibaren akım iplikçikleri.	109
Şekil 5.10: Yeni çarklı durumda akış kesiti üzerinde toplam basınç dağılımı.	109
Şekil 5.11: Yeni çarklı ile vantilatörün toplam basınca bağlı karakteristik eğrisi. ..	110
Şekil 5.12: Yeni çark ile vantilatörün statik basınca karakteristik eğrisi.	111
Şekil 5.13: Yeni çark ile vantilatörün toplam basınca bağlı verim eğrisi.	112
Şekil 5.14: Yeni çark ile vantilatörün statik basınca bağlı verim eğrisi.	112
Şekil 5.15: Tasarlanan çark ile mevcut ürünün toplam basınca bağlı performans eğrilerinin karşılaştırılması.	113
Şekil 5.16: Tasarlanan çark ile mevcut ürünün statik basınca bağlı performans eğrilerinin karşılaştırılması.	114
Şekil 5.17: Tasarlanan çark ile mevcut ürünün toplam basınca bağlı verim eğrilerinin karşılaştırılması.	114
Şekil 5.18: Tasarlanan çark ile mevcut ürünün statik basınca bağlı verim eğrilerinin karşılaştırılması.	115
Şekil 5.19: Yönlendirici geometrisi üzerinde yapılan çalışmalar.	116
Şekil 5.20: Oval geometriye sahip yönlendiricinin genel görünümü.	117
Şekil 5.21: Oval yönlendiricili durumda akış kesiti boyunca toplam basınç dağılımı.	117
Şekil 5.22: Eğrilik yarıçaplı 4 kanatlı yönlendirici geometrisi.	118
Şekil 5.23: (a) Vantilatör üzerinde akım iplikçikleri. (b) Çark çıkışından itibaren akım iplikçikleri. (c) Eski yönlendiricili halde vantilatör kesitinde akım iplikçikleri.	119
Şekil 5.24: Akış kesiti boyunca toplam basınç dağılımı.	119

SEMBOL LİSTESİ

c_1	:Kanat girişinde teorik mutlak hız (m/s)
c_2	:Kanat çıkışında teorik mutlak hız (m/s)
c_{1u}	:Kanat girişindeki teorik mutlak hızın eksenel bileşeni (m/s)
c_{2u}	:Kanat çıkışındaki teorik mutlak hızın eksenel bileşeni (m/s)
c_{3u}	:Kanat çıkışındaki gerçek mutlak hızın eksenel bileşeni (m/s)
c_m	:Mutlak hızın meridyenel bileşeni (m/s)
c_{1m}	:Kanat girişindeki mutlak hızın meridyenel bileşeni (m/s)
c_{2m}	:Kanat çıkışındaki mutlak hızın meridyenel bileşeni (m/s)
β_1	:Teorik kanat giriş açısı ($^\circ$)
β_2	:Teorik kanat çıkış açısı ($^\circ$)
β_3	:Gerçek kanat çıkış açısı ($^\circ$)
ω	:Açısal hız (d/d)
u_1	:Çark girişinde çevresel hız (m/s)
u_2	:Çark çıkışında çevresel hız (m/s)
w_1	:Çark girişinde bağıl hız (m/s)
w_2	:Çark çıkışında bağıl hız (m/s)
p	:Basınç (Pa)
p_{atm}	:Atmosferik ortam basıncı (Pa)
p_e	:Etkin basınç (Pa)
Δp_{st}	:Statik basınç farkı (Pa)
p_g	:Giriş basıncı (Pa)
p_ϕ	:Çıkış basıncı (Pa)
ρ_h	:Hava yoğunluğu (kg/m^3)
Δp_z	:Yükseklik farkı sebebiyle oluşan basınç farkı (Pa)
v	:Kanal içerisindeki akışkanın ortalama hızı (m/s)
p_d	:Dinamik basınç (Pa)
p_t	:Toplam basınç (Pa)
z	:Yükseklik farkı (m)
H	:Manometrik basma yüksekliği (mmSS)
g	:Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
D_1	:Kanat giriş çapı (mm)
D_2	:Çark çıkış çapı (mm)
r_b	:Fan ağız eğrilik yarıçapı (mm)

α_1	:Havanın kanatlara giriş açısı (°)
B_1	:Kanat giriş eni (mm)
B_2	:Çark girişinde kanat genişliği (mm)
$\dot{M}$	:Kütlesel debi (kg/s)
Q	:Hacimsel debi (m ³ /h)
$N_{th\infty}$	:Sonsuz kanat durumunda güç (kW)
$\Delta P_{th\infty}$	:Sonsuz kanat durumunda basınç farkı (Pa)
ΔP_{th}	:Belirli kanat sayısındaki basınç farkı (Pa)
μ	:Güç azalma faktörü
$H_{th\infty}$	:Sonsuz kanat durumunda basma yüksekliği (mmSS)
ψ'	:Salyangoz gövde için katsayı
Z	:Kanat sayısı
η_h	:Hidrolik verim
ΔP	:Basınç farkı (Pa)
N	:Güç (kW)
ΔP_r	:Sürtünmeler sonucunda oluşan basınç kaybı (Pa)
ΔQ	:Kaçak debi (m ³ /h)
N_i	:Vantilatör iç gücü (kW)
N_r	:Çarkın dış yüzeylerinde sürtünme sebebiyle harcanan güç (kW)
N_m	:Mekanik sürtünme kayıplarıyla harcanan güç (kW)
N_e	:Vantilatör miline aktarılan güç (kW)
N_{em}	:Elektrik motoruna aktarılan güç (kW)
η_v	:Volumetrik verim
Q'	:Çark debisi (m ³ /h)
η_r	:Çarkın dış yüzeylerindeki sürtünme verimi
η_i	:İç verim
η_m	:Mekanik verim
η_g	:Genel verim
n	:Devir sayısı (d/d)
n_q	:Özgül hız
ψ	:Basınç sayısı
ϕ	:Debi sayısı
γ	:Özgül ağırlık
D_q	:Özgül çap
D_s	:Çark giriş çapı (mm)
C_s	:Çark girişinde oluşan emme hızı (m/s)
ε	:Pfleiderer Akış sayısı
m	:Ortalama meridyonel hız ile çark giriş hızının oranı
ξ_1	:Daralma faktörü
t_1	:Girişteki kanat hatvesi (mm)
t_2	:Çıkışta kanat hatvesi (mm)

σ_1	:Girişte kanat kalınlığı (mm)
σ_2	:Çıkışta kanat kalınlığı (mm)
K	:Kanat sayısı hesabında kullanılan Pfeleiderer sabiti
β_m	:Kanat giriş ve çıkış açılarının aritmetik ortalaması ($^\circ$)
d θ	:Sapma açısı ($^\circ$)
R	:Kanat eğrilik yarıçapı (mm)

ALT İNDİS LİSTESİ

1,2	:Kanat girişi, kanat çıkışı
g,ç	:Giren, çıkan
st	:Statik
d	:Dinamik
atm	:Atmosferik
h	:Hava
th_∞	:Teorik sonsuz kanat durumu
i	:İç
m	:Mekanik
v	:Volumetrik
q	:Özgöl

EŞ EKSENLİ KANAL TİPİ RADYAL VANTİLATÖR TASARIMI VE GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Günümüzde insanların kapalı ortamlarda geçirdikleri süreler düşünülürse, bu ortamların atmosferik şartlarının ne kadar önemli olduğu gerçeğiyle karşılaşmak kaçınılmazdır. İnsanların günlerinin büyük kısmını bu kapalı ortamlarda geçiriyor olması da, kapalı ortamların yaşam kalitesindeki önemini ortaya koymaktadır. Bu sebeple, minimum enerji kullanımı ile konforlu bir çalışma ortamı oluşturulmasının önemi gün geçtikçe artmaktadır. Konfor şartları oluşturulması noktasındaysa havalandırma sistemlerinin en önemli birimi olan havalandırma cihazlarının önemi ortaya çıkmaktadır.

Bu tez çalışmasında başta havalandırma uygulamaları olmak üzere birçok değişik alanda kullanılmakta olan bir havalandırma cihazının tasarımı ve optimizasyonu üzerinde çalışılmıştır. Bu uygulama için birbirini destekleyen yöntemler kullanılmıştır.

Bilindiği üzere yakın bir geçmişe kadar fanlar uzun süren ve maddi kayıplara sebep olan deneme yanılma metotlarıyla tasarlanmaktaydı. Günümüzdeyse fan üreticileri tasarımların performans analizlerinin yapılmasında çok süratli ve ekonomik bir çözüm sunan bilgisayarlı simülasyon yöntemlerini kullanmaya başlamışlardır. Bu sayede dijital ortamda bulunan katı modelin geometri özellikleri ve sınır şartları üzerinde istenen değişiklikler yapılarak tasarımın kolaylıkla değerlendirmesi mümkün hale gelmiştir.

Günümüzde fanların tasarımında elli yıl öncesinde de kullanılan hesaplama yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden en eski olanları; farklı kanat yapılarının performanslarının belirlenmesi için genel olarak eksenel fanların tasarımında kullanılan kanat kesidi (airfoil) tasarım metodu ve radyal akım esasına göre çalışan fanların tasarımında kullanılan Euler Türbin Teorisi'dir. Bu yöntemlerin en önemli dezavantajı ise hesaplamalarda pratik uygulamalardaki değerlerin elde edilmesini imkânsız kılan basitleştirici kabullerin yapıyor olmasıdır.

Üretim aşamasında gelindiğinde performans değerlerine ilişkin bir veriye sahip olmadan üretilen bir vantilatörün başarısız sonuçlar vermesi durumunda sebep olacağı maddi kayıplar ortadadır. Üretim sürecinde harcanan süre de düşünülürse yöntemin yetersizliği anlaşılabacaktır.

Bu tez kapsamında yapılan çalışmada yukarıda özetlenen yöntemlerden bir bütün oluşturulmuştur. Bu amaçla ürünün mevcut durumunun değerlendirilmesi için bir CFD (sayısal akışkanlar dinamiği) programı olan Fluent ortamında analizler yapılmıştır. Bunu takiben sayısal analiz sonuçlarının doğruluğunun test edilmesi amacıyla mevcut ürünün performans ölçümlerinin yapılabileceği, TSE standartlarına uygun bir test düzeneği oluşturulmuştur. İki yöntemle elde edilen veriler ışığında bir boyutlu teorik hesaplama esasları kullanılarak yeni bir çark tasarlanmıştır. Ayrıca teorik hesaplamaların pratik kullanımını sağlamak amacıyla kullanıcı arayüzüne sahip bir fan tasarım programı geliştirilmiştir.

Teorik hesaplamalarla elde edilen çark geometrisinin, ürünün performans ve verim karakteristikleri üzerindeki etkileri bilgisayar ortamında yapılan analizlerle incelenmiştir.

Çalışmanın son aşamasında ürün içerisinde ve çıkışında akışın düzgünleştirilmesine yönelik çalışmalar yapılmıştır.

Bu çalışma sayesinde türbomakinelerin tasarımı ve geliştirilmesi aşamasında CFD yazılımlarının ne kadar etkin kullanılabileceğinin gösterilmesinin yanı sıra, tasarımın deney metotlarıyla da desteklenmesinin gerekliliği ortaya konulmuştur.

Bu çalışmanın, bu alanda çalışacak olan meslektaşlarıma faydalı olmasını diliyorum.

DESIGN AND OPTIMISATION OF AN INLINE (DUCT) RADIAL VENTILATOR

SUMMARY

As the comfort level increases in today's world it has been unavoidable to face the importance of the air conditioning in closed areas when considering the time period people spend in these areas. This time period indicates the importance of the closed areas on human life quality. For that reason providing a comfortable working environment with minimum energy usage becomes more important day by day. At the point of providing comfortable environment, people are facing with the significance of ventilation and air-conditioning equipments.

In this study; several optimizing and designing attempts have been made on ventilation equipment which is widely used for air-conditioning purposes. Consecutive methods have been executed for this study.

Previously, fans were designed using trial and error procedures which lead cost and time disadvantages. With the advantage of the powerful computer and available software, recently fan designers have turned to CFD simulation which provides fast and economical solutions for evaluation of the new products. By this method it has been feasible to assess the performance data by applying the necessary boundary conditions on the solid model constructed in the computer.

Nowadays one-dimensional theory which have been used for many years are still being used on fan design. Primal of these methods are the Airfoil Design method which provides evaluation of different blade designs of axial fans and the Euler Turbine Theory which is used for centrifugal fan design purposes. The most distinct disadvantage of these methods is the simplifying assumptions which prevent designer to obtain the values compatible with practical applications.

At the stage of production; the loss of money which may occur in case of obtaining ineffectual ventilators without having any information concerning the performance characteristic of a new product is visible. Besides inadequacy of these methods can be revealed considering the time spent on production process.

In this thesis, a computer assisted study has been carried out to design and optimize an inline duct fan. First of all, numerical simulations have been performed using Fluent commercial code in order to evaluate the performance of the existing fan.

Following this to verify the numerical data, a test rig has been built up according to appropriate standard. Finally, a new impeller has been designed using one dimensional theory. Additionally a computer program using Visual Basic language has been developed with a user interface in order to provide practical usage of theoretical calculations.

The effects of the new impeller on the performance and efficiency characteristics of the product have been examined with the computational analysis performed

Finally, several studies have been made on the geometry of air straightner in order to minimize rotational effects (flow) at the outlet.

I hope this study would be useful for my colleagues working in this field.

1. GİRİŞ

Vantilatörler genel olarak havalandırma cihazları olarak bilinirler, bunun en temel sebebi bu cihazların önemli bir sıklıkta kapalı ortamların iklimlendirme işlemlerinde kullanılıyor olmalarıdır. Vantilatörler, motorların soğutulması, zararlı gazların tahliyesi, tekstil atölyelerinde bulunan ütüleme sistemlerinde vakum oluşturulması, iç ortam ile dış ortam arasındaki ısı geçişinin engellenmesi (hava perdesi) gibi birçok uygulamada kullanılmaktadırlar.

Günümüzde, gövde ve çark içerisinde oluşan akışın karmaşık yapısı sebebiyle, turbo makinelerin ve tez çalışmasına konu olan vantilatörlerin tasarımında CFD metotları kullanılarak yapılan simülasyonların önemi her geçen gün artmaktadır. Bu çalışmaların ortak noktalarından en önemlisi simülasyonlarla elde edilen verilerin doğruluğunun deneysel metotlar kullanılarak denetleniyor olmasıdır. Endüstriyel uygulamalarda CFD teknolojisinin kullanımı fan performans karakteristiklerinin elde edilmesi amacıyla yapılan deneyleri tamamlayıcı niteliktedir.

Klemm ve Gabi (2003), verim ve performans değerlerine, diğer vantilatör tiplerine oranla daha fazla etki eden salyangoz gövdeli bir fanın gövde tasarımı üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışma kapsamında CFD kullanılarak simülasyonlar yapılmıştır ve nümerik sonuçların doğruluğunu denetlemek amacıyla gövde içerisinde PIV (Particle Image Velocimetry) ölçümleri yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda CFD analizleri yapılarak fanın performans verilerine ulaşılmıştır. Yapılan PIV ölçümlerinin sonucunda da deneysel ve analiz metotları kullanılarak elde edilen performans eğrilerinin orta ve yüksek debi değerlerinde kabul edilebilir bir uyumluluk içinde olduğu belirlenmiştir.

Behzadmehr ve diğ. (2006) tarafından yapılan bir diğer çalışmada ise geriye eğik kanatlı bir vantilatör üzerinde çarka giriş kesitinin verim üzerindeki etkileri CFD ve deney metotları kullanılarak parametrik olarak incelenmiştir. Bu çalışmada çark çapı, kanat profili, kanat giriş açısı gibi değerler sabit tutulup, çark üzerine monte

edilen motorun çapı, çark girişinin yarıçapı, çark girişi ile kanat girişi arasındaki daralma faktörü gibi değerler değiştirilerek, bunların vantilatör verimi üzerindeki etkileri incelenmiştir. Çalışma sonucunda bu parametrelerin farklı değerleri için vantilatör veriminin değişimi ortaya konulmuştur.

Aşağıda vantilatörlerin en geniş kullanım alanını oluşturan iklimlendirme sistemlerinden kısaca bahsedilmiştir. Böylece sistem üzerinde konumlandırılan vantilatörün işlevinin anlaşılması amaçlanmıştır.

Kapalı bir alana, içerisinde konforlu bir ortam oluşturmak üzere gönderilen besleme havası, bu amaca uygun olarak, iklimlendirme santrallerinde şartlandırılır. şekil 1.1’ de şematik yerleşim düzeni gösterilen iklimlendirme santralleri, değişik şekillerde düzenlenebilirler; ancak, genel olarak, aşağıdaki bileşenleri içerirler.

- Vantilatörler, tahrik motorları ve mekanizmaları,
- Panjurlar, damperler ve karışım odası,
- Filtreler,
- Serpantinler,
- Nemlendiriciler.

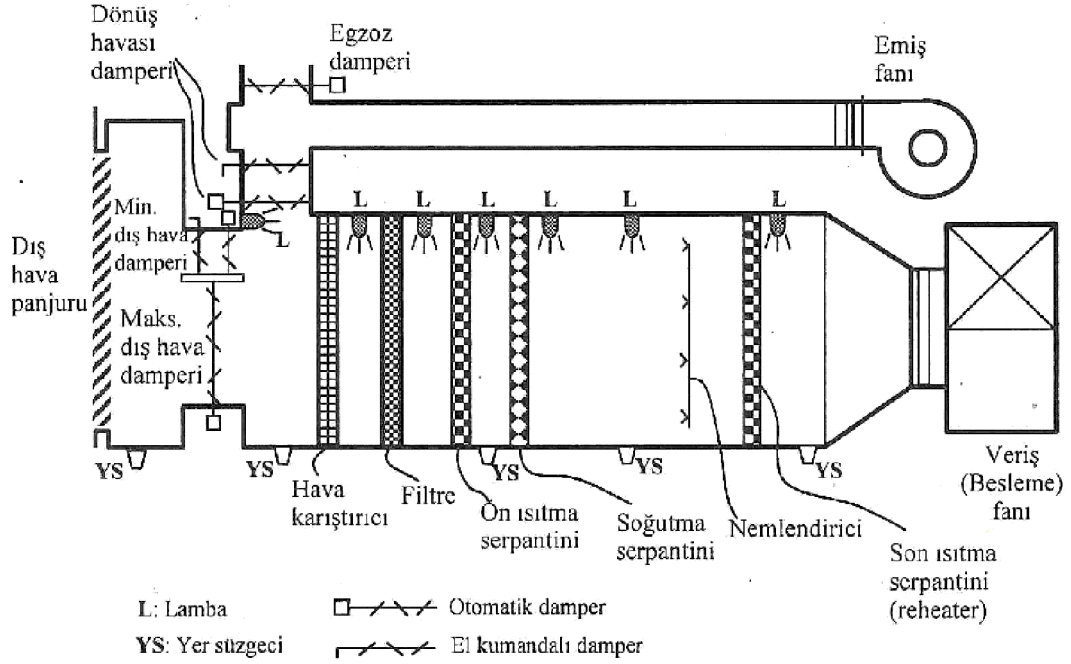
Aşağıda vantilatör dışındaki bileşenler hakkında genel bir bilgi verilmiştir. Tez çalışmamıza konu olan vantilatörler ve tipleri konusundaysa ilerleyen bölümlerde detaylı bilgiler verilecektir.

1.1. Panjurlar, Damperler ve Karışım Odası

Akış yolları üzerinde (kanal kesitinde) yerleştirilen ters kanatlı otomatik damperler, dış, dönüş ve egzoz havası akışlarını düzenleyerek (akış kesitlerini kısmen açıp kapayarak), yüksek bir kontrol seviyesi sağlarlar.

Dış hava girişleri üzerinde oluşan direnç, konstrüksiyona bağlı olarak farklılık gösterebilir. Çoğunlukla, mimari koşullar panjurların türünü belirler. Seçilen panjurların olabildiğince düşük basınç kaybı (25 Pa’ dan büyük olmaması tercih

edilir) oluşturması gerekir. Düşük basınçlı ve yağmur suyunun içeri taşınmasına izin vermeyen panjur türleri tercih edilmelidir. Dış hava damperleri ise, kenarları özel contalı, sızdırmazlığı iyi türden olmalıdır. Havalandırma için gerekli minimum dış hava için, ayrı damper bölümü ve damper operatörleri tesis edilmesi uygundur. Gerekli olabilecek maksimum dış hava miktarı ve ara miktarların ayarı içinse tüm dış hava damper alanı kullanılır.



Şekil 1.1: Tipik bir merkezi iklimlendirme sisteminde cihazların yerleşimi.

Egzoz çıkışları, dış hava girişlerine benzer olarak düzenlenirler; ancak, otomatik egzoz damperleri açıkken, yüksek rüzgâr basıncı ile geri akış oluşmasını engellemek amacıyla motorlu veya motorsuz geri akış damperleriyle desteklenirler. Egzoz çıkışlarındaki basınç kayıpları da, 25 Pa değerini geçmemelidir. İç-dış hava karışımı kullanılan sistemlerde, egzoz damperlerinin, maksimum dış hava damperleri ile aynı hava hızı için seçilmesi, kontrolü kolaylaştıran etkenlerdendir. Egzoz çıkışları, dışarı atılan kirli havanın temiz dış hava girişine kaçmasını engelleyecek şekilde yerleştirilmelidirler.

Dönüş hava damperleri, artı basınç altındaki egzoz havası plenumu ile eksi basınç altındaki dış hava plenumu arasındaki basınç farkını karşılaştırmak için kullanılırlar. Dolayısıyla, bu damperlerin uygun olarak seçilmesi, iç-dış hava miktarlarının

dengelenmesi ve uygun bir karışım elde edilmesi açısından önemlidir. Ek olarak elle kumandalı bir damperin bulundurulması da iyi bir ayar sağlanması için gerekli olabilir.

Karışım plenumları, dış hava ile dönüş havasının iyi bir karışımını sağlayacak şekilde tasarlanmalıdırlar. Dış hava panjurları bir dış duvar üzerinde ve santral de hemen bunun arkasındaysa, minimum dış hava damperi, dönüş hava damperine olabildiğince yakın yerleştirilmelidir. Dönüş havası damperi, tam açık konumunda, egzoz havası plenumu ile dış hava plenumu arasındaki basınç farkını sağlayacak yüksek bir hıza göre seçilmelidir. Maksimum türbülans ve karışma sağlamak için dönüş havası damperleri, havayı, dış hava girişine doğru yönlendirecek şekilde ayarlanmalıdır. Özellikle dönüş havasının yalnızca bir taraftan geldiği durumlarda (Şekil 1.1' de görüldüğü gibi) bir hava karıştırıcısının kullanılması gereklidir. Aksi durumda, dönüş havası ve dış hava neredeyse hiç karışmadan, çift girişli bir fanın birer girişine kadar ulaşabilirler. Bu durumda da sistemin etkin çalışması sağlanamaz. İki hava akımını, birbirine dik hava huzmeleri halinde yönlendiren ayırıcı levhalar, tam bir karışma sağlanması için çok uygundurlar. Ters kanatlı damperler, daha iyi bir akış kontrolü sağlarken, paralel kanatlı damperler, farklı sıcaklıktaki hava akımının karıştırılması için daha uygundurlar.

1.2. Vantilatörler (Fanlar)

Emiş (dönüş) fanı kullanımı, küçük sistemlerde isteğe bağlıdır; iç-dış hava karışımı ile çalışan sistemlerde gereklidir. Bu fanlar, iklimlendiren mahalde havanın uygun miktarda dolaşımını sağlar. Minimum miktardan daha fazla dış hava alınması durumunda, aşırı basınç oluşumunu engeller ve veriş (besleme) fanının, daha düşük bir statik basınca karşı çalışmasını sağlarlar. Sabit egzoz sistemlerinin (tuvalet aspiratörleri) etkisini karşılamak ve iklimlendirilen mahalde bir artı basınç oluşturmak için emiş fanları, veriş fanlarından biraz daha küçük debi ile çalışırlar.

Egzoz fanı, iç-dış hava karışımı ile çalışılan, ancak, emiş fanı kullanılmayan sistemlerde bulunur ve alınan dış hava kadar dönüş havasının egzoz edilmesini sağlar. Bu sistemlerde veriş fanı, dış hava alınmayan durumda, bütün veriş ve dönüş sisteminde oluşan toplam statik basıncı karşılayacak şekilde seçilmiş olmalıdır. Dış

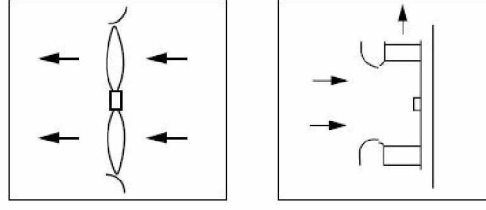
hava alınan durumdaysa, egzoz fanı, alınan dış havadan biraz daha düşük miktarda dönüş havasını dışarı atarak, yukarıda emiş fanı için de belirtildiği gibi, mahal içinde hafif bir artı basınç oluşmasını sağlar.

Veriş (besleme) fanı, eksenel veya merkezkaç türden olabilir ve bir ana veriş kanalına, birden fazla fan bağlanabilir. Fakat koşulların izin verdiği durumlarda, bir tek fan kullanılması daha uygundur. Bir tek veriş kanalına bağlanırken, fan çarkından kanala hava akışında, ani yön değişimi gerekmediği için verim ve hız-basınç dönüşümündeki statik geri kazanım artar.

1.3. Vantilatör Türleri

Vantilatörler istenen gaz debisini, gazı hareket ettirebilecek kadar enerji vererek sağlayan cihazlardır. Amaç mevcut olan atalet ve sürtünme kuvvetlerini yenmektir. Vantilatörlerin dönen çarkından sağlanan enerji gaza geçer ve gazın hızı ile gerekli debi için yük kayıplarını yenecek kadar basıncını artırır. Bir vantilatörün vereceği debi (basacağı akışkan miktarı) birçok tasarım parametresine bağlıdır. Çark çapı, kanat sayısı, kanat profili, vantilatörün devir sayısı (rpm), motor gücü, vantilatör gövdesinin tasarımı ve diğer konstrüksiyon özellikleri önemli performans kriterleridir. Tüm bu faktörler vantilatörün havayı nakletme kapasitesini ve verimini belirler. Vantilatörler sanayi, işyeri ve konutlarda; kirli gazın (havanın) ortamdan tahliyesi, iklimlendirme, soğutma, ısı ekonomisi ve ısıнын geri kazanılması gibi çok çeşitli amaçlarla kullanılabilir.

Vantilatörler genel olarak eksenel veya radyal (bazen de karışık akımlı) tipte olabilirler. Gaz veya hava vantilatör çarkının eksenine doğrultusunda akıyor yani akışkan yön değiştirmiyorsa bu tip vantilatörlere eksenel vantilatörler denir (Şekil 1.2). Akışkan yarıçap doğrultusunda akıyor yani akışkan yön değiştirerek radyal doğrultuda çıkış yapıyorsa bu tip vantilatörlere de radyal vantilatörler denir. Genellikle düşük basınçlı vantilatörler eksenel tipte olurken, radyal vantilatörler nispeten yüksek basınç gerektiren uygulamalarda kullanılırlar [1]. Bununla beraber, bir vantilatörün tipini belirleyen en önemli boyutsuz parametre özgül hız olarak adlandırılır ve özgül hızın küçük değerleri için eksenel tipte, büyük değerleri için ise radyal (merkezkaç) vantilatörler seçilir.

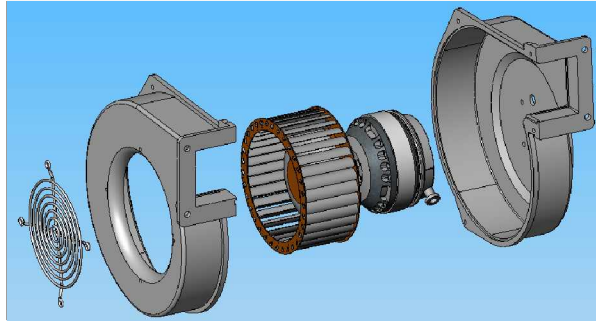


Şekil 1.2: Eksenel ve merkezkaç fanlarda akış yönü.

Eksenel vantilatörlerde asıl amaç hava kütlesini istenilen hızda hareket ettirmektir. Bu sırada hava basıncında önemsizmeyecek bir düzeyde artış olur. Sonuç olarak eksenel vantilatörden geçen havanın hızındaki değişim basınç üzerinde ufak bir artışa sebep olur. Basıncı değiştirmek için radyal vantilatörde olduğu gibi merkezkaç kuvvet kullanılmaz. Kanatların dönme hareketi akış doğrultusunda gazın hızını artırır. Gaz kanadın giriş tarafından emilir ve helisel bir hareketle çıkış tarafından atılır.

1.3.1. Radyal (Merkezkaç) Vantilatörler

Radyal vantilatörler esas itibarıyla dış gövde, motor ve döner çark olmak üzere üç ana birimden oluşur (Şekil 1.3). Akışkan çark merkezinden çark dönme eksenine paralel olarak girer ve dik bir açı yaparak dönen kanatların arasından geçerken kinetik enerjisi artar ve basınç enerjisi kazanır. Kanatları terk ederken akışkanın kinetik enerjisinin önemli bölümü çark ile dış gövde arasındaki genişleme nedeniyle basınca dönüşür. Radyal vantilatörlerin kullanımı akışkanın hızının artırılmasından çok basıncının artırılmasına yöneliktir.



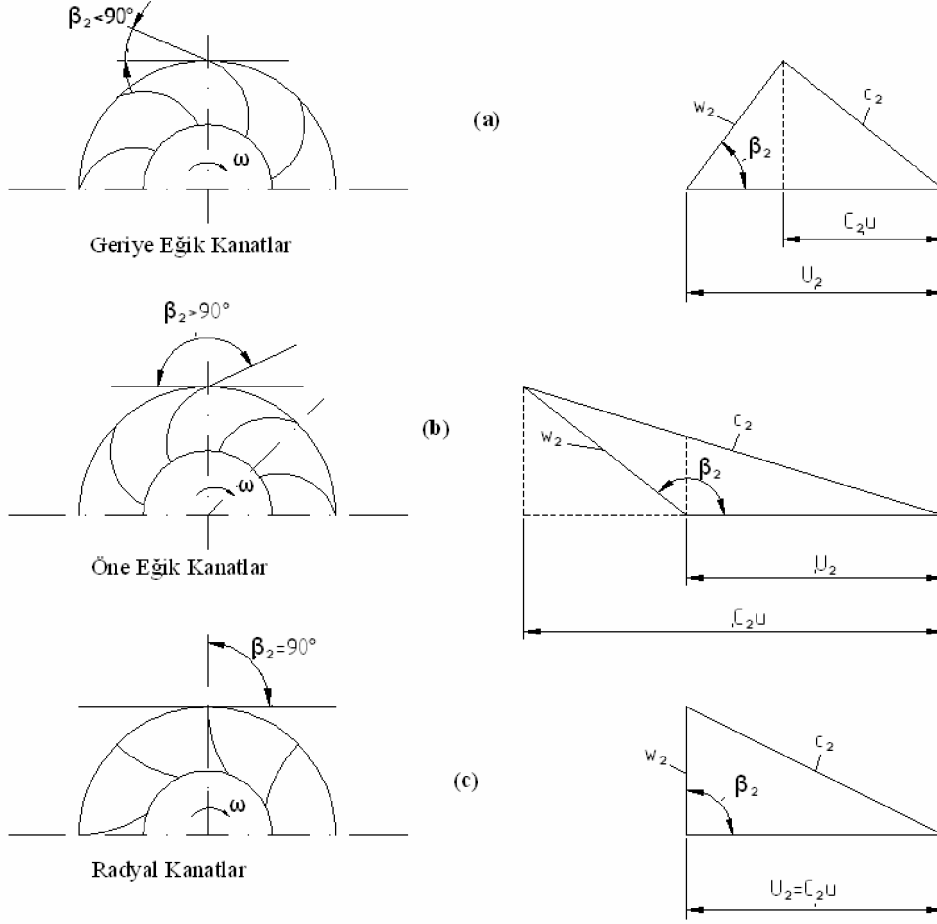
Şekil 1.3: Radyal (merkezkaç) vantilatörler.

Merkezkaç vantilatörler, kullanılan çarkın kanat yapısına göre üç gruba ayrılırlar. Bunlar;

1. Geriye Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler
2. Öne Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler
3. Radyal Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler'dir.

Belirli bir devir sayısı ile döndürülen, belirli bir şekle sahip olan çark içinden geçen akışkana aktarılan enerji, çarkın giriş ve çıkış çapı ile c_u (mutlak hızın teğetsel bileşeni) hız bileşenine bağlıdır. β_1 kanat giriş açıları ve giriş üçgenleri aynı olan fakat β_2 kanat çıkış açıları farklı olan kanatlar üzerinde oluşan hız üçgenleri Şekil 1.4' de gösterilmiştir. Şekilde β_2 kanat açısı büyüdükçe mutlak hızın (c_2) büyüdüğü görülmektedir.

Kanat giriş ve çıkış açılarının vantilatör performansı üzerindeki etkileri, yapılan bilimsel çalışmalarla da tespit edilmiştir. Öne eğik kanatlı bir çarkın aynı gövde içerisinde farklı kanat açıları kullanılarak yapılan ölçümlerinde öne eğik kanatlı bir çarkta en iyi giriş açısının $\approx 75^\circ - 90^\circ$, kanat çıkış açısının $150^\circ - 160^\circ$ aralığında olduğu tespit edilmiştir (**Adachi ve diğ. 2004**).



Şekil 1.4: (a) Geriye eğik kanatlar üzerinde oluşan çıkış hız üçgeni, (b) Öne eğik kanatlar üzerinde oluşan hız üçgeni, (c) Radyal kanatlar üzerinde oluşan hız üçgeni

Mutlak hızın büyümesi moment oluşturan c_{2u} hızının büyümesine sebep olacaktır ve döner çark içerisindeki hava kütesine daha fazla enerji verilmesini sağlayacaktır.

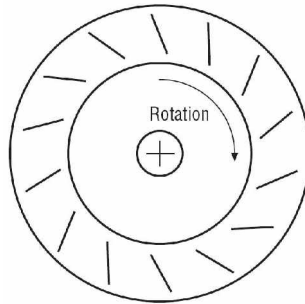
Ancak $\beta_2 > 90^\circ$ durumunda, çıkış üçgeninden de görülebileceği gibi, daha büyük bir c_{2u} hızı elde edilebilirse de, öne eğik kanatlı olan bu tipte, c_2 mutlak hızı fazlasıyla artacaktır. Mutlak hızın artması (c_2) hız enerjisinin, diğer bir deyişle kinetik enerjinin artmasına sebep olacaktır. Yani β_2 açısı arttıkça, hava kütesine aktarılan hız enerjisi artacaktır. Ancak hızdaki bu artış beklenenin aksine, kinetik enerji kanatlar arasında tekrar potansiyel enerjiye dönüştürüleceği zaman büyük kayıplar meydana gelmesine sebep olarak, verimi olumsuz yönde etkileyecektir.

Bu da verimin azalmasına sebep olacaktır. Sonuç olarak β_2 açısının arttırılmasıyla geriye eğik kanat tipinden, öne eğik kanat tipine geçerken büyük miktarda enerji kaybı oluşacaktır. Genellikle ‘geriye eğik kanatlı vantilatör tasarımı daha verimli bir vantilatör tasarımıdır’ denilebilir. Bu nedenle tasarımlarda $\beta_2 < 90^\circ$ durumu daha sıklıkla kullanılır. Bu sayede havaya aktarılan enerji daha az olacaktır ve buna bağlı olarak da enerjinin dönüşümündeki kayıplar azalacaktır. Yukarıda farklı biçimlerde ifade edildiği gibi eğer vantilatörün işgal edeceği yer, veriminden daha önemliyse $\beta_2 > 90^\circ$ olan öne eğik kanatlı tasarımlar tercih edilir. Çünkü bu tip vantilatörler daha küçük olarak boyutlandırılırlar ve fazla yer kaplamazlar (**Gökelim, 1983**).

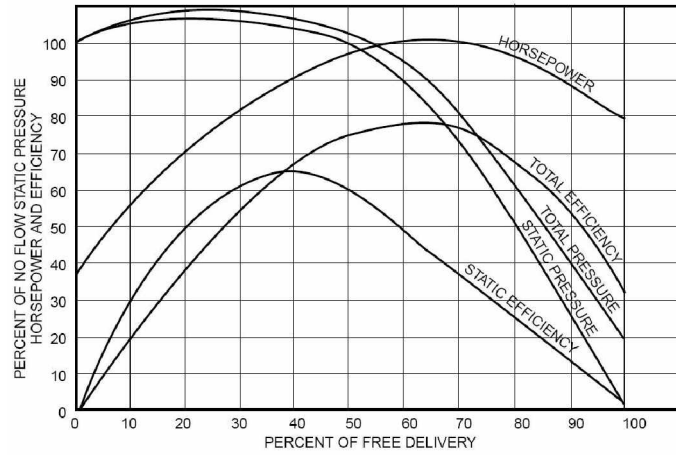
1.3.2. Geriye Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler

Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörlerde çark üzerindeki kanatlara, çarkın dönüş yönünün tersinde eğim verilmiştir (Şekil 1.5). Bu tipteki vantilatörlerde verim geniş bir aralığa düşer. Sessiz ve verimli çalışma için Şekil 1.6 ‘da görülen grafikte maksimum debinin %40 ‘ı ile %85 ‘i aralığında çalıştırılmalıdırlar.

Bu tür vantilatörlerin güç karakteristikleri debi arttıkça artar ve maksimum bir değere ulaştıktan sonra düşmeye başlar.



Şekil 1.5: Geriye eğik kanatlı bir çarkın geometrisi.



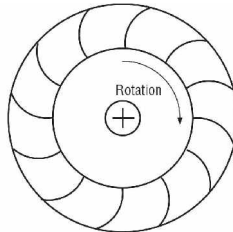
Şekil 1.6: Geriye eğik kanatlı vantilatörlerin performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000).

Bu özelliği sebebiyle de bu tipteki vantilatörler, motorda aşırı yüklenmelere yol açmadıklarından tercih edilirler. Bu vantilatörlerin verimleri yüksektir ve yüksek güçlerde yaygın olarak kullanılırlar. Basınç-Debi karakteristikleri ani olarak düşer, bu nedenle debileri sabittir. Ancak bu tip vantilatörlerin çarkları diğerlerine oranla daha geniş çaplarda üretilirler ve daha ağırdırlar.

Sonuç olarak; geriye eğik kanatlı vantilatörlerin yüksek debi, basınç ve verim değerlerinde çalışabilmeleri gibi önemli avantajları vardır. Diğer taraftan büyük hacim ve ağırlık özellikleri ile balans problemleri de dezavantajları olarak özetlenebilir.

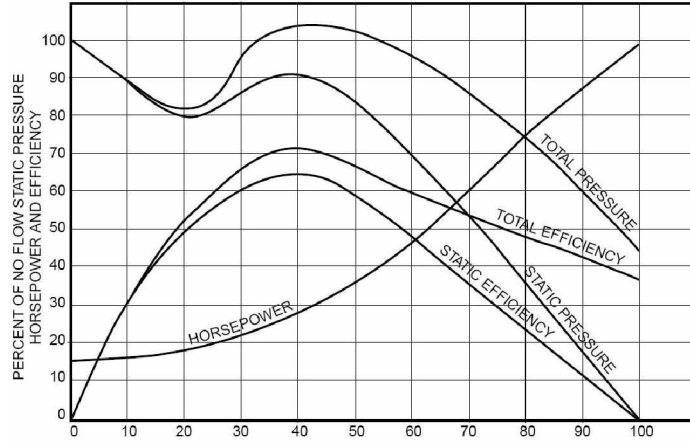
Bu vantilatörlerin genel özellikleri ile etkenliklerine ilişkin bilgiler Tablo 1.1 'de görülmektedir.

1.3.3. Öne Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler



Şekil 1.7: Öne eğik kanatlı bir çarkın geometrisi.

Kanatları dönüş yönünde eğimli olan (Şekil 1.7) bu vantilatörlerin verimi geriye eğik kanatlılardan düşüktür. Hafif ve ucuzdurlar. Çarkı bütün merkezkaç vantilatörler arasında en küçüğüdür ve en düşük hızda çalışır. Bu tipteki vantilatörlere ait karakteristik eğri Şekil 1.8 ‘de görülmektedir. Vantilatör maksimum debinin %45 ‘inden yüksek olduğu bölgelerde çalıştırılmalıdır. Performans gövde özellikleriyle birebir bağlantılıdır.



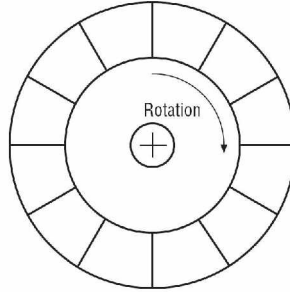
Şekil 1.8: Öne eğik kanatlı vantilatörlerin performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000).

Eğrilerde görüldüğü üzere basınç eğrisi geriye eğik kanatlı tipten daha az basamak yapar. Boyutlarında göre debisi yüksektir. Güç gereksinimi maksimum debiye yaklaştıkça artar. Motor seçiminde bu noktaya özen gösterilmelidir.

Sonuç olarak; öne eğik kanatlı vantilatörlerin bütün debilerde, düşük ve orta basınçlarda temiz hava için vantilatörlerin en iyisidir. Kapladığı alan küçüktür. Düşük dönme hızları sebebiyle sessizdirler. Diğer taraftan bu fanların verimleri yüksek değildir. Geriye eğik kanatlı tipin aksine debi arttıkça güç artar. Basınç değerleri büyük olmakla beraber statik basınçları düşüktür. Bu nedenle yüksek debi, düşük statik basınç gerektiği durumlarda kullanılırlar.

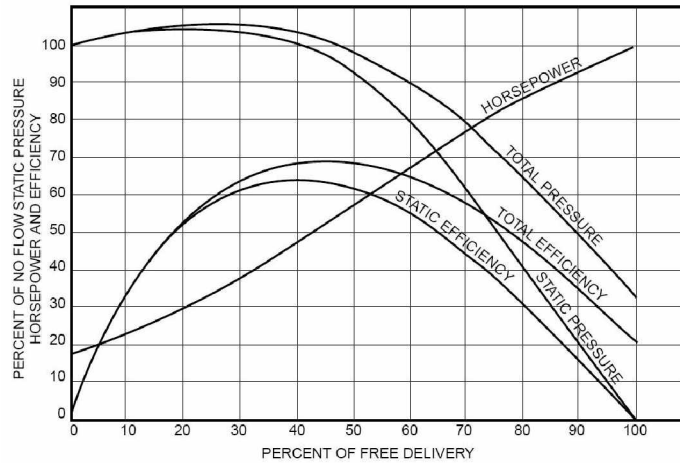
1.3.4. Radyal Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler

Bu tip vantilatörlerde kullanılan çarkın kanatları çarkın dış çapına teğet olan bir doğru ile 90° 'lık bir açı yapar. (Şekil 1.9)



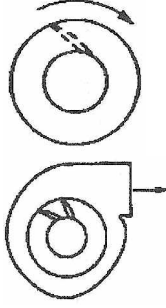
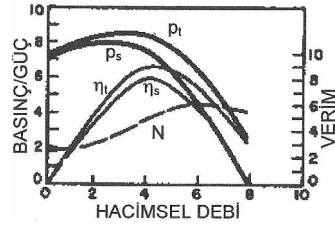
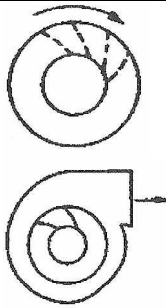
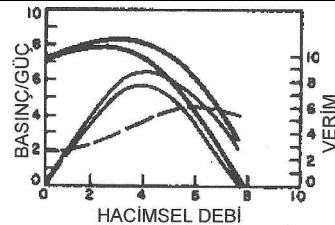
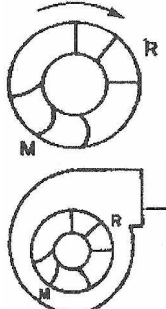
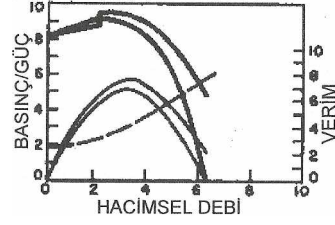
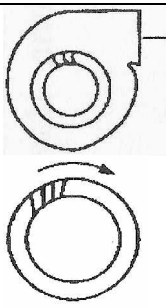
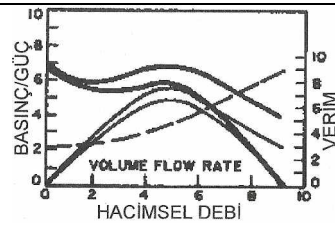
Şekil 1.9: Radyal kanatlı bir çarkın geometrisi.

Bu tipteki vantilatörlerin verimleri diğer iki tipten daha düşüktür. Güç karakteristikleri öne eğik kanatlıya benzer. Bunlar orta hızda çalışan, yüksek mukavemetli vantilatörlerdir. Gövdesi en küçük olan tiptir. Konstrüksiyonunun basit olması sebebiyle çabuk tamir gerektiren endüstri uygulamalarında kullanılırlar. Gürültülü çalışırlar. Tozlu, pis ortamlarda kullanıma uygundurlar (Uğural, 1992).



Şekil 1.10: Radyal kanatlı vantilatörlerin performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000)

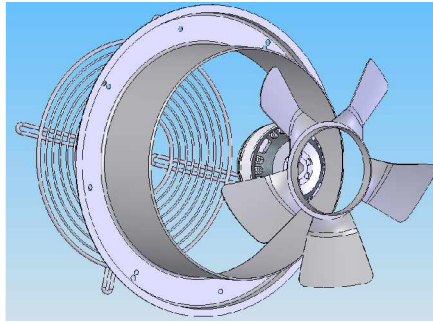
Tablo 1.1: Merkezkaç fan türleri, etkenlikleri (Uralcan ve Bilge, 2003).

MERKEZKAÇ FANLAR				
TİP	ÇARK GÖVDE	TASARIM ÖZELLİKLERİ	FAN EĞRİLERİ	ETKENLİK
PROFİL KANATLI		Dönüş yönünün tersine eğimli 10–16 profil kanattan oluşur. Belirli çalışma noktasında en yüksek hızlı merkezkaç fanıdır. Yüksek verim için eşeksenlilik önemlidir.		Merkezkaç fanların en yüksek verimlisidir. En iyi çalışma şartları maksimum debinin %40 'si ile %85' i arasındadır. Maksimum verimde güç maksimum olur.
GERİYE EĞİK KANATLI		Dönüş yönünün tersine eğimli veya bükümlü 10–16 sabit kanattan oluşur. Profil kanatlı ile aynı gövde tasarımı kullanılır.		Verimi profil kanatlıdan biraz daha düşüktür. Etkenlik özellikleri profil kanatlıya benzer. Maksimum verimi daha düşüktür.
RADYAL KANATLI		Tüm merkezkaç fanların salyangozu en dar olanıdır. Çark verimi düşük olduğundan gövde boyutları diğerleri kadar önemli değildir.		Basınç karakteristiği yüksektir. Fan eğrinin kırıldığı bölgenin sağında çalıştırılmamalıdır. Güç sürekli artar. Motor seçiminde buna dikkat edilmelidir.
ÖNE EĞİK KANATLI		Salyangoz tasarımı diğer merkezkaç fanlarına benzer. Eş-eksenlilik profil ve geriye eğik kanatlıdaki kadar önemli değildir.		Fan maksimum basıncın sağında çalıştırılmalıdır. En iyi çalışma noktası maks. debinin %40 ile %50 'si arasındadır. Güç sürekli artar.

1.3.5. Eksenel Vantilatörler

Eksenel vantilatörler de merkezkaç vantilatörler gibi 3 temel birimden oluşur. Bunlar; havaya gerekli enerjiyi veren çark, çarkı tahrik eden motor ve çarkı çevreleyen gövdedir (Şekil 1.11). Eksenel vantilatörlerde akış çark eksenine paraleldir. Çark uçları genellikle aerodinamik profillerden oluşur ve pratikte çark muhafazasına (gövde) mümkün olduğunca yakın tutulur.

Bir kademe için en basit formuyla akışkan eksenel olarak çarka yaklaşır ve çark torkunun yaptığı iş sebebiyle dönel bir bileşene sahip olarak çarkı terk eder. Sonuç olarak çarkı terk eden akışkanın mutlak hızı eksenel hızından daha büyük olacaktır ve bu da çark tarafından yaratılan toplam basıncın kullanılır yararlı fan basıncı olarak ortaya çıkmamasına sebep olur. Daha gelişmiş vantilatör tasarımlarında akışaşağı yönlendiricili kılavuz kanatlar kullanılarak dönel bileşen ortadan kaldırılır ve akışın eksenel yönlü olması sağlanarak dinamik basıncın bir bölümü yararlı statik basınca dönüştürülür. Maksimum yararlı basınç elde etmenin diğer bir yolu da akışyukarı yönlendiricili kılavuz kanat kullanımıdır. Bu şekilde çarktan önce çarka ters yönlü olarak verilen dönel hareket ile akışın çarktan eksenel yönde çıkması sağlanır. Eksenel çark türleri ve etkenlikleri Tablo 1.2 'de görülmektedir.



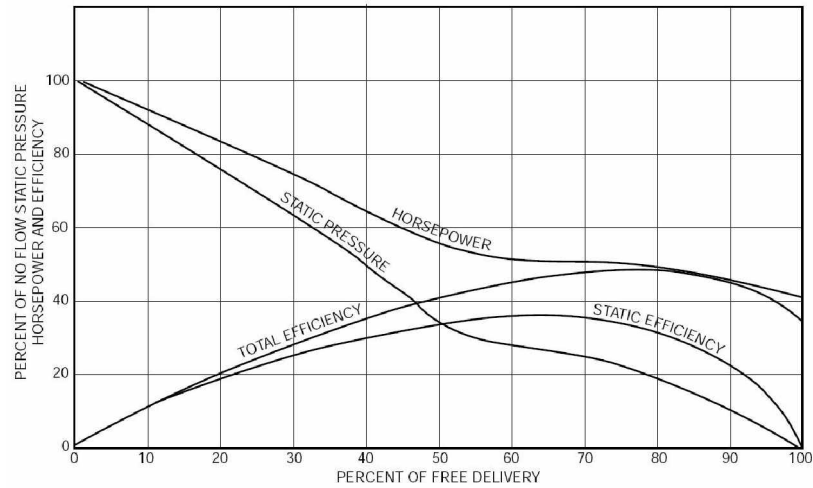
Şekil 1.11: Eksenel vantilatör.

Eksenel vantilatörler performans ve konstrüksiyon özelliklerine göre 3 gruba ayrılırlar. Bunlar;

1. Pervaneler,
2. Tubeaxial (Boru Tipi),
3. Vaneaxial (Yönlendirici Kanatlı)

1.3.6. Pervaneler

Pervanelerin verimi düşüktür. Ucuzdurlar ve yüksek debi, alçak basınç gereken uygulamalarda kullanılırlar. Kanatlar iki veya daha fazladır, kanat kalınlıkları genellikle sabit olmakla birlikte profil kanatlı tasarımlarının kullanıldığı pervanelerde vardır. Enerji dönüşümü öncelikle kinetik enerji olarak gerçekleşir. Çoğu eksenel fanda olduğu gibi bu tipteki fanlarında geniş bir kararsız çalışma bölgesi vardır (Şekil 1.12).



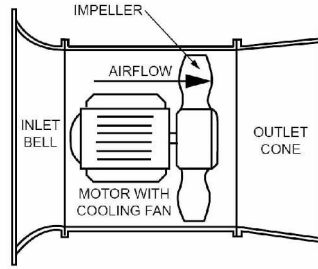
Şekil 1.12: Pervane tipi fanların performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000)

Bu fanların verimleri serbest çalışma bölgesine yaklaştıkça artar. Bu sebeple bu bölgelerde çalıştırılması gereklidir. Pervaneler 250 Pa 'ı geçen uygulamalarda tercih edilmezler. Yüksek hızlarda ses problemlerine sebep olurlar. Bu tip fanlar, akışın azalması veya kesilmesi durumunda güç artışı sebebiyle motorun aşırı yüklenmesine sebep olur.

Pervaneler genel konfor havalandırması uygulamalarında, kokulu ve zehirli gaz havalandırmasında, soğutma uygulamalarında yaygın olarak kullanılırlar.

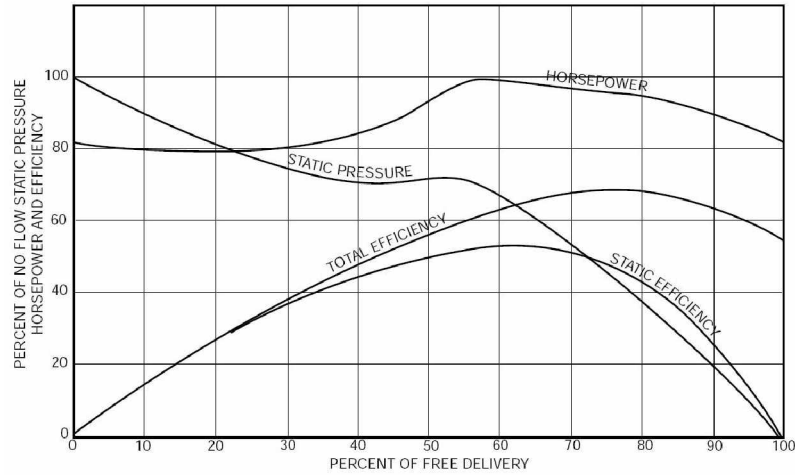
1.3.7. Boru Tipi (Tubeaxial) Pervaneler

Bu fanlar çark konstrüksiyonu itibarıyla pervanelere benzerler. Ancak silindirik bir boru içine yerleştirildiklerinden yüksek hız ve 900 Pa'a kadar basınçlarda kullanılabilirler. Silindirik gövde çarkla arasında bir çalışma boşluğu kalacak şekilde yerleştirilmelidir (Şekil 1.13).



Şekil 1.13: Boru tipi fan.

Şekil 1.14 'de görüldüğü gibi boru tipi fanlar yüksek debi ve orta basınç değerlerinde daha yüksek verimlerle çalışırlar.

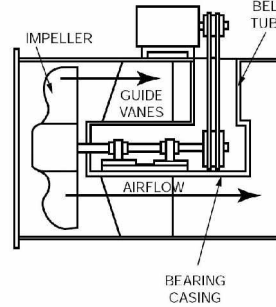


Şekil 1.14: Boru tipi fanların performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000)

Emişin kritik olmadığı alçak ve orta basınçlar için ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme tesislerinde kullanılırlar. Ayrıca egzoz gazlarının tahliyesinde, boyama ve kurutma işlemlerinde de kullanılırlar (Uğural, 1992).

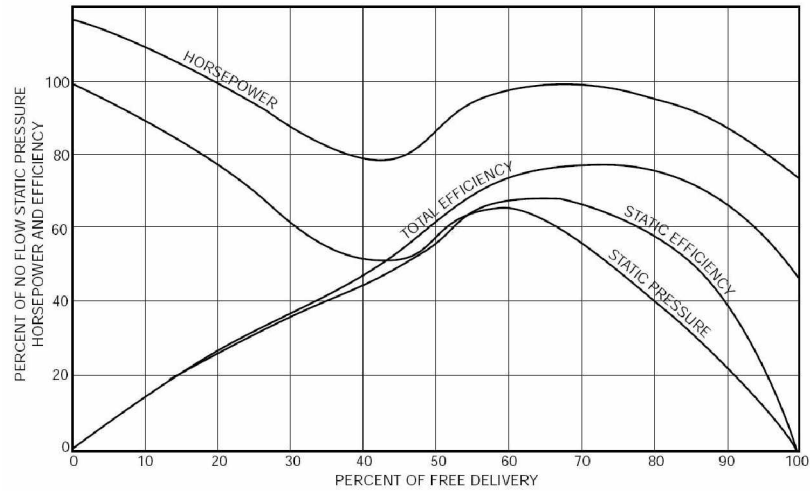
1.3.8. Yönlendirici Kanatlı (Vaneaxial) Pervaneler

Bu fanların en önemli özelliği çarkın arkasında akışı düzgünleştiren yönlendirici kanatların yer almasıdır (Şekil 1.15). İyi tasarlanmış kanatlar ve yönlendirici kanatlar cihazın 2000 Pa gibi yüksek basınçlarda çalışmasına olanak sağlar.



Şekil 1.15: Yönlendirici kanatlı fan.

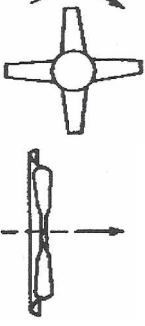
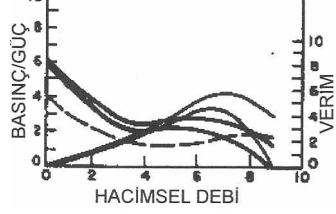
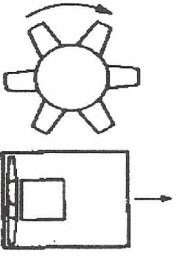
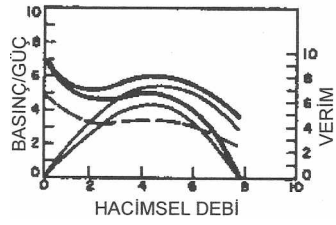
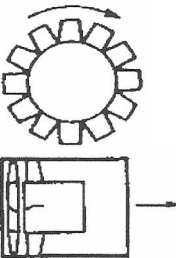
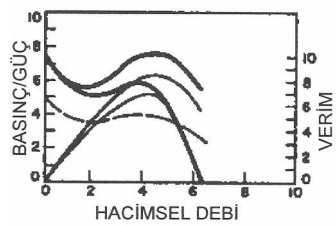
Cihaz üzerindeki yönlendirici kanatlar genellikle çark arkasına yerleştirilse de çark önüne yerleştirildiği uygulamalar da mevcuttur.



Şekil 1.16: Yönlendirici kanatlı fanların performans karakteristikleri (Twin City Fan&Blower, 2000)

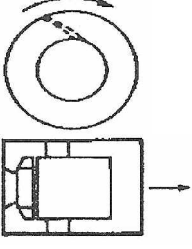
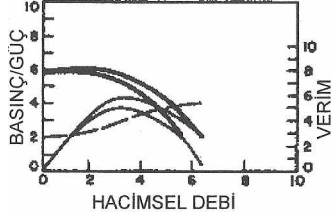
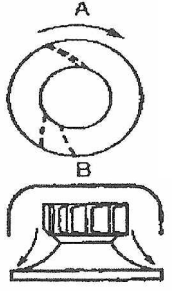
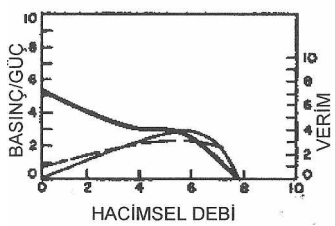
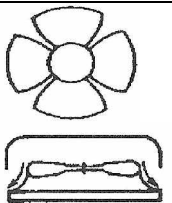
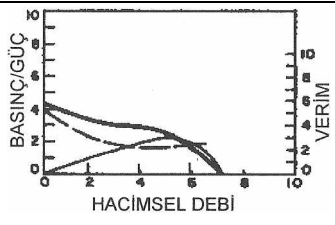
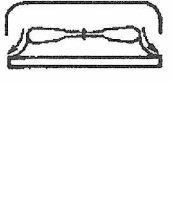
Yönlendirici kanatlı fanların verim eğrisinde maksimum basıncın solunda bir düşüş vardır. Yüksek verimle çalıştırılabilmesi için maksimum basınç noktasının biraz sağında çalıştırılmalıdır. Basmada düzgün akış sağlarlar. Akışın doğrudan akmasının istendiği, alçak, orta ve yüksek basınçlar için ısıtma, havalandırma ve iklimlendirme tesislerinde kullanılırlar. Korozyon olan alanlarda ve patlayıcı maddelerle kullanılmazlar.

Tablo 1.2: Eksenel fan türleri, etkenlikleri (Uralcan ve Bilge, 2003).

EKSENEL FANLAR				
TİP	ÇARK GÖVDE	TASARIM ÖZELLİKLERİ	FAN EĞRİLERİ	ETKENLİK
PERVANELER		Küçük bir göbek çevresine takılı 2 veya daha fazla sabit kalınlıklı kanattan oluşur. Gövde basit bir çember biçimindedir. Kanat uçları ile gövde arasındaki açıklık çok az olmalıdır.		Verimleri, debileri, basınçları düşüktür. Maksimum verim en yüksek debide elde edilir. Fan basıncın minimum yaptığı bölgede çalıştırılmalıdır.
KANAL TİPİ		Çoğunlukla 4 veya 8 adet profil veya sabit kalınlıklı kanatlardan oluşurlar. Kanat uçları ile gövde arasında az bir açıklık olmalıdır.		Pervanelerden daha verimlidir ve daha yüksek basınç üretirler. Yüksek debi ve orta düzeyde basınç üretirler. Fan basınç eğrisinin minimum yaptığı bölgede çalıştırılmamalıdır.
KANAL TİPİ (YÖNLENDİRİCİLİ)		Profil kanatlıların verimi yüksektir. Kanatlar, sabit, ayarlanabilir veya kontrol edilebilir eğimli olabilirler. Göbek kanat ucu çapının yarısından daha büyüktür. Çark önünde veya arkasında bulunan hareketsiz yönlendirici kanatlar basınç kapasitesini ve verimi yükseltir.		Yüksek basınç ve orta debi karakteristiğine sahiptirler. Maksimum basıncın solunda, basınç eğrisi bir min. yapar. Fan bu bölgede çalıştırılmamalıdır. Yönlendirici kanatlar dönel akışı düzenler ve fanın basınç, verim karakteristiğini iyileştirir.

Merkezkaç ve eksenel vantilatörlerden farklı olarak üretilen bazı özel tip vantilatörler de mevcuttur. Bunlarla ilgili bilgiler Tablo 1.3 'te verilmiştir.

Tablo 1.3: Özel fan türleri, etkenlikleri (Uralcan ve Bilge, 2003).

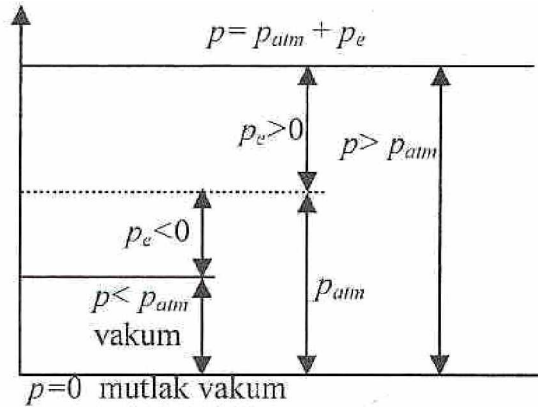
ÖZEL FANLAR				
TİP	ÇARK GÖVDE	TASARIM ÖZELLİKLERİ	FAN EĞRİLERİ	ETKENLİK
KANAL TİPİ MERKEZKAÇ		Geriye eğik, düz veya profil kanatlardan oluşur. Yönlendiricili eksenel fana benzer. Gövde ile kanat ucu arasındaki açıklık daha fazladır. Hava çarkı 90° dönerek terk eder.		Etkenlik geriye eğik kanatlı fana benzer. Ancak kapasite ve basınç düşüktür. Hava 90° döndüğü için verimi daha düşüktür. Basınç eğrisi eksenel fanlara benzer. Maks. basıncın solunda bir min. yapar. Bu bölgede çalıştırılmamalıdır.
		Geriye, eğik, düz veya profil kanatlardan oluşur. Fanı dış hava şartlarından koruyan bir kapak mevcuttur. Hava çarkı 90° dönerek terk eder. Çatı yüzeyine paralel yayılır.		Çoğunlukla kanalsız olduğu için çok düşük basınç ve yüksek debi ile çalışır. Pozitif egzoz havalandırması sağlar. Eksenel çatı fanlarından daha sessizdir.
ÇATI VANTİLATÖRLERİ		Pervane türüdür. Pervaneyi dış hava şartlarından koruyan bir kapak mevcuttur. Hava pervaneyi eksenel olarak terk eder, çatıya paralel yayılır.		Çoğunlukla kanalsız olduğu için çok düşük basınç ve yüksek debi ile çalışır. Pozitif egzoz havalandırması sağlar.
				

2. VANTİLATÖR TEORİK HESAPLARINDA KULLANILAN TEMEL KAVRAMLAR

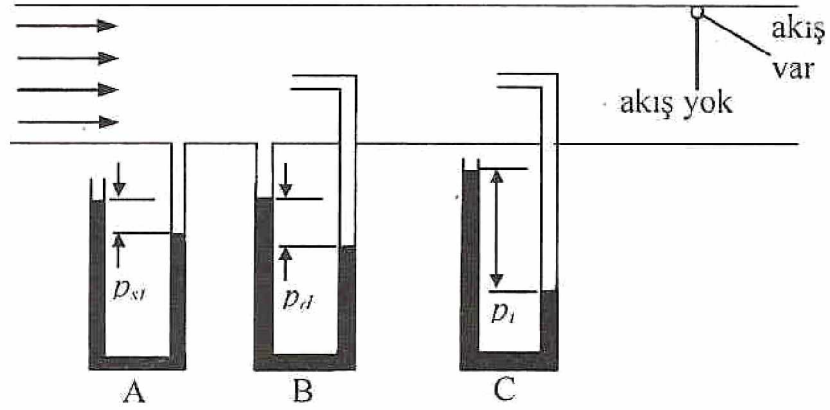
Vantilatörlerin teorik hesaplamalarında statik basınç, toplam basınç, basma yüksekliği, iç verim, hidrolik verim gibi bazı kavramlardan bahsedilecektir. Bu kavramların kolaylıkla anlaşılması amacıyla aşağıda bunlara ilişkin genel bir bilgi verilmiştir. Teorik hesaplamaların anlatımında bu kavramlara ilişkin ayrıntılı bilgiler verilecektir ve teorik hesaplamaların kolaylıkla anlaşılması sağlanacaktır.

2.1. Basınç

Akışkanların fiziksel özelliklerini belirlerken (örneğin, ideal gaz kanununda veya fiziksel özellik tablolarında) kullanılan mutlak basınç (p), iki bileşenden oluşur. Bunlar, söz konusu mutlak basıncın tanımlandığı yerdeki atmosferik basınç (p_{atm}) ve mutlak basınç ile atmosferik basıncın farkına eşit olan etkin (efektif) basınçtır (p_e). Atmosferik basınç söz konusu yerin üzerindeki atmosfer kalınlığındaki hava tabakası ağırlığı tarafından oluşturulur. Etkin basınç ise, zaten atmosferik basınç etkisinde olan akışkana, bir başka dış kuvvet (örneğin bir fan çarkı ya da motor pistonunun uyguladığı kuvvet) uygulanarak oluşturulur. Mutlak, atmosferik ve etkin basınçlar arasındaki ilişki, Şekil 2.1’ de gösterilmiştir.



Şekil 2.1: Mutlak, etkin ve atmosferik basınçlar.



Şekil 2.2: İçinde akış olan bir kanaldaki statik, dinamik ve toplam basınçlar.

Yukarıdaki şekilde de görüldüğü gibi bir U-borulu manometrenin, içinden gaz akışı olan bir kanala bağlanış şekline göre, kanal üzerinde üç farklı basınç ölçülebilir. Bunlar; statik basınç, dinamik basınç ve toplam basınçlardır.

2.1.1. Statik Basınç

Statik basınç: Şekil 2.2' de görülen A manometresinde olduğu gibi, manometrenin açık ağızlarından biri, kanal duvarı ile aynı düzleme gelecek şekilde, diğer ağzı ise atmosferik ortama yerleştirilirse, manometrenin kolları arasındaki seviye farkı, kanaldaki etkin statik basıncı gösterir. Bu basınç, kanalda, her doğrultuda etkir.

Şekil 2.2' de bir kenarından kanalın üst duvarına oynak olarak bağlanmış olan düz levha, kanalda akış yoksa yer çekimi etkisiyle düşey olarak durur. Çünkü bu levhanın hem ön hem de arka yüzeyine, yalnızca statik basınç etkimektedir. Kanalda ve bağlı olduğu sistemdeki akışa direnç gösteren tüm unsurların oluşturduğu toplam statik basınç kaybı Δp_{st} olduğuna göre, sistem girişindeki statik basınç, sistem çıkışındaki statik basınçtan, Δp_{st} kadar fazla, yani;

$$\Delta p_{st} = p_g - p_{\zeta} \quad [Pa] \quad (2.1)$$

olmalıdır.

Yalnızca yükseklik farkından dolayı da, iki nokta arasında bir statik basınç farkı oluşur. Bu değer de, $\rho_h \left[kg / m^3 \right]$ havanın yoğunluğu olmak üzere,

$$\Delta p_z = \rho_h \cdot g \cdot (z_g - z_c) \quad [Pa] \quad (2.2)$$

olarak ifade edilir.

2.1.2. Dinamik Basınç

Şekil 2.2 'de B manometresinde olduğu gibi, manometrenin ağızlarından biri kanal duvarı ile aynı düzleme gelecek şekilde (statik basınç ölçülecek şekilde) diğeri ise akış doğrultusuna dik olarak yerleştirilirse, manometrenin kolları arasındaki seviye farkı, kanaldaki akış hızı ile oluşan dinamik basıncı gösterecektir. Bu basınç, akış ile aynı doğrultuda ve yönde etkir. Levhanın ön yüzeyine etkiyen bu ek basınç, levhanın düşeyden sapmasına ve daha yatık bir durumda dengeye gelmesine neden olur. $v \text{ [m/s]}$ hızı ile akmakta olan, $\rho_h \text{ [kg/m}^3\text{]}$ yoğunluğuna sahip havanın oluşturduğu dinamik basınç;

$$p_d = \rho_h \cdot \frac{v^2}{2} \quad [Pa] \quad (2.3)$$

olarak tanımlanır.

2.1.3. Toplam Basınç

Şekil 2.2 'de C manometresinde görüldüğü gibi manometrenin bir ağızı akış doğrultusuna dik olarak, diğer ağızı ise atmosferik ortama yerleştirilirse, manometrenin kolları arasındaki seviye farkı, kanalda ölçme yapılan noktadaki etkin statik ve dinamik basınçların toplamı olan, toplam basıncı gösterir. Dolayısıyla,

$$p_t = p_{st} + p_d \quad [Pa] \quad (2.4)$$

olarak tanımlanabilir.

2.1.4. Basma Yüksekliği

Bazı uygulamalarda basınçların Pa (Pascal) birimi yerine mmSS (milimetre su sütunu) birimi ile verilmesi tercih edilir.

Bu durumda, herhangi bir sistemin iki noktası arasındaki basınç farkına karşılık gelen basma yüksekliği,

$$H = 1000 \left[\frac{p_2 - p_1}{\rho_{su} \cdot g} + \frac{\rho_h}{\rho_{su}} \cdot \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{\rho_h}{\rho_{su}} \cdot (z_2 - z_1) \right] [mmSS] \quad (2.5)$$

veya

$$\frac{\rho_{su} \cdot g \cdot H}{1000} = \Delta p_{st} + \Delta p_d + \Delta p_z [Pa] \quad (2.6)$$

şeklinde hesaplanabilir. Yukarıdaki bağıntılardaki yoğunluklar, deniz seviyesinde ve oda şartlarında ($101325 Pa$ ve $20^\circ C$) $\rho_h = 1.2 kg / m^3$, $\rho_{su} = 998.3 kg / m^3$ olarak alınabilir.

2.2. Vantilatör Gücü ve Verimi

Bir fanın teorik gücü,

$$N_{th} = Q \cdot \Delta p_t = 9,79 \cdot Q \cdot H [W] \quad (2.7)$$

veya

$$N_{th} = \frac{Q \cdot H}{102} [kW] \quad (2.8)$$

bağıntısı ile hesaplanabilir. Burada,

Q : havanın hacimsel debisi, m^3 / s

Δp_t : fanın girişi ile çıkışı arasındaki basınç farkı, Pa

H : aynı basınç farkına karşılık gelen basma yüksekliği, $mmSS$ anlamlarındadır.

Hava kaçakları (ΔQ), mil sürtünmesi kayıpları (N_s) ve akış sürtünmesi dirençleri ($\Sigma \xi . \Delta z$) nedenleriyle, fanın miline verilmesi gereken güç bundan daha fazla olmalıdır. Fanı tahrik eden elektrik motorunun etkin gücü olan bu değer ise,

$$N_i = (Q + \Delta Q) . (\Delta p_t + \Sigma \xi . \Delta z) + N_s \text{ [W]} \quad (2.9)$$

eşitliği ile hesaplanabilir. Dolayısıyla fanın iç verimi,

$$\eta_i = \frac{N_{th}}{N_i} \quad (2.10)$$

olacaktır.

Fanlarda çark tarafından basılan havanın bir kısmı, çark ile gövde arasından, tekrar fanın giriş kanalına geçer, küçük bir kısmı da, fan milinin gövdeyi kestiği yerden dışarı kaçar. Bu nedenle fan çıkışındaki hava debisi, çarkın bastığı miktardan daha azdır. Aradaki fark olan kaçak kayıpları ΔQ ile gösterilirse, fanın volumetrik verimi,

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q} \quad (2.11)$$

olarak tanımlanır.

Mil sürtünmesi ile harcanan güç N_s olduğuna göre, fanın sürtünme verimi,

$$\eta_s = \frac{N_i - N_s}{N_i} \quad (2.12)$$

Olur. Hava fan içerisinden geçerken, akışkanın sürtünmesiyle oluşan yük kayıpları, $\Sigma \xi . \Delta z$ olduğuna göre, fanın hidrolik verimi,

$$\eta_h = \frac{\Delta P_t}{\Delta P_t + \Sigma \xi . \Delta z} \quad (2.13)$$

şeklinde ifade edilir. (2.7) ve (2.13) nolu denklemler birleştirilirse,

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_s \cdot \eta_h \quad (2.14)$$

elde edilir. Fanı tahrik etmek için kullanılacak olan elektrik motorunu verimi de, η_e olduğuna göre, toplam verim,

$$\eta_t = \eta_e \cdot \eta_i \quad (2.15)$$

olacaktır. Bu durumda elektrik motorunun gücü de,

$$N_{em} = \frac{N_{th}}{\eta_t} \quad (2.16)$$

olacaktır.

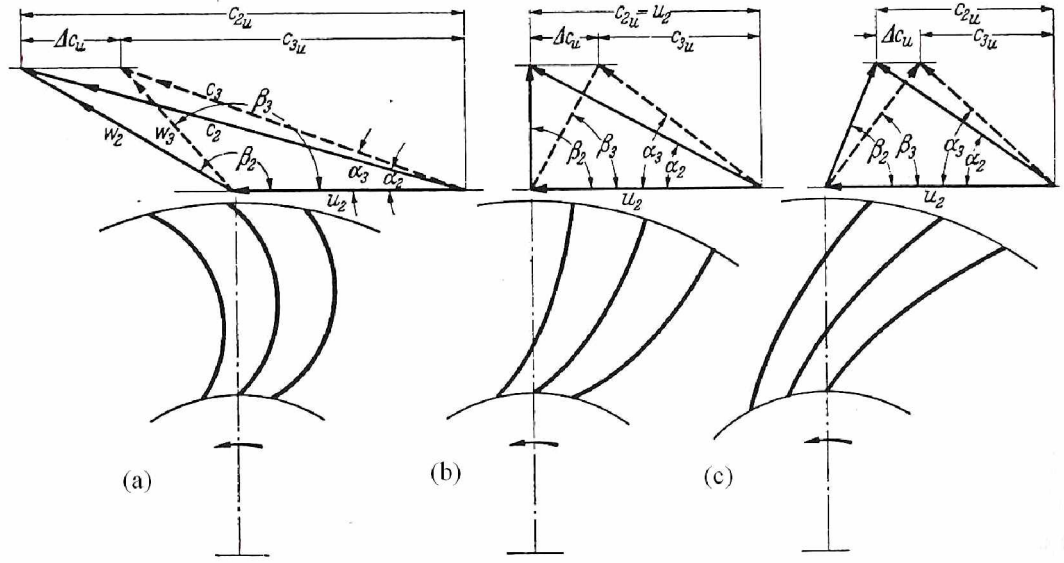
Bu bölümde bazı temel kavramlarla ilgili kısa bilgiler verilmiştir. İlerleyen bölümlerde bu kavramlara ilişkin detaylı bilgiler verilecektir (**Uralcan ve Bilge, 2003**).

3. VANTİLATÖR TEORİK HESAPLARI

Vantilatörlerin teorik hesaplamalarının açıklanması için öncelikle ideal bir geriye eğik kanatlı radyal vantilatör ele alınacaktır. İdeal vantilatörün sonsuz sayıda kanada sahip olduğu düşünülecektir ve bu sayede akışın kanat formuna tam bir uyum sağladığı varsayımı yapılacaktır. Ayrıca sürtünme kayıpları da ihmal edilecektir. Ayrıca ideal vantilatör kabulü yapılarak Bunun yanı sıra kanatların sonsuz inceliğe sahip olduğu düşünülecektir. D_1 çapı ile gösterilen giriş kesitindeki daireye teğet olan bir doğru ile girişte kanada teğet olan bir doğrunun arasındaki açı β_1 kanat açısı olarak isimlendirilmiştir. D_2 çapı ile gösterilen çıkış kesitinde bulunan daireye teğet olan bir doğru ile bu noktada kanada teğet olan bir doğru arasındaki açıysa β_2 kanat açısı olarak isimlendirilmiştir. Yapılan bu kabuller gerçek durumdan çok farklı olmalarına rağmen hesapların açık bir şekilde anlaşılması açısından faydalı olacaklardır. Eksenel çarklardan farklı olarak radyal çarkların kanat sayılarının belirlenmesine yönelik kesin bir matematiksel yöntem yoktur. Bu sebeple düzgün bir akış elde edilebilmesi için kanat giriş ve çıkış açılarının hesabına özen gösterilmelidir (Eck, 1972).

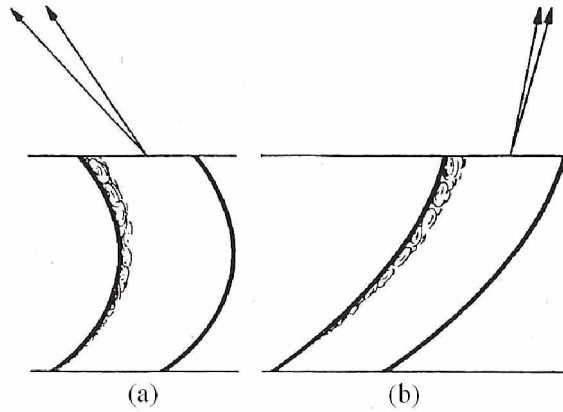
Yukarıda sıraladığımız kabuller Euler' in Türbin Teorisi üzerinde kullanılmışlardır. İlerleyen bölümlerde bununla ilgili hesaplamalar ayrıntılı olarak incelenecektir.

Çarkın sonsuz sayıda kanada sahip olduğu varsayımı, çıkış kesitindeki havanın, kanatların uç kısmına teğet bir doğrultuda bağlı bir hıza sahip olduğu anlamına gelmektedir. Hâlbuki gerçek durumda, sonlu sayıda kanada sahip olan bir çark düşünüldüğünde durum böyle değildir. Gerçek durumda çıkış kesitindeki havanın yönü farklıdır ve bu hızın doğrultusu çıkıştaki kanat açısından farklıdır. Şekil 3.1' de farklı çark türleri için bu kabulün sebep olduğu farklılıklar görülmektedir (Eck, 1972).



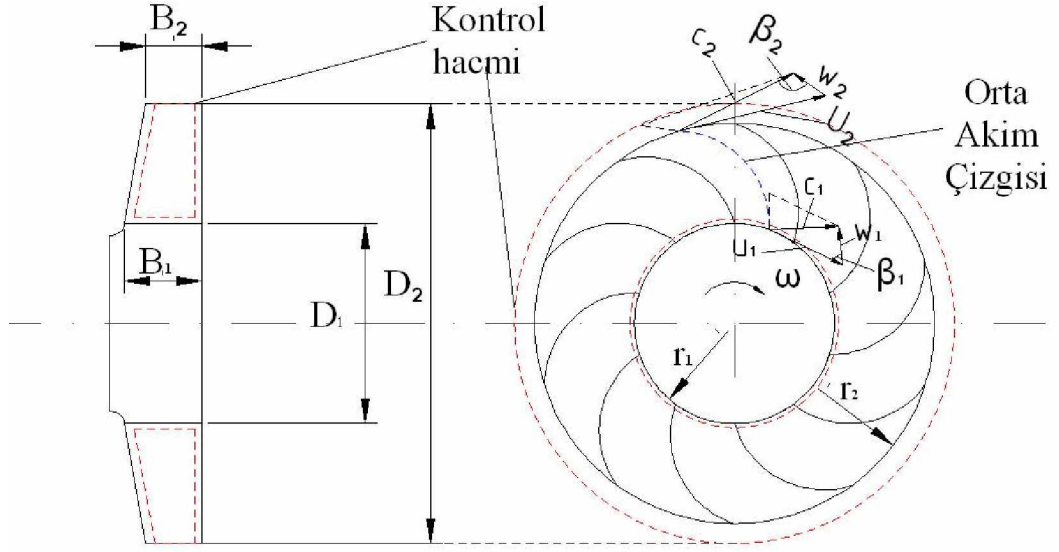
Şekil 3.1: Sonsuz sayıda kanat varsayımının farklı kanat tipleri üzerindeki etkileri. (a) Öne eğik kanatlar (b) Radyal kanatlar (c) Geriye eğik kanatlar (Eck, 1972).

Kanat çıkışındaki bağıl hızın, yapılan kabulün aksine kanat doğrultusunda olmamasının sebebi; kanat yüzeylerindeki sınır tabaka oluşumudur. Şekil 3.2’ de öne ve geriye eğik kanatlar üzerindeki sınır tabaka oluşumu gösterilmiştir.



Şekil 3.2: (a) Öne eğik kanatlar üzerinde sınır tabaka oluşumu sebebiyle bağıl hızdaki sapma. (b) Geriye eğik kanatlar üzerinde sınır tabaka oluşumu sebebiyle bağıl hızdaki sapma (Eck, 1972).

Yapılacak olan hesaplamalarda çarkın u_2 çevresel hızı ile döndüğü ve havanın çarka radyal olarak girdiği kabulü yapılacaktır. Bu varsayıma göre hava kanatlara teğetsel olarak girecektir. Yapılan bu kabule “shock-free” ismi verilmiştir. Gerçek durumda hava çarka radyal olarak girmemektedir. Çarkın dönüşü sebebiyle hava çarka



Şekil 3.4: Radyal akımlı bir vantilatör üzerinde hız vektörlerinin ve kontrol hacminin gösterimi.

Çarkın kontrol hacmine giren hava kütlesi, çarkın sahip olduğu açısal hız sebebiyle ivmelenecektir. Böylece vantilatörün girişinde bir alt basınç meydana gelecektir. Daha önce de belirtildiği gibi başlangıçta akışın sürtünmesiz ve sürekli olduğu, akım çizgilerinin kanat eğriliğine uyduğu kabulü yapılacaktır.

Bu kabuller altında mil merkezinden r yarıçapı kadar uzaklıktaki bir yerde kanat üzerindeki havanın çevresel hızı $u = \omega \cdot r$ olacaktır. Mutlak hız (c), çevresel hız (u) ve bağıl hız (w)'nin vektörel toplamıdır.

$$c = u + w \quad (3.1)$$

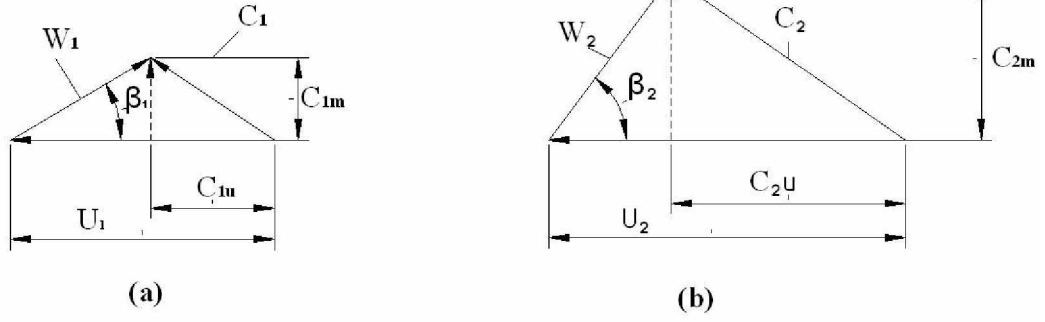
Girişteki hız için;

$$c_1 = u_1 + w_1 \quad (3.2)$$

Çıkıştaki hız için;

$$c_2 = u_2 + w_2 \quad (3.3)$$

Şekil 3.5' te çark üzerinde oluşan giriş ve çıkış hız üçgenleri görülmektedir.



Şekil 3.5: Çark üzerinde hız üçgenleri (a) giriş hız üçgeni, (b) çıkış hız üçgeni.

Çarkın, havaya aktardığı enerji ve bu enerjinin dönüşümü açısından hız üçgenleri büyük önem taşır. Yukarıdaki şekillerde açıkça görülebildiği gibi döndürme momentinde mutlak hızın meridyenel c_m ve çevresel bileşeni olan c_u hızlarından sadece çevresel bileşeninden moment elde edilir. Tüm c_m hız bileşenleri çarkın ekseninden geçtiği için moment hesabında kullanılmaz.

Dolayısıyla girişteki impuls;

$$\rho \cdot Q \cdot c_{1u} = \dot{M} \cdot c_{1u} \text{ iken} \quad (3.4)$$

çıkıştaki impuls;

$$\rho \cdot Q \cdot c_{2u} = \dot{M} \cdot c_{2u} \quad (3.5)$$

olur.

Burada $\dot{M}$ kütleli debiyi simgelemektedir. Şekil 3.4' te kesikli çizgilerle gösterilen kontrol hacmine giren hava kütlesi, dönme yönünde kanatların sırt kısmıyla itilir.

Vantilatörlerde impuls kuvveti, dönme yönünde veya dönme yönüne ters yönde olabilir. Burada $\dot{M} \cdot c_{1u}$ impulsu dönme yönündedir. $\dot{M} \cdot c_{2u}$ ile gösterilen çıkıştaki impuls ise havanın kontrol hacmini terk etmesi sebebiyle dönme yönüne ters yöndedir. Genellikle, kontrol hacmine giren hava kütleinin impulsu dönme yönünde

ve kontrol hacmini terk eden hava kütlesinin impulsu ise dönme yönüne ters yöndedir.

Çarka aktarılan momenti hesaplayabilmek için giriş ve çıkıştaki momentlerin farkını almak gerekecektir. Buna göre;

$$\text{Giriş Momenti :} \quad \rho \cdot Q \cdot c_{1u} \cdot r_1 \quad (3.6)$$

$$\text{Çıkış Momenti :} \quad \rho \cdot Q \cdot c_{2u} \cdot r_2 \quad (3.7)$$

$$\text{Çarka Aktarılan Moment :} \quad \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot r_2 - c_{1u} \cdot r_1) \quad (3.8)$$

$$\text{Güç :} \quad \text{Moment} \cdot \omega = \text{Moment} \cdot \frac{u}{r} \quad (3.9)$$

$$\text{Güç :} \quad N_{th\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot r_2 \cdot \omega - c_{1u} \cdot r_1 \cdot \omega) = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot U_2 - c_{1u} \cdot U_1) \quad (3.10)$$

Belirli bir debiye sahip havanın, belirli hızlara ulaşması için çarka aktarılması gereken momenti ve buradan da bu moment için gerekli gücü ($N_{th\infty}$) hesaplamış olduk. Sürtünmesiz ortam ve sonsuz sayıda kanat kabulü altında kanal içerisinde birim zamanda geçen $\dot{M}$ kütlesinin toplam basıncının $\Delta P_{th\infty}$ kadar arttığı düşünülebilir. Bu durumda;

$$N_{th\infty} = Q \cdot \Delta P_{th\infty} \quad (3.11)$$

olacaktır.

Böylece oluşturulan moment kullanılarak ve sistemin sağladığı basınç özellikleri kullanılarak iki ayrı güç denklemi elde edilmiştir. Bu iki denklemi birbirine eşitleyerek sistemde oluşan basınç farkını hesaplayabiliriz.

$$N_{th\infty} = Q \cdot \Delta P_{th\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) \quad (3.12)$$

Bu iki denklemin eşitliğinden faydalanılarak gerekli düzenlemeler yapılırsa;

$$\Delta P_{th\infty} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1) \quad (3.13)$$

Yukarıdaki denklemde (3.13) sonsuz sayıda kanat içerisinde akan hava kütlesi, teorik olarak sonsuz incelikteki kanatlarla kuşatıldığı kabul edilerek, $\Delta P_{th\infty}$ basıncına ulaşılmıştır.

Belirli bir devir sayısı ile dönen, belirli bir şekle sahip çark içerisinde geçen havaya aktarılan enerji, döner çarkın giriş ve çıkışındaki çapına ve c_u hız bileşeninin büyüklüğüne bağlıdır. c_u hız bileşeni farklı kanat formlarında oluşan hız üçgenlerine göre farklılık göstermektedir. Bununla ilgili detaylı bilgi üçüncü bölümde verilmiştir.

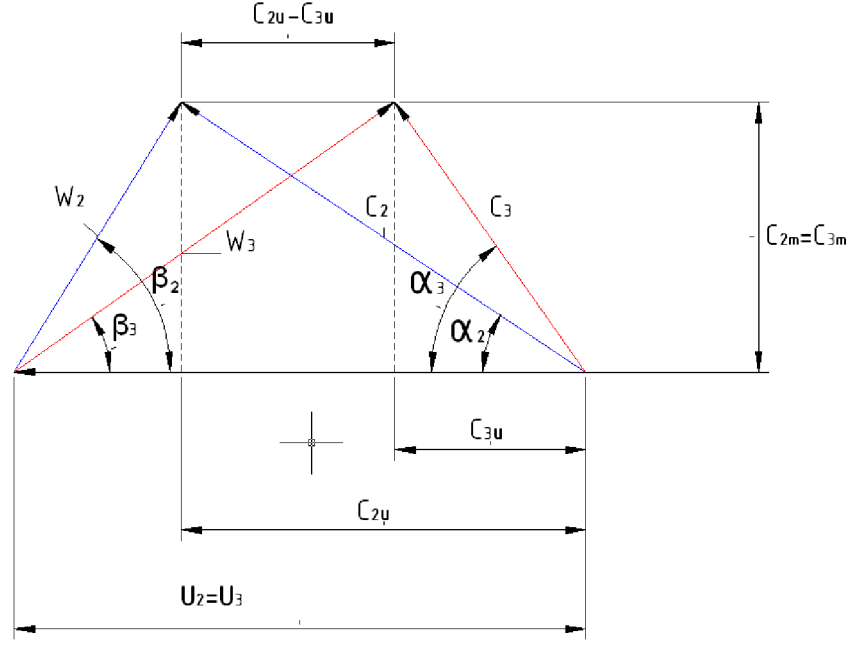
Hesaplamalarda yapılan kabullerden bahsedilirken giriş kesitinde havanın radyal bir girişe sahip olduğu kabulü yapılmıştı. Bu varsayımı formülümüzde uygularsak, radyal giriş sebebiyle girişte $c_{1u} = 0$ olacağından, Euler denklemi tekrar düzenlenerek;

$$\text{Teorik Sonsuz Toplam Basınç :} \quad \Delta P_{th\infty} = \rho \cdot c_{2u} \cdot u_2 \quad (3.14)$$

Euler denklemine göre, kanatlar içerisindeki hava w_2 hızıyla ve u_2 çevre hızıyla β_2 açısı yaparak kanatları terk eder.

Hesaplamanın kolaylaştırılması amacıyla yapılan kabuller açıklanırken de bahsedildiği gibi pratikte bu durum böyle değildir. Kanatlar belirli sayıda olduğu için akımı varsayılan ideal durumdaki gibi yöneltemez. Kanat sayısı çoğaldıkça, akımın doğrultusu $H_{th\infty}$ (sonsuz kanat durumundaki teorik basma yüksekliği) koşuluna yaklaşacaktır.

Gerçek koşullarda geriye dönük kanat sisteminde kanalı terk eden hava, dönüş yönüne ters yöndedir, bağıl hız artacağından β_2 açısı azalarak β_3 durumuna gelecektir. Bu durumda da çıkış üçgeni Şekil 3.6' daki hale dönüşecektir.



Şekil 3.6: Gerçek halde çıkış hız üçgeninin durumu.

Gerçek bir vantilatörde, belirli sayıda kanat olduğundan $c_{2u} > c_{3u}$ olacaktır. Bu durumda teorik olarak toplam basınç;

$$\Delta P_{th} = \rho \cdot c_{3u} \cdot u_2 \quad (3.15)$$

C. Pfleiderer' yaptığı birçok deney sonrasında toplam basıncın bir güç azaltma faktörüyle (μ) çarpılmasının gerektiğini görmüştür. Birçok vantilatör üzerinde yaptığı araştırmalar sonrasında, bu katsayının aşağıdaki formülle (Pfleiderer formülü) yaklaşık olarak hesaplanabileceği belirlenmiştir.

$$\Delta P_{th} = \mu \cdot \Delta P_{th\infty} \quad (3.16)$$

$$\mu = \frac{\Delta P_{th}}{\Delta P_{th\infty}} = \frac{\rho \cdot u_2 \cdot c_{3u}}{\rho \cdot u_2 \cdot c_{2u}} = \frac{c_{3u}}{c_{2u}} = \frac{1}{1 + \frac{2\psi'}{Z \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (3.17)$$

Burada D_1 / D_2 oranı, giriş ve çıkış kesitlerinin çaplarının oranıdır. Z ise çarkın sahip olduğu kanat sayısıdır. Yapılan deneyler sonucunda salyangoz tipindeki bir

gövde içerisinde çalışan çarklarda ψ' katsayısının bulunması için bir formül belirlenmiştir.

$$\psi' = (0,65 \div 0,85) \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60} \right) \quad (3.18)$$

Son elli yıldır üretilen geriye eğik kanatlı, radyal akımlı vantilatörlerde ψ' katsayısının hesaplanması için bu denklem kullanılmıştır. Çeşitli vantilatörlerle yapılan deneylerden alınan değerlerle formüldeki sabit sayının $(0,65 \div 0,85)$ arasında kaldığı tespit edilmiştir.

Gerçek durumda fan içerisindeki akış sırasında sürtünme kayıpları ortaya çıkacaktır. Bu kayıp göz önünde bulundurulursa, gerçek durumdaki basıncın teorik basınçtan daha düşük olacağı açıktır. Sürtünme kayıpları nedeniyle hidrolik verim (η_h) tanımlanmıştır, hidrolik verimi de hesaba katarsak;

$$\eta_h = \frac{\Delta P}{\Delta P_{th}} \quad (3.19)$$

$$\Delta P = \Delta P_{th} \cdot \eta_h = \rho \cdot u_2 \cdot c_{3u} \cdot \eta_h \quad (3.20)$$

$$c_{3u} = \frac{c_{2u}}{1 + \frac{2\psi'}{Z \cdot \left[1 - \left(D_1 / D_2 \right)^2 \right]}} \quad (3.21)$$

$$\Delta P = \rho \cdot u_2 \cdot \eta_h \cdot \frac{c_{2u}}{1 + \frac{2\psi'}{Z \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (3.22)$$

şeklinde yeni bir denklem elde edilir. Tanımlanan hidrolik verim, vantilatör sürtünme kayıplarını belirlerken önemli bir yer tutar. Geriye eğik kanatlara sahip

vantilatörlerde kanatların şekli akım tekniği bakımından uygun tasarlanmışsa $\eta_h = 0,85$ ve daha yüksek olarak kabul edilebilir.

3.2. Güç, Kayıplar ve Verim

Bir vantilatörün bastığı debiyi Q ve toplam basıncını ΔP olarak ifade edersek, bu vantilatörün faydalı gücü;

$$N = Q.\Delta P \quad (3.23)$$

olacaktır. Bu güçteki bir vantilatörün emme ve basma sırasında ΔP_r kadar bir basınç kaybı olur. Bu kayıp (sürtünme kayıpları) hesaba katılarak;

$$\Delta P_{th} = \Delta P + \Delta P_r \quad (3.24)$$

Toplam basınç (3.24) numaralı formüldeki gibi yazılabilir.

Tasarımda hidrolik kayıplar kadar volumetrik kayıplar da hesaba katılmalıdır. Çünkü gövde içerisine giren hava çarktan çıktıktan sonra statorla rotor arasındaki açıklıktan tekrar çarka girer, bu sebeple de buna kaçak debi denilmektedir. Oluşan bu kaçak akım sebebiyle çarkın debisi $Q + \Delta Q$ olarak tanımlanacaktır. Burada ΔQ kaçak debiyi temsil etmektedir. Ayrıca, havanın döner çarkın dış yüzeylerine sürtünmesi yoluyla da bir kayıp meydana gelecektir.

Yukarıda sıralanan kayıpların hepsi vantilatörün iç kayıpları olarak isimlendirilmektedir. Böylece iç güç;

$$N_i = (Q + \Delta Q).\Delta P_{th} + N_r \quad (3.25)$$

Bu formülde N_r havanın, çarkın dış yüzeylerine sürtünmesi sebebiyle harcanan gücü göstermektedir.

Ayrıca vantilatörün mil yatağı, varsa dişli kutusu, V-kamalı kayış ve kavramadaki mekanik sürtünme kayıplarına harcanan güç de N_m olarak tanımlanmıştır. Vantilatör miline aktarılan güç N_e olarak tanımlanırsa;

$$N_e = N_i + N_m \quad (3.26)$$

$$N_e = (Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th} + N_r + N_m \quad (3.27)$$

Yukarıda yazılan denklem kullanılarak kolaylıkla vantilatörün genel verimini hesaplayabiliriz. Vantilatörlerde göz önünde bulundurulması gereken başlıca verimler şunlardır;

a) Hidrolik verim, (η_h)

Toplam basıncın, teorik basınca oranına hidrolik verim denilir.

$$\eta_h = \frac{\Delta P}{\Delta P_{th}} = \frac{\Delta P}{\Delta P + \Delta P_r} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\Delta P_r}{\Delta P} \right)} \quad (3.28)$$

b) Volümetrik verim, (η_v):

Vantilatör debisinin çark içerisinden geçen debiye oranına volumetrik verim denir.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q'} \quad (3.29)$$

$$Q' = Q + \Delta Q \quad (3.30)$$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta Q}{Q}} \quad (3.31)$$

c) Çarkın dış yüzeylerindeki sürtünme verimi, (η_r) :

Vantilatörün iç gücünden, çarkın dış yüzeylerindeki sürtünme sebebiyle harcanan gücü çıkarıp, vantilatör iç gücüne bölerek, çarkın dış yüzeylerindeki sürtünme verimini hesaplayabiliriz.

$$\eta_r = \frac{N_i - N_r}{N_i} = 1 - \frac{N_r}{N_i} \quad (3.32)$$

d) Vantilatör iç verimi, (η_i) :

Vantilatör gücünün, vantilatör iç gücüne oranına vantilatör iç verimi adı verilir.

$$\eta_i = \frac{N}{N_i} = \frac{Q \cdot \Delta P}{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th} + N_r} \quad (3.33)$$

$$\eta_i = \left(\frac{Q}{Q + \Delta Q} \right) \left(\frac{\Delta P}{\Delta P_{th}} \right) \left(\frac{1}{1 + \frac{N_r}{N_i - N_r}} \right) \quad (3.34)$$

$$\eta_i = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_r \quad (3.35)$$

e) Mekanik verim, (η_m) :

Vantilatör iç gücünün, vantilatör gücüne oranına mekanik verim denir.

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} = \frac{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th} + N_r}{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th} + N_r + N_m} \quad (3.36)$$

f) Genel verim, (η_g)

Vantilatör faydalı gücünün, vantilatör miline aktarılan güce oranına genel verim denir.

$$\eta_g = \frac{N}{N_e} = \frac{Q \cdot \Delta P}{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th} + N_r + N_m} \quad (3.37)$$

$$\eta_g = \frac{\eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_r}{1 + \frac{N_m}{(Q + \Delta Q) \cdot \Delta P_{th} + N_r}} \quad (3.38)$$

$$\eta_g = \frac{\eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_r}{1 + \left(\frac{N_e - N_i}{N_i} \right)} = \frac{\eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_r}{\frac{N_e}{N_i}} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (3.39)$$

$$\eta_g = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_r \cdot \eta_m \quad (3.40)$$

Tanımlamaları yapılan bu verimlerle ilgili yıllar süren deneyimler sonucunda sayısal aralıklar belirlenmiştir. Örneğin, çarkın dış yüzeyleri üzerindeki sürtünme veriminin $0,98 \div 0,99$ aralığında alınabileceği literatürde belirtilmiştir. Ancak çok büyük çarklarda bu verim daha düşük değerlere sahip olacaktır. Yapılan deneyler sonucunda da mekanik verimin $0,93 \div 0,98$ arasında değiştiği belirlenmiştir. Tasarımı üzerinde çalıştığımız vantilatör üzerindeki motor, dıştan rotorlu bir motor olduğundan, motordan alınan gücün çarka aktarılmasında önemli bir kayıp olmayacaktır. Ancak çarkın motora direkt olarak bağlanmadığı, V-kayışı, dişli kutusu gibi ara elemanlar kullanıldığında mekanik verimde önemli bir düşüş olacaktır. Vantilatörlerin volumetrik verimleri ise $\cong 0,95$ civarındadır. Bu değer, stator ile rotor arasındaki açıklık azaltılarak yükseltilebilir.

3.3. Vantilatör Karakteristikleri

Tasarımı yapılacak vantilatör ile ilgili mühendisin bilmesi gereken temel parametreler şunlardır.

- a) Vantilatör debisi $Q \left[m^3 / s \right]$
- b) Toplam basınç $\Delta P \left[Pa \right]$ veya basma yüksekliği $H \left[mmSS \right]$
- c) Devir sayısı $n \left[d / d \right]$

Yukarıda sıralanan bu özellikler tasarım parametreleri olarak adlandırılır. Bu parametreler kullanılarak ve optimum bir genel verim kabulü yapılarak uygulandığı yerde iyi sonuç verecek bir tasarım elde edilebilir.

Tasarım hesaplamalarında bu parametrelerin yanı sıra bazı boyutsuz sayılar da kullanılmaktadır. Pompalarda, vantilatörlerde ve türbinlerde genel bir söyleyişle tüm türbomakinelerin tasarımında bu boyutsuz sayılardan faydalanılmaktadır. Hesaplamalara geçilmeden önce bu boyutsuz sayılardan bahsedilecektir.

3.3.1 Boyutsuz Sayıların π Teoremiyle Bulunuşu

Akışkanlar mekaniği problemlerinin çok azı analitik ya da teorik yaklaşımlarla çözülebilmektedir. Akışkanlarla ilgili problemlerin çoğunun analitik olarak çözülmesi hem geometrik hem de fiziksel olarak fazla karmaşıktır. Bu hallerde deneyler yapılmalıdır. Elde edilen bulgular deneysel veriler olarak sunulur. Bu tip veriler, düzenli ve ekonomik şekilde verildiklerinde, çok daha yararlıdırlar. Tablolar halinde verilen sonuçlar kolaylıkla özümlemediği ve eğilimler, değişimler mühendislerin çoğunun gözü ile takip edilemediği için bunların Şekil 3.7, Şekil 3.8 ve Şekil 3.9 'da görüldüğü gibi grafikler şeklinde verilmesi özellikle faydalıdır (White, 1999). Turbo makinelerin tasarımında boyutsuz sayıların kullanımı sayesinde hesaplamalar kolaylaştırılmıştır. Hesaplamalarda kullanılan büyüklüklerin arasında oransal ilişkiler kurulmuştur ve oluşturulan grafikler sayesinde hesaplamalar pratikleştirilmiştir.

Vantilatör tasarımında kullanılacak olan en önemli boyutsuz sayı, bir anlamda çarkın kimliği niteliğinde olan özgül hız (n_q) sayısıdır. Bu sayının elde edilmesi için π teoreminden faydalanılacaktır.

Bağımlı tanım büyüklükleri; $g.H$, P , η

$$g.H = f_1 \left(n, Q, \rho, \mu, D, \epsilon, \frac{L_1}{D}, \frac{L_2}{D}, \dots, \frac{L_n}{D} \right) \quad (3.41)$$

Parantez içinde bağımsız değişkenler gösterilmektedir. Bağımsız değişkenler birbirlerinden türetilbilir olmamalıdır.

Buna göre;

$$\pi_1 = \rho^a . n^b . D^c . g.H \quad (3.42)$$

$$M^0 . L^0 . T^0 = |M . L^{-3}|^a . |T^{-1}|^b . |L|^c . |L^2 . T^{-2}| \quad (3.43)$$

$$M^0 . L^0 . T^0 = M^a . L^{-3a+c+2} . T^{-b-2} \quad (3.44)$$

$$\Rightarrow a = 0, b = -2, c = -2$$

$$\pi_1 = n^{-2} . D^{-2} . g.H \quad (3.45)$$

$$\pi_1 = \frac{g.H}{n^2 . D^2} = \psi \quad \text{Basınç Sayısı} \quad (3.46)$$

$$\pi_2 = \rho^a . n^b . D^c . Q \quad (3.47)$$

$$M^0 . L^0 . T^0 = |M . L^{-3}|^a . |T^{-1}|^b . |L|^c . |L^3 . T^{-1}| \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned}
a &= 0 \\
b &= -1 \quad \Rightarrow \pi_2 = \frac{Q}{n.D^3} = \phi \quad \text{Debi Sayısı} \\
c &= -3
\end{aligned} \tag{3.49}$$

$$\begin{aligned}
\pi_3 &= \rho^a . n^b . D^c . \mu \\
a &= -1
\end{aligned} \tag{3.50}$$

$$\begin{aligned}
b &= -1 \quad \Rightarrow \pi_3 = \frac{\mu}{\rho . n . D^2} \quad \text{Reynolds Sayısı} \\
c &= -2
\end{aligned} \tag{3.51}$$

$$\begin{aligned}
\pi_4 &= \rho^a . n^b . D^c . \varepsilon \\
a &= 0
\end{aligned} \tag{3.52}$$

$$\begin{aligned}
b &= 0 \quad \Rightarrow \pi_4 = \frac{\varepsilon}{D} \quad \text{Bağıl Pürüzlülük} \\
c &= -1
\end{aligned} \tag{3.53}$$

Yukarıda yazılan π sayıları özgül hızı tanımlayabilmemiz için yeterli olacaktır. İstenilirse n adet değişken ve k adet temel boyuta sahip bir sistemde $(n-k)$ adet π sayısı yazılabilir.

3.3.2 Özgül Hız (n_q)

Boyutsuzlaştırma yapılarak elde edilen sayılar kullanılarak tasarıma gidilebilir. Ancak yukarıda elde ettiğimiz boyutsuz sayılarda, önceden belirlenmesi mümkün olmayan D çapı bulunduğu için bu mümkün olamaz. Bu sebeple bu iki sayıyı kullanarak çarkımızın kimliğini oluşturacak olan n_q sayısını türetiriz.

$$\phi = \frac{Q}{n.D^3} \tag{3.54}$$

$$\Psi = \frac{g.H}{n^2.D^2} \quad (3.55)$$

$$n_q = n[d/d] \cdot \frac{\sqrt{Q} [m^3/s]}{H^{3/4} [mSS]} \quad (3.56)$$

Ayrıca boyutsuzlaştırma teoremini kullanmadan da sistem üzerindeki büyüklükler arasındaki orantısal bağıntıları oluşturarak özgül hıza ulaşabiliriz.

Öncelikle vantilatörden geçen debiyi hesaplayalım.

$$Q = \pi.D_2.B_2 \cdot \sqrt{2.g \frac{\Delta P}{\rho g}} \quad (3.57)$$

Yukarıdaki debi formülünde B_2 kanat enini, D_2 çıkıştaki çark çapını ve $\frac{\Delta P}{\rho g}$ terimiye vantilatörün basma yüksekliğini göstermektedir.

Buradan da;

$$Q \sim (D_2^2.H^{1/2}) \quad (3.58)$$

yazılabilir.

$$U = \sqrt{2.g.H} \quad (3.59)$$

bağıntısından faydalanılarak,

$$\frac{\pi.D_2.n}{60} \sim (\sqrt{2.g.H}) \quad (3.60)$$

$$D_2 \sim \frac{\sqrt{H}}{n} \quad (3.61)$$

$$D_2^2 \sim \left(\frac{H}{n^2} \right) \quad (3.62)$$

Bu denklemi, (3.58) numaralı denklemde yerine koyarsak;

$$Q \sim \left(\frac{H}{n^2} \cdot H^{1/2} \right) \sim \left(\frac{H^{3/2}}{n^2} \right) \quad (3.63)$$

Burada $1 \text{ m}^3/\text{s}$ debiyi vantilatörün 1 m yüksekliğe basabilmesi için gerekli devir sayısına n diyelim. Buna göre;

$$n^2 \sim \left(\frac{H^{3/2}}{Q} \right) \quad (3.64)$$

veya

$$n \sim \left(\frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}} \right) \quad (3.65)$$

$$n \sim n_q \cdot \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}} \quad (3.66)$$

$$n_q = n \cdot \left(\frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \right) \quad (3.67)$$

Her özgül hız için farklı bir çark tasarımı yapılır. Ayrıca aynı özgül hıza sahip farklı debi, güç ve basma yüksekliği özelliklerine sahip çark tasarımı da mümkündür. Sonuç olarak daha önce de belirtildiği gibi özgül hız sayısı çarkın kimliği niteliğindedir ve aynı özgül hıza sahip farklı boyut ve özelliklere sahip çarkların birbirleri arasındaki orantılar çark benzeşim kanunları adı altında açıklanmıştır. Çark benzeşim kanunlarına ilişkin açıklamalar ilerleyen bölümlerde yapılacaktır.

3.3.3 Özgöl Çap (D_q)

Hesaplamalarda kullanılacak olan diğer boyutsuz sayı ise özgöl çaptır. Özgöl çapı elde etmek için (3.59) numaralı denklemi ele alalım.

$$n \sim \left(\frac{H^{1/2}}{D_2} \right) \quad (3.68)$$

(3.59) numaralı denklemde yerine koyarsak;

$$Q \sim \left(\frac{H^{3/2} \cdot D_2^2}{H} \right) \quad (3.69)$$

$$Q \sim (H^{1/2} \cdot D_2^2) \quad (3.70)$$

$1 \text{ m}^3 / \text{s}$ Debiyi 1 m yüksekliğe basan vantilatörün çapı D_q olarak kabul edilir ve özgöl çap olarak isimlendirilir. Bu durumda Q debisini basan vantilatörün D_2 çapında olduğu düşünülebilir.

$$D_2 \sim \left(\frac{Q^{1/2}}{H^{1/4}} \right) \quad (3.71)$$

$$D_2 = D_q \cdot \left(\frac{Q^{1/2}}{H^{1/4}} \right) \quad (3.72)$$

$$D_q = D_2 \cdot \left(\frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}} \right) \quad (3.73)$$

Benzer oransal bağıntılar kullanılarak,

$$\frac{Q}{n \cdot D^3} = \text{sbt} \quad (3.74)$$

$$\frac{H}{n^2 \cdot D^2} = \text{sbt} \quad (3.75)$$

boyutsuz sayılara ulaşılabilir.

3.3.4 Çark Benzeşim Kanunları

Aynı özgül hıza sahip farklı boyut ve özellikteki çarkların üretilmesinin mümkün olduğu yukarıdaki bölümlerde belirtilmişti. Farklı özelliklere sahip çarklar arasındaki bu oransal bağıntılar çark benzeşim kanunları olarak anılmaktadırlar. Buna göre çarkın debisinin, sistemin güç gereksiniminin, sistemin basınç özelliklerinin çarkın dönme hızıyla belirli bir orantıya sahip olduğunu söylenilebilir. Bu orantısal bağıntılar tek başlarına ifade edilebildiği gibi, birleştirilmeleri de mümkündür. Aşağıda çark benzeşim kanunlarına ilişkin benzerlik ifadelerine yer verilmiştir.

Sistemin sabit boyutlara ve havanın sabit bir yoğunluğa sahip olduğu düşünülürse;

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.76)$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 \quad (3.77)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^3 \quad (3.78)$$

Sabit bir hızda dönen çarkın içerisindeki hava yoğunluğunun değiştiği düşünülürse;

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1} \quad (3.79)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{T_2}{T_1} \quad (3.80)$$

Farklı çaplara, aynı özgül hıza sahip çarkların sabit bir hızda döndüğü düşünülürse, bu çarklar arasındaki orantılarsa aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (3.81)$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (3.82)$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \quad (3.83)$$

Yukarıda da belirtildiği gibi çark benzeşim kanunları ayrı olarak ifade edilebildiği gibi bütün olarak da ifade edilebilirler. Buna göre;

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right); \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2; \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (3.84)$$

Çark çapları değişirse;

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right) \quad (3.85)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (3.86)$$

Çaplar ve özgül ağırlıklar değişirse;

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (3.87)$$

3.4. Radyal Akımlı Vantilatör Tasarımı

3.4.1. Radyal Akımlı Vantilatörün Çark Hesabı

Bu bölümde radyal akımlı bir vantilatörün çark hesabının nasıl yapılması gerektiği anlatılacaktır. İlerleyen bölümlerde de tasarımı yapılan çarkla ilgili teorik hesaplamalara yer verilecektir.

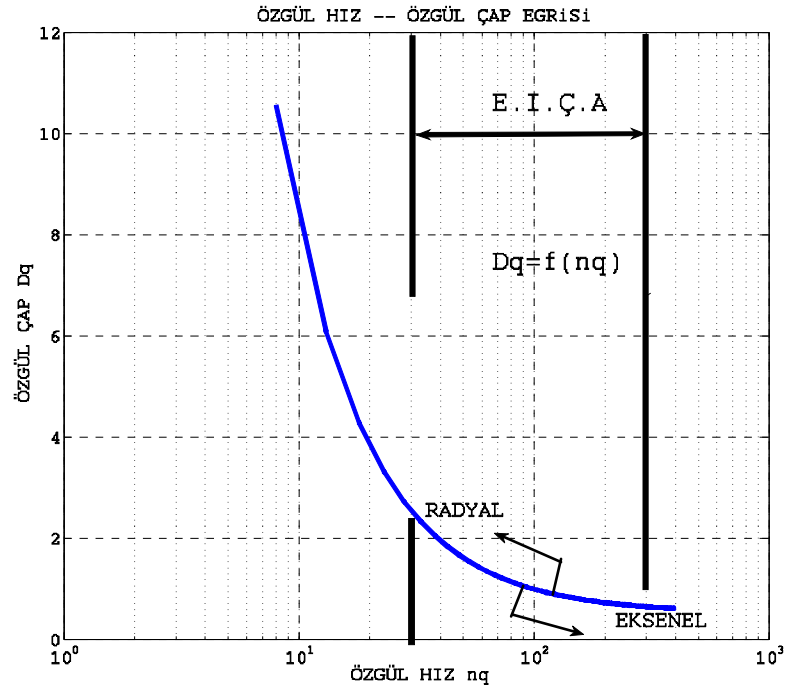
3.4.2. Özgül Hızın (n_q) Hesaplanması

Tasarımı yapılacak olan vantilatörle ilgili temel parametreler Q, H, n bilindiğine göre, özgül hız;

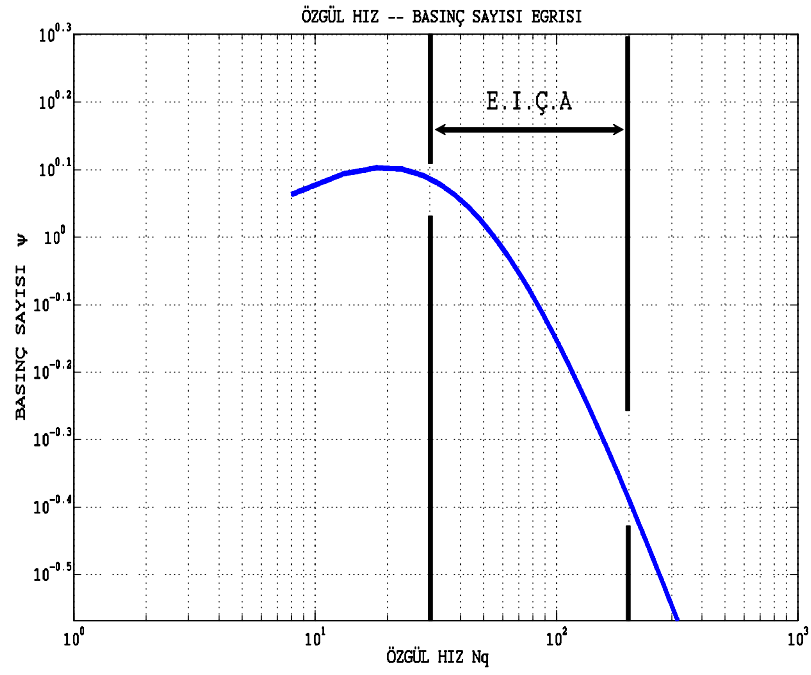
$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (3.88)$$

olarak belirlenir.

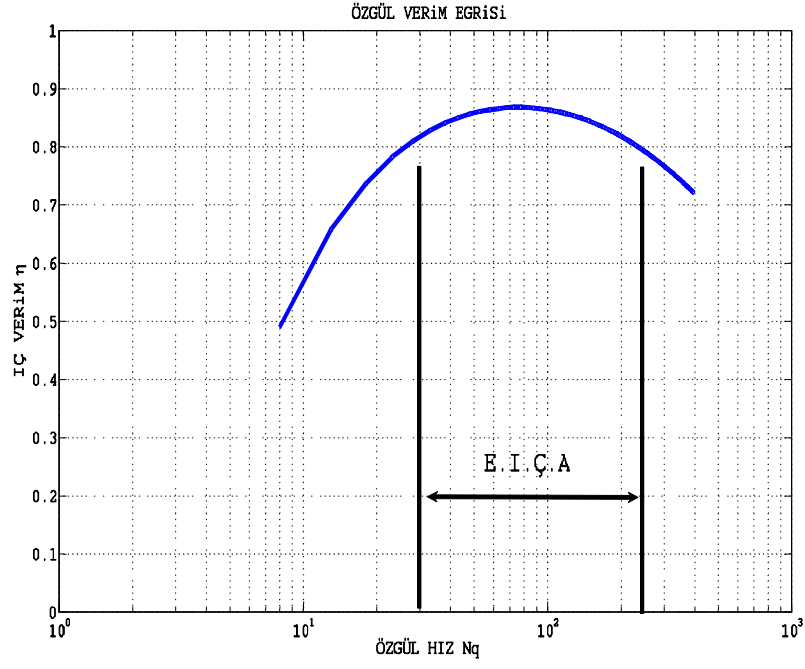
Özgül hız bulunduktan sonra aşağıdaki grafiklerden faydalanılarak özgül çap, basınç sayısı ve iç verim değerlerine ulaşılabilir.



Şekil 3.7: Özgül çap eğrisi.



Şekil 3.8: Basınç sayısı eğrisi.



Şekil 3.9: İç verim eğrisi (E.İ.Ç.A: En iyi çalışma aralığı)

3.4.3. Geçici Çark Çapının D_2 Hesaplanması

Şekil 3.8' den okunan basınç sayısı kullanılarak hesaplamalarda ön tahmin niteliğinde kullanılacak bir değer hesaplamak mümkündür. Basınç sayısının formülünü hatırlarsak;

$$\psi = \left(\frac{2.g.H}{u_2^2} \right) \quad (3.89)$$

$$\Rightarrow u_2 = \sqrt{\frac{2.g.H}{\psi}} \quad (3.90)$$

$$u_2 = \frac{\pi.D_2.n}{60} \quad (3.91)$$

$$\Rightarrow D_2 = \frac{60.u_2}{\pi.n} \quad (3.92)$$

Burada hesaplanan D_2 kesin çap değildir. Hesaplamanın ilerleyen bölümlerinde bu değer Pfleiderer formülleri kullanılarak kontrol edilecek ve değiştirilecektir.

3.4.4. Vantilatörü Çalıştıran Gücün Hesaplanması

Özgül hız değerine bağlı olarak Şekil 3.9' da bulunan grafikten iç verim değeri belirlenir. İç verim belirlendiği için vantilatörü çalıştıran gücü de hesaplayabiliriz.

$$\text{İç Güç: } N_i = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{102 \cdot \eta_i} \quad (3.93)$$

$$\text{Mil Gücü: } N_e = \frac{Q \cdot \rho \cdot g \cdot H}{102 \cdot \eta_i \cdot \eta_m} \quad (3.94)$$

mekanik verim η_m ise

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_e} \quad (3.95)$$

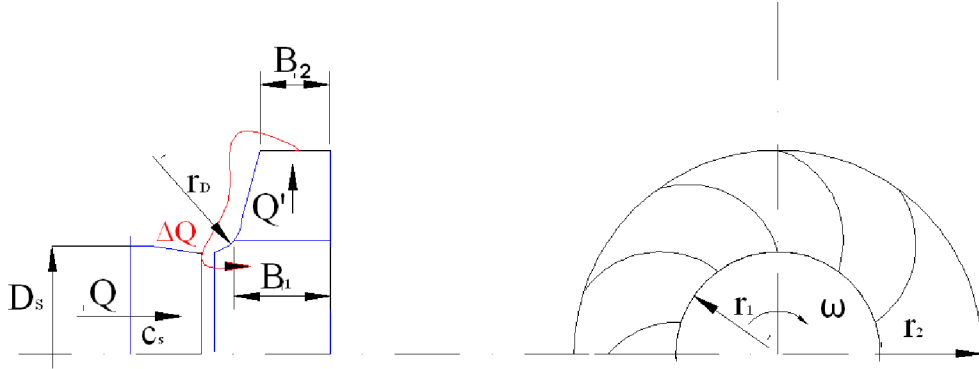
Mekanik verim vantilatörün motora direkt bağlı oluşuna, V-kayışı, dişli kutusu mekanizmasına bağlı olarak değişir. Genellikle bu değer $0,80 \div 0,97$ aralığında değişir. Küçük vantilatör tasarımında düşük, büyük vantilatörlerde ise yüksek verimler kabul edilir. Küçük vantilatörler genellikle V- kayış kasnak mekanizması ile tahrik edildiklerinden mekanik verimleri düşüktür. Tasarımını yaptığımız vantilatör de parametrik özellikleri ve boyutları sebebiyle küçük vantilatör sınıflandırmasına uygundur. Ancak tasarımı yapılan vantilatörde çark ile motor arasında kayış, kasnak gibi bir mekanizma bulunmamaktadır. Vantilatör üzerinde günümüzde yaygın bir kullanıma sahip olan dıştan rotorlu bir motor kullanılmıştır. Bu tip motorlarda eski tiplerin aksine, motorun dönen kısmı dışarıda bulunmaktadır. Tasarımı yapılan ürün üzerinde kullanılacağından ilerleyen bölümlerde Dıştan Rotorlu Motorlar ile ilgili genel bir bilgiye yer verilecektir.

3.4.5. Çarkın Giriş Çapının (D_s) Hesaplanması

Vantilatörün bastığı debi (Q) döner çarka girerken, kaçak debi adını verdiğimiz (ΔQ) debisini de çark içerisine sürükler. Böylece, çark içerisinden geçen debi $Q' = Q + \Delta Q$ toplamına ulaşır. Şekil 3.10' da görüldüğü üzere çarkın içerisinden geçen debinin bir kısmı gövde içerisindeki akış yolunu değiştirerek stator ve rotor arasındaki açıklıktan tekrar çark içerisine (düşük basınç) doğru akar. Volumetrik veriminin nasıl hesaplanması gerektiği (3.31) numaralı denklemde gösterilmişti. Buna göre;

$$Q' = Q + \Delta Q \quad (3.96)$$

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v} \quad (3.97)$$



Şekil 3.10: Kaçak debinin gösterimi.

Çark giriş ağzındaki boşluğun, dayanma halkası adı verilen bir aparat ile takviyeli olarak tasarlanarak, kaçak debinin minimum değerlere indirgenmesi mümkündür. Böylece kaçak debi (ΔQ) sınırlandırılmış olur ve vantilatörün volumetrik verimi yükseltilebilir. Bu tür itinalı tasarımlarda bile volumetrik verim $0,95 \div 0,98$ aralığındadır. Tasarım ne kadar dikkatli yapılırsa yapılsın, imalat sırasında bu halkada meydana gelebilecek keskin çıkıntılar, yuvarlak olmayan köşe ve pürüzlülükler verimin düşmesine sebep olacaktır. Bu sebeptendir ki tasarımda kabul edilen değerlere ulaşmak mümkün olamayacaktır.

Düz kanat girişine sahip bir çarkın (Şekil 3.10) D_s çapından giren havanın C_s hızına sahip olduğu düşünülecektir. Bu varsayıma göre, buradan geçen debi;

$$Q' = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot C_s \quad (3.98)$$

formülü ile hesaplanabilir.

C_s : emme hızı $[m/s]$

Q' : fan debisi $[m^3/s]$

D_s : emme çapı (m)

D_1 : Giriş çapı (m)

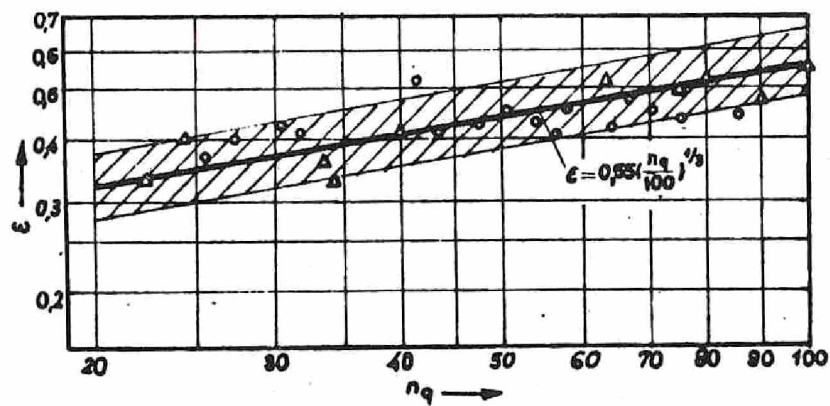
$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot C_s}} \cong D_1 \quad (3.99)$$

Bu formülde tek bilinmeyen olan C_s hızının hesaplanmasında Pfeleiderer bağıntısından faydalanılır.

Pfleiderer'e göre

$$C_s = \epsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.100)$$

şeklinde ifade edilmiştir.



Şekil 3.11: Özgül hız-Akış sayısı grafiği.

Radyal akımlı yüksek verimli vantilatörlerde ε ile n_q arasındaki Pflaiderer bağıntısı grafiği Şekil 3.11 'de gösterilmiştir. Bu şekil deneyler sonucunda ortaya çıkarılmıştır. Yüksek verimli radyal akımlı çeşitli n_q değerlerine sahip birçok vantilatör deney tesisatları üzerinde test edilmiş ve bunlara ait akış sayıları (ε) bulunmuştur. Genellikle;

$$n_q < 30 \rightarrow \varepsilon = 0,1 \div 0,3 \quad (3.101)$$

$$n_q > 30 \rightarrow \varepsilon = (0,26 \div 0,64) \cdot \left(\frac{n_q}{100} \right)^{2/3} \quad (3.102)$$

şeklinde hesaplanır.

Yukarıdaki bağıntılar vantilatör veriminin yüksek tutulması halinde geçerlidir. Bu bağıntılar su pompaları için de kullanılmaktadır. Sıkıştırılmaz akışkanlarla çalışan radyal akımlı pompalarda alt değerler alınmalıdır. Vantilatörlerde ise akışkan, sıkıştırılabilir bir gaz olan hava olduğu için üst değerler alınmalıdır. Örneğin, $n_q = 20$ olarak tasarlanan bir su pompasında akış sayısı $\varepsilon = 0,1$ olarak seçilmesi daha doğru olacaktır. Diğer taraftan aynı özgül hız sayısı ile tasarlanan bir vantilatörde bu değer $\varepsilon = 0,3$ olarak seçilmesi daha uygun olacaktır. Şekil 3.11' de görüldüğü gibi, radyal akımlı vantilatörlerde en uygun akış hızına göre

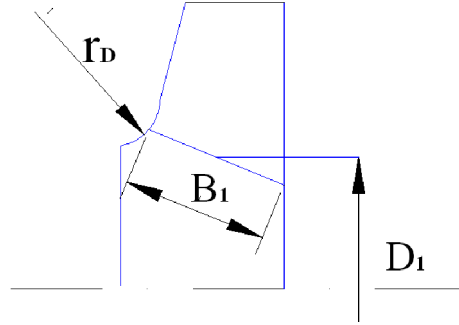
$$\varepsilon = 0,55 \cdot \left(\frac{n_q}{100} \right)^{1/3} \quad (3.103)$$

şeklinde hesaplanır.

3.4.6. Giriş Çapının (D_1) Hesaplanması

Kanat ağzı Şekil 3.10 'daki gibi mile paralel olan çarklara düz-kanat girişli çark adı verilir. Şekilde görüldüğü gibi çarkın D_s çapı bilinirse bu tip çarklarda yaklaşık olarak D_1 çapı seçilebilir. Bu tür çarklarda kanadın giriş ucu, çark kapağının r_D

yarıçapı ile bükülmüş kısmına dik oturacak şekilde birleşir ve kanadın geri kalan kısmı da mile paralel olarak devam eder. Kanatların mile paralel olarak konumlandırıldığı durumların dışında, kanatların mil eksenine eğik olarak tasarlandığı kanat girişleri de mevcuttur. Şekil 3.12 'de bu tür bir kanat girişi görülmektedir. Burada D_1 çapı B_1 uzunluğunun ortasından mil eksenine paralel bir doğru çizilerek bulunur.



Şekil 3.12: Eğik kanat girişinde D_1 çapının bulunuşu.

3.4.7. Kanat Giriş Eninin (B_1) Hesaplanması

Kanat giriş eninin hesabını yapabilmek için sürekli olarak kanada giren akımın ortalama hızını, kanat önünde C_{om} (ortalama meridyenel hız) olarak tanımlayalım. Çark miline paralel olarak giren hava akımının (C_s) giriş hızının, kanat girişinde aynı kalmayacağı açıktır. Böylece toplam debiyi;

$$Q' = \pi \cdot D_1 \cdot B_1 \cdot C_{om} \quad (3.104)$$

şeklinde hesaplayabiliriz. Buradan,

$$B_1 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_1 \cdot C_{om}} \quad (3.105)$$

Ortalama meridyenel hız ile havanın çarka giriş hızı arasında oransal bir bağıntı vardır. Buna göre;

$$\frac{C_{om}}{C_s} = m \quad (3.106)$$

Bu oran farklı şekillerde kabul edilebilir. Buna göre;

$$\begin{aligned} m > 1 &\Rightarrow C_{om} > C_s \\ m < 1 &\Rightarrow C_{om} < C_s \\ m = 1 &\Rightarrow C_{om} = C_s \end{aligned} \quad (3.107)$$

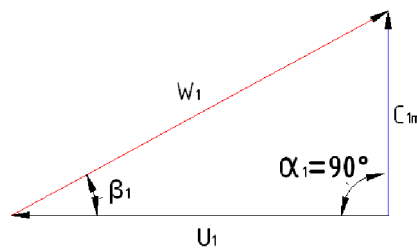
durumlarıyla karşılaştırılması muhtemeldir. Giriş hızı C_s eksenel durumdan radyal duruma geçerken (yön değiştirmesi anında) yavaşlayabilir, hızlanabilir veya aynı kalabilir. Bu durumlardan birini kabul ederek çarkı tasarlamak mümkündür. Bu yön değiştirme neticesinde hız büyüklüğünde meydana gelebilecek değişimlerin belirlenebilmesi için yapılan deneyler sonucunda bu oranın aşağıdaki formül ile elde edilebileceği Pfleiderer tarafından belirlenmiştir.

$$m = \frac{C_{om}}{C_s} = 0,5 \cdot \left(\frac{100}{n_q} \right)^{1/6} \quad (3.108)$$

Ancak tasarımda bu formülün kullanılabilmesi için çark giriş ağzındaki eğrilik yarıçapının $r_D = 0,14.D_1$ olarak seçilmesi gerekmektedir. Ayrıca dayanma halkasının da, pürüzsüz yuvarlak olarak şekillendirilmesi de son derece önemlidir.

3.4.8. Kanat Giriş Açısının (β_1) Hesaplanması

Tasarlanan çarkta giriş radyal ise ve hiçbir çarpma kuvveti yoksa girişteki hız üçgeni Şekil 3.13' teki gibi olur.



Şekil 3.13: Giriş hız üçgeni.

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} = \frac{C_{om}}{\xi_1 \cdot U_1} = \frac{m \cdot C_s}{\xi_1 \cdot U_1} \quad (3.109)$$

Kanat önündeki ortalama meridyensel giriş hızını C_{om} olarak tanımlamıştık. Ancak kanat kalınlığından dolayı bir daralma olacağından, daralan kesit nedeniyle giriş hızında bir artış olacaktır. Buna göre havanın kanala giriş bölgesindeki (D_1 çaplı bölge) hızı C_{1m} olarak adlandıracağız.

$$C_{1m} > C_{om} \quad (3.110)$$

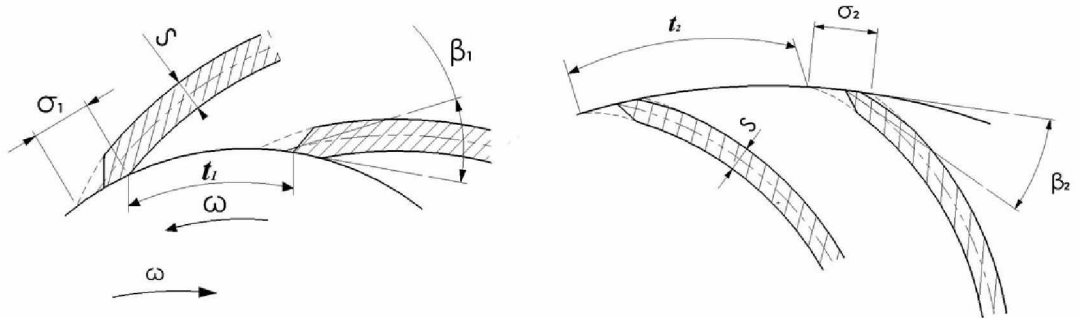
$$\frac{C_{om}}{C_{1m}} = \xi_1 \quad (3.111)$$

Bu iki hız arasındaki oranı temsil eden ξ sayısına daralma faktörü denilmektedir. Daralmadan dolayı akış hızının artması süreklilik gereğidir. Ancak ξ değerinin hesaplanması gerekmektedir.

3.4.9. Kanat Sayısının Hesaplanması

Genellikle vantilatörlerde kanat kalınlığı (s) $3 \div 5 \text{ mm}$ aralığındadır. Aşağıdaki şekilde (Şekil 3.14) girişte çevre üzerindeki kanat kalınlığı σ_1 ile ve çıkışta, çevre üzerindeki kanat kalınlığı σ_2 ile gösterilmiştir.

- t_1 : girişteki kanat hatvesi
- t_2 : çıkıştaki kanat hatvesi
- β_1 : giriş açısı
- β_2 : çıkış açısı



Şekil 3.14: Kanat kalınlığı ve kanat hatvesinin gösterimi.

Girişte:

$$\sin \beta_1 = \frac{s}{\sigma_1} \quad (3.112)$$

Çıkışta:

$$\sin \beta_2 = \frac{s}{\sigma_2} \quad (3.113)$$

olarak ifade edilir.

Kanat sayısını Z ile gösterelim. Girişte ve çıkışta çevre üzerindeki kanat kalınlıkları sebebiyle havanın geçtiği alanın daralacağı belirtilmişti. Buna göre;

$$\text{Girişte havanın geçtiği alan} = \pi.D_1.B_1 - Z.\sigma_1.B_1 \quad (3.114)$$

$$\text{Çıkışta havanın geçtiği alan} = \pi.D_2.B_2 - Z.\sigma_2.B_2 \quad (3.115)$$

Daralma faktörü:

$$\xi_1 = \frac{\pi.D_1.B_1 - Z.\sigma_1.B_1}{\pi.D_1.B_1} \quad (3.116)$$

$$\xi_1 = \frac{\pi.D_1 - Z.\frac{s}{\sin \beta_1}}{\pi.D_1} = 1 - \frac{Z.s}{\pi.D_1.\sin \beta_1} \quad (3.117)$$

şeklinde yazılır. Hesaplama σ_1 değeri kullanılacaksa;

$$\xi_1 = \frac{\pi.D_1 - Z.\sigma_1}{\pi.D_1} = \frac{t_1 - \sigma_1}{t_1} = 1 - \frac{\sigma_1}{t_1} \quad (3.118)$$

şeklinde yazılır. Burada;

$$t_1 = \frac{\pi \cdot D_1}{Z} \quad (3.119)$$

taksimat hatvesini ifade etmektedir.

Kanat sayısının hesaplanmasında önemli bir rolü olan β_1 açısını ve kanat kalınlığını kabul ederek σ_1 değerini (3.112) numaralı denklemi kullanarak hesaplayabiliriz. Ayrıca (3.118) numaralı denklemde ξ_1 değeriyle ilgili bir ön kabul yaparak (t_1) taksimat hatvesini de hesaplayabiliriz. Bu hesaplamalarda dikkat edilmesi gereken hususlardan bir tanesi de kanat kalınlığının, merkezkaç kuvvetlere karşı koyacak bir kalınlığa sahip olmasıdır.

Yıllar boyu edinilen tecrübeler sonucunda β_1 açısının ön kabulü ile β_2 açısının da yaklaşık olarak hesaplanabileceği belirlenmiştir. Buna göre $\beta_2 \cong \beta_1 + 10$ esasına uygun olarak tasarlanan radyal akımlı vantilatörlerin yüksek verimlere sahip olacağı kanıtlanmıştır. Ancak yapılan deneyler bu durumun $\beta_2 > 25^\circ$ olduğu tasarımlarda geçerli olacağını ortaya koymuştur.

Kanat giriş ve çıkış açıları belirlendikten sonra kanatların geometrik yapılarının belirlenmesi gerekecektir. Kanat geometrilerinin belirlenmesi için kullanılabilecek birkaç yöntem mevcuttur ve bu yöntemler hesaplamanın gidişatına göre farklı durumlarda kullanılmaktadırlar. Örneğin kanat giriş açısı β_1 ile çıkış açısı β_2 'nin belli olduğu durumlarda kanatlar logaritmik spiral eğrisi olarak çizilir. Kanat çizimiyle ilgili hesaplamalara ilerleyen bölümlerde değinilecektir.

Geçici çark giriş çapının hesaplandığı ve ξ_1 daralma faktörünün kabul edildiği tasarımlarda, uygun olmayan bir durum meydana gelirse D_2 çapı bulunur ve kanat sayısı aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Z = K \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \beta_m \quad (3.120)$$

$$\sin \beta_m = \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (3.121)$$

Bu denklemler kullanılarak hesaplanan c_{2u} hızı (3.123) numaralı denklemde yerine konulur ve elde edilen ikinci dereceden denklem çözümlenirse;

$$H_{th\infty} = \frac{1}{g} \cdot u_2 \cdot \left(u_2 - \frac{c_{2m}}{tg\beta_2} \right) \quad (3.126)$$

$$u_2 = \frac{c_{2m}}{2 \cdot tg\beta_2} \ll \sqrt{\left(\frac{c_{2m}}{2 \cdot tg\beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{th\infty}} \quad (3.127)$$

Hız pozitif olacağından kök işareti önündeki eksi işaretinin anlamı yoktur. Ancak;

$$\frac{c_{3u}}{c_{2u}} = \frac{H_{th}}{H_{th\infty}} = \mu \quad (3.128)$$

olduğundan

$$H_{th\infty} = \frac{c_{2u} \cdot H_{th}}{c_{3u}} \quad (3.129)$$

yazılabilir.

Bu hesaplamalar yapılırken deneysel metotlarla elde edilen bazı oranlara dikkat etmek gerekmektedir. Yapılan deneylere göre iç ve hidrolik verimler ile giriş ve çıkıştaki meridyenel hızlar arasında aşağıdaki bağıntılar vardır.

$$\frac{\eta_h}{\eta_i} = 1,05 \div 1,1 \quad (3.130)$$

$$\frac{c_{2m}}{c_{1m}} = 0,6 \div 0,8 \quad (3.131)$$

Yapılan deneylere göre, yukarıdaki sayısal sınırlar içerisinde kalınarak yapılan tasarımlarda, akışkanın çark içerisinde uygun akışı sağlanabilecektir ve kanat çıkış eni yeteri kadar geniş tutulmuş olacaktır. Bu sebeple bu sayısal değerler dikkatli

seçilmelidirler. Günümüze kadar yapılan uygulamalar sonucunda da $n_q < 40$ olan tasarımlarda küçük sayısal değerlerin, $n_q = 80 \div 100$ olan tasarımlardaysa büyük sayısal değerlerin seçiminin sağlıklı sonuçlar vereceği tespit edilmiştir.

İkinci dereceden denklem sisteminin çözülmesi sonucunda elde edilen (3.127) numaralı denklem kullanılarak u_2 hızının hesaplanmasından sonra nihai çıkış çapı hesaplanabilecektir.

$$D_2 = \frac{60.u_2}{\pi.n} \quad (3.132)$$

Ayrıca burada hesaplanan u_2 hızının, hesaplamaların ilk bölümlerinde (3.90) numaralı denklem ile bulunan u_2 hızı ile eşit veya bu değere yakın olması gerekir.

Kanat çıkış eninin hesabı içinse;

$$B_2 = \frac{Q'}{\pi.D_2.c_{2m}.\xi_2} \quad (3.133)$$

$$t_2 = \frac{\pi.D_2}{Z} \quad (3.134)$$

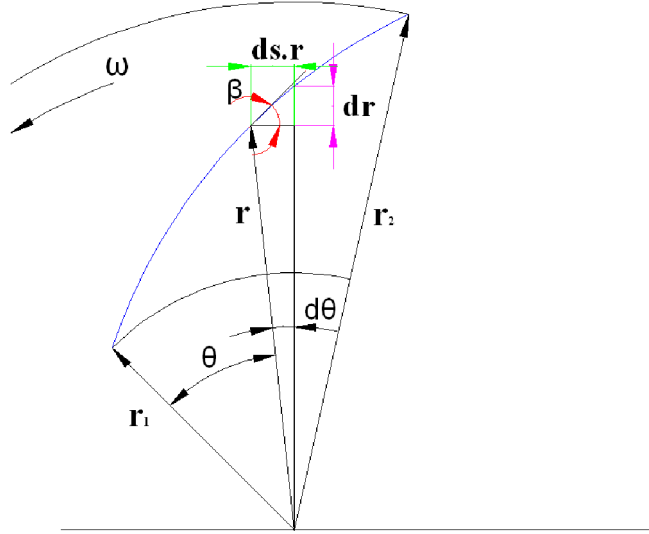
$$\xi_2 = \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2} = 1 - \frac{\sigma_2}{t_2} \quad (3.135)$$

denklemleri kullanılır.

3.5. Kanat Çizimi

3.5.1. Lineer Değişim Metoduyla Kanat Çizimi

Öncelikle değişik eğrilik yarıçapları ile tasarlanan kanatları ele alalım (Şekil 3.16). Bu tür kanatlarda $(r_2 - r_1)$ farkı, her biri $\Delta r = 10 \text{ mm}$ olmak üzere parçalara bölünür. Son parça 10 mm ' den fazla olabilir.



Şekil 3.16: Kanat çiziminin gösterilmesi.

$\beta_2 = \beta_1 + 10$ bağıntısı Şekil 3.16 'da gösterildiği gibi doğrusal olarak alınır. Hesaplanmış olan kanat giriş ve çıkış enleri kullanılarak kanat çizimine başlanır. Şekilde r yarıçapından dr kadar ileride bir noktaya varılınca, sonsuz küçüklükteki bu yarıçap artışından dolayı β açısı oluşacaktır. Bu açı, karşı kenarı dr ve komşu kenarı $r.d\theta$ uzunluğunda olan üçgene ait açıdır.

r yarıçapından $d\theta$ kadar sapma olması halinde;

$$\tan \beta = \frac{dr}{r.d\theta} \quad (3.136)$$

veya

$$d\theta = \frac{dr}{r.\tan \beta} \quad (3.137)$$

olarak yazılabilir.

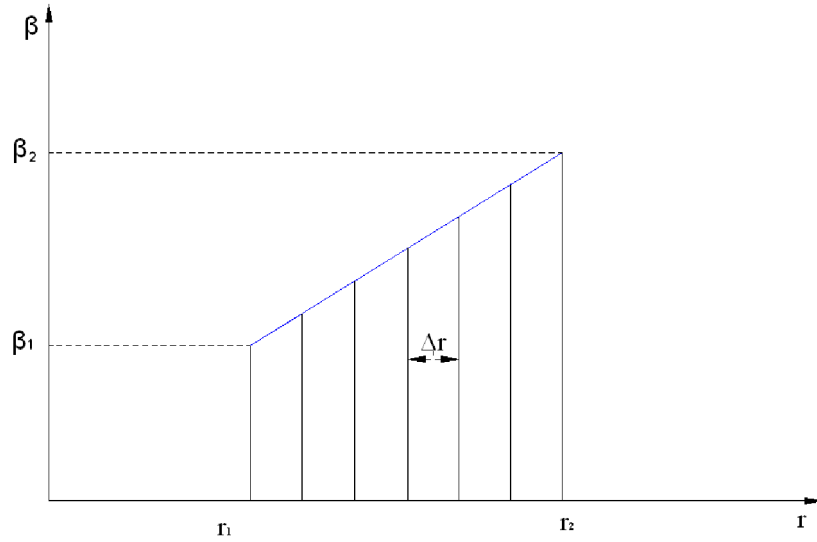
(3.137) numaralı denklem r_1 yarıçapından r_2 yarıçapına kadar kanat boyunca integre edilirse;

$$\theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (3.138)$$

veya

$$\theta^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (3.139)$$

Bu integrali grafik metoduyla çözmek en uygun yoldur. Vantilatörlerde β_1 ve β_2 arasındaki değişim su pompalarının çarklarındaki değişime benzememektedir. Bu sebeple $\beta_1 - \beta_2$ değişimi $r_1 - r_2$ boyunca doğrusal olarak hesaplanabilir.



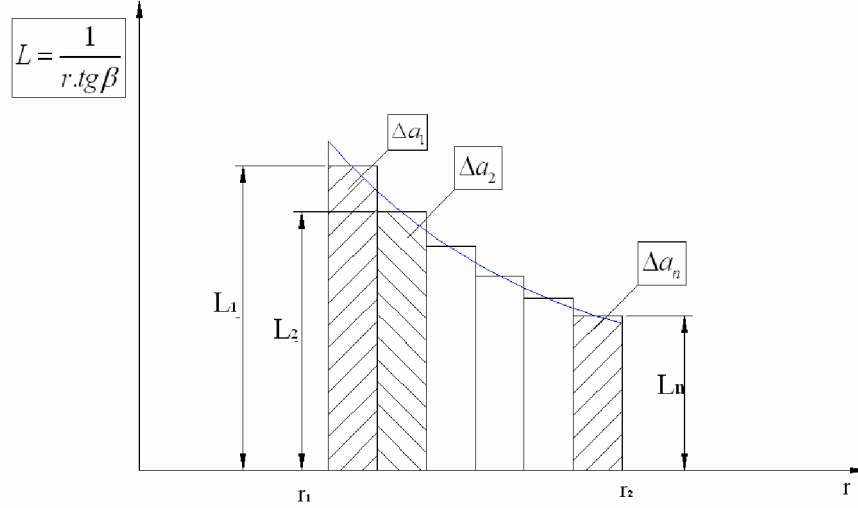
Şekil 3.17: $\beta_1 - \beta_2$ açılarının lineer değişimi.

Bu yöntemde Şekil 3.17’ de görüldüğü gibi kanat aralığı 6 ile 10 eşit parçaya bölünür. Bu aralıklardan her birisi Δr kadar olur. Örneğin kanat aralığı 6 eşit parçaya bölünürse;

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{6} \quad (3.140)$$

olur.

Bu yöntemde Δr aralıklarının sayısı çoğaldıkça, β açısı da lineer olarak artacağı için $L = \frac{1}{r \cdot \tan \beta}$ değerinin, bir eğri boyunca, r_1 'den başlayarak r_2 'ye kadar azalacağı Şekil 3.18' de görülmektedir.



Şekil 3.18: L değerinin bir eğri boyunca değişimi.

3.5.2. Yamuklara Ayırma Metoduyla Kanat Çizimi

Girişte r_1 yarıçapından Δr kadar uzaklıktaki bir noktada β açısı da değişeceği için ortalama bir değer alınması gerekecektir. Yamuk alanlarının toplamı, eğrinin altında kalan alanın tümüdür. Yamuk alanlarının toplamı yerine bu alanlara eşdeğer dikdörtgenlerin alanlarının toplamı alınabilir.

$$\begin{aligned}
 \Delta a_1 &= L_1 \cdot \Delta r \\
 \Delta a_2 &= L_2 \cdot \Delta r \\
 &\vdots \\
 \Delta a_n &= L_n \cdot \Delta r
 \end{aligned}
 \tag{3.141}$$

Yamukların alanlarının toplamı;

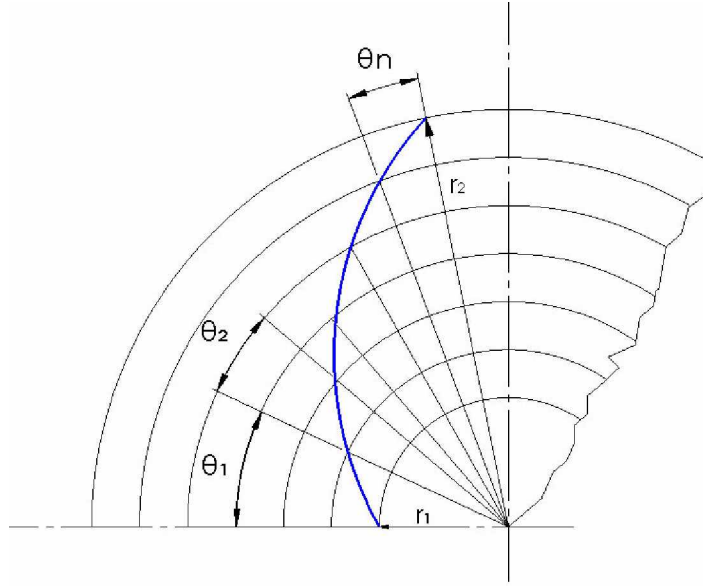
$$\sum_{i=1}^{i=n} \Delta a_i = (L_1 + L_2 + \dots L_n) \cdot \Delta r
 \tag{3.142}$$

şeklinde yazılabilir ve buradan,

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \cong (L_1 + L_2 + \dots L_n) \cdot \Delta r \quad (3.143)$$

hesaplanarak, aranan integralin yaklaşık çözümüne ulaşılabilir.

Kanat eğriliğinin çizimi içinse iki farklı yöntem kullanılabilir. Bunlardan birincisi giriş ve çıkış çapları arasında belirli aralıklarla eğrilik tablosu oluşturulması ile yapılır. Buna ‘Nokta-Nokta Kanat Çizim’ metodu denilmektedir. Şekil 3.19’ da görüldüğü gibi kanat dilimlere ayrılır ve hesaplanan değerler Tablo 3.1’ de işlenir.



Şekil 3.19: Nokta- nokta kanat eğriliğinin çizimi.

Tablo 3.1: Eğrilik tablosu.

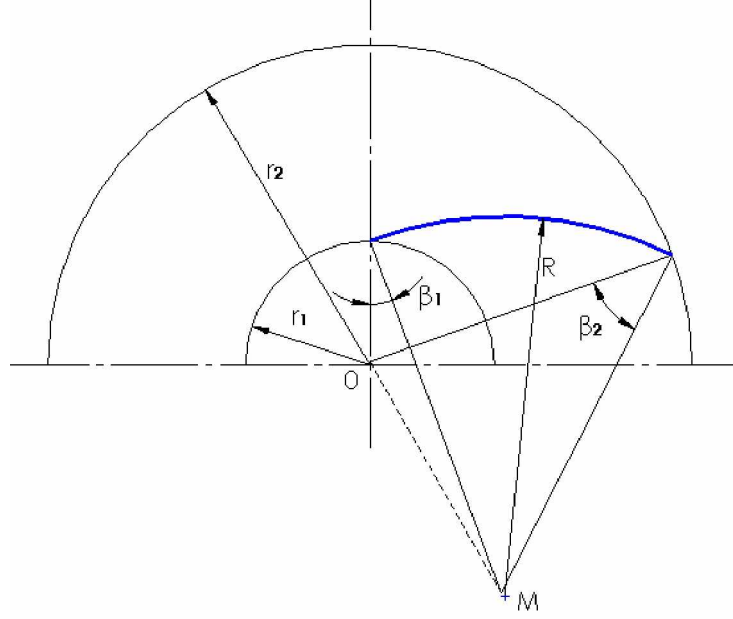
$r[cm]$	Δr	β°	$tg\beta$	$L = \frac{1}{r.tg\beta} [cm^{-1}]$	$\Delta a = L.\Delta r$	θ°	$\sum \theta^\circ$
r_1	Δr_1	β_1	$tg\beta_1$	L_1	Δa_1	θ_1	θ_1
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.
r_2	Δr_n	β_2	$tg\beta_2$	L_n	Δa_n	θ_n	$\sum \theta_n$

Ancak yukarıdaki tablonun oluşturulması zaman alıcı olduğundan birisi tek eğrilik yarıçaplı diğeri de iki eğrilik yarıçaplı olmak üzere iki pratik yöntemin uygulanışı daha yaygındır.

Tek eğrilik yarıçaplı kanat çizimi için öncelikle 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 kenarı uzatılarak, uzatılan kenar üzerinde eğrilik yarıçapı (R) kadar pergeli açarak M noktası merkez olmak üzere bir daire çizilir.

$$R = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2.(r_2.\cos \beta_2 - r_1.\cos \beta_1)} \quad (3.144)$$

(R) yarıçaplı dairenin çıkış dairesini kestiği noktaya kadar kanat devam eder. Bu 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 açısı çizilir. Geometrik olarak β_2 açısının diğer kenarının çark merkezinden geçmesi gerekir. Çarkın merkezi yani mil merkezi 0 ile gösterilirse (Şekil 3.20) kosinüs teoremi yazılarak,



Şekil 3.20: Tek eğrilik yarıçaplı kanat çizimi.

$$\overline{OM}^2 = R^2 + r_1^2 - 2.r_1.R.\cos \beta_1 \quad (3.145)$$

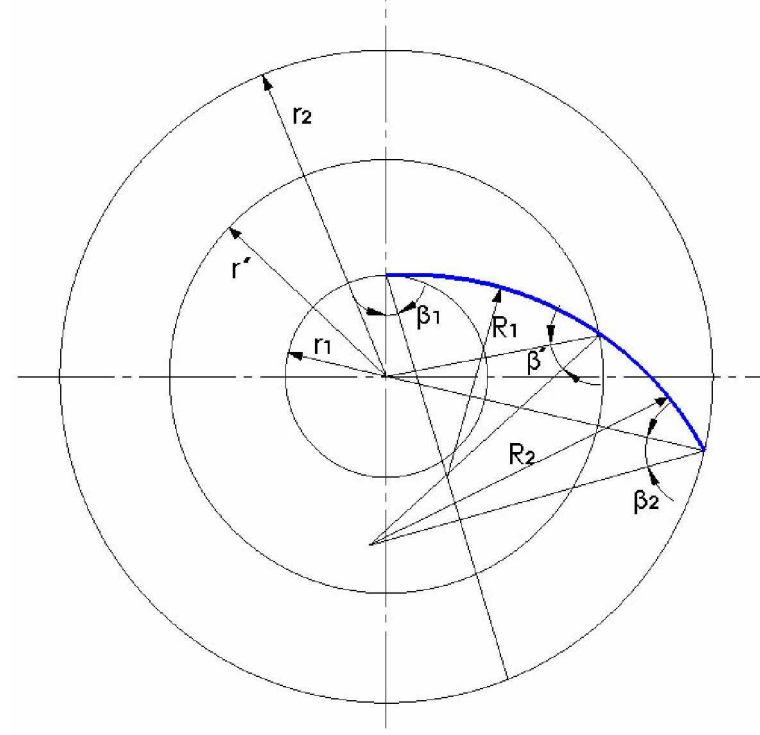
$$\overline{OM}^2 = R^2 + r_2^2 - 2.r_2.R.\cos \beta_2 \quad (3.146)$$

Bu iki denklemin eşitliğinden faydalanılarak (3.144) denklemi elde edilir.

Çift eğrilik yarıçaplı kanat çizimi için adından da anlaşılacağı gibi iki ayrı eğrilik yarıçapı kullanılır. Çizim metodu olarak Şekil 3.21 daha uygundur.

$$\text{Birinci eğrilik yarıçapı : } R_1 = \frac{r'^2 - r_1^2}{2.(r'.\cos \beta' - r_1.\cos \beta_1)} \quad (3.147)$$

$$\text{İkinci eğrilik yarıçapı : } R_2 = \frac{r_2^2 - r'^2}{2.(r_2.\cos \beta_2 - r'.\cos \beta')} \quad (3.148)$$



Şekil 3.21: İki eğrilik yarıçaplı kanat çizimi.

4. MEVCUT ÜRÜN ÜZERİNDE YAPILAN CFD ANALİZLERİ

4.1. Giriş

Dünyada yakın bir geçmişe kadar fanlar önemli maliyetler ve uzun zaman dilimleri gerektiren deneme yanılma metotları kullanılarak tasarlanmaktaydı. Günümüzdeyse fan üreticileri tasarımlarının performans değerlendirmelerini hızlı ve ekonomik bir yöntem olan CFD metotlarını kullanarak yapmaya başlamışlardır. Bu yöntemle yapılan değerlendirmede gerekli olan birkaç temel aşama vardır.

Bunlardan birincisi tasarımın katı bir modelinin oluşturulmasıdır. İkinci olarak ise analizin yapılabilmesi için katı model üzerinde sayısal çözüm ağının oluşturulması gereklidir. Son aşamadaysa; tasarımın çalışma koşullarının, sınır şartları tanımlanarak belirlendiği analiz programında, yeterli sayıda analiz yapılarak tasarımın performans özelliklerine dair önemli veriler elde edilebilmektedir. Bu avantajı somut bir örnekle anlatmak gerekirse; günümüzde fan üretimiyle ilgili olarak kullanılan en yaygın yöntem kalıp kullanımıdır. Bir fanın sadece çarkının üretilmesi için genellikle 4-5 farklı kalıp gerekmektedir. Bu kalıplar çarkın alt ve üst örtüsünün biçimlendirilmesinde, kanatların çark üzerine konumlandırılmasında ve montaj için gerekli deliklerin delinme işleminde kullanılan kalıplardır. Bu kalıpların her birinin ortalama maliyetinin fan boyutuna göre 2000 ile 3000 YTL aralığında değiştiği düşünülür ve kalıp üretiminde gerekli olan süre de göz önünde bulundurulursa analiz programlarının sağlayacağı avantajlar açıkça ortaya çıkacaktır. Bunun da ötesinde başarısız bir tasarımın sebep olacağı kayıplar da düşünülünce CFD metotlarının tasarımda sağlayacağı kolaylıklar rahatlıkla anlaşılabilecektir. CFD kullanılarak yapılan tasarımların modern prototipleme teknikleri kullanılarak deney yoluyla doğrulanabileceği de düşünülürse CFD analizleri ile tasarımın önümüzdeki yıllarda en geçerli metotlardan biri olması kaçınılmazdır.

Bu bölümde firma bünyesinde, ithal ürünlerin boyutları baz alınarak ölçülendirilip, üretilmiş olan mevcut ürünün performans karakteristiklerinin ve verim eğrilerinin belirlenebilmesi amacıyla yapılmış olan “Sayısal Akışkanlar Dinamiği” analizlerinden bahsedilecektir. Bu analizlerin oluşturulmasında kullanılan sayısal çözüm ağına ve sınır koşullarına ilişkin kısa bilgiler verilecektir.

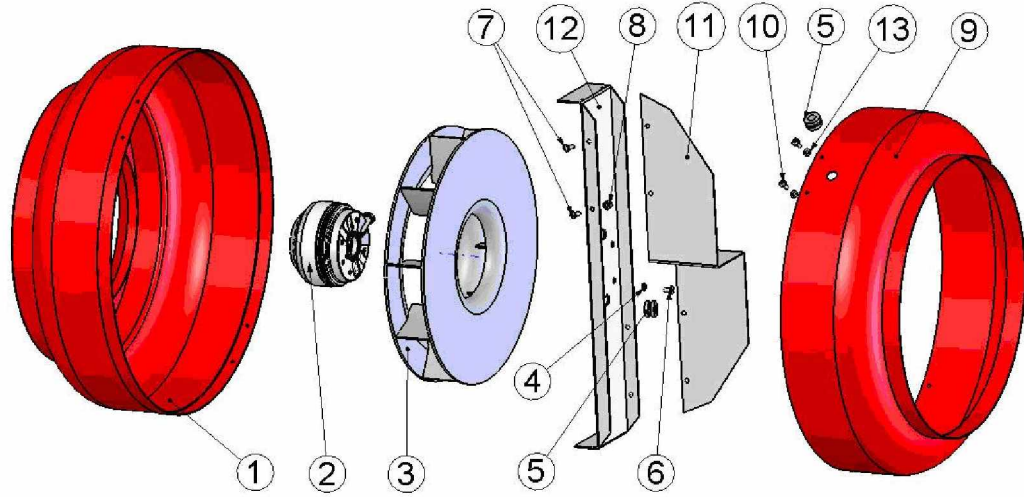
Ayrıca bu bölümde, elde edilen bu analiz sonuçlarının bir anlamda doğrulanması maksadıyla “TS IEC 60665” numaralı “Aspiratörlerin (Havalandırma Vantilatörleri) Performans Deneyleri” isimli standarda uygun olarak oluşturulmuş olan deney tesisatından bahsedilecek ve bu deney tesisatı üzerinde yapılan ölçümlerle elde edilen sonuçlar irdelenecektir. Analiz ve deney değerlerinin karşılaştırılmasından sonra, önceki bölümlerde anlatılan teorik hesaplama yöntemleri kullanılarak tasarlanmış olan çarkın kullanılmasıyla oluşturulan ürünün analiz sonuçlarından bahsedilecektir. Çarkın değiştirilmesiyle oluşturulan yeni ürün ile mevcut ürün üzerinde yapılan CFD çalışmalarının sonuçları irdelenecektir.

Son olarak gövde içerisinde gözlemlenen helikoidal akış karakteristiğinin düzeltilebilmesi için CFD ortamında yapılan çalışmalardan bahsedilecektir. Bu çalışmaların sonuçları da analiz çıktılarıyla karşılaştırılmalı olarak incelenecektir.

4.2. Mevcut Vantilatörün Geometrik Özellikleri

Aşağıda resmi görülmekte olan vantilatör 4 temel kısımdan oluşmaktadır. Bunlar;

1. Havaya gerekli enerjiyi veren çark,
2. Çarkın tahrik edilmesini sağlayan dıştan rotorlu motor,
3. Çarktan çıkan helikoidal hıza sahip havanın yönlendirilmesi amacıyla çarkın arkasına monte edilen akış yönlendiricisi,
4. Dış gövdedir.

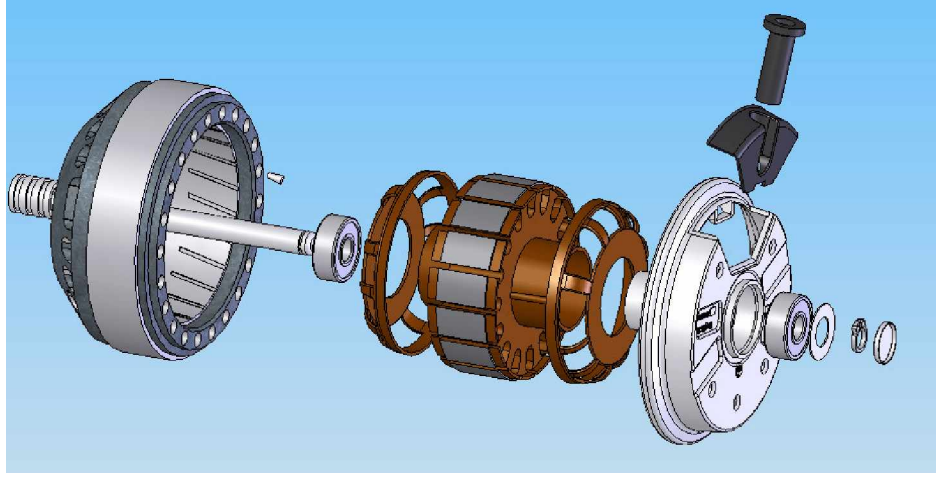


Baskı Pulu Lastikli	4	13		DIN 6796 Kasa Montaj Vidalarında
Motor Ayağı	1	12	DKP	
Hava Perdesi	1	11	DKP	
Delici Akıllı Vida ST4,8	4	10		DIN 7508
Çıkış sacı	4	9	DKP	
Fiberli Somun M5	4	8		DIN 982
M5x 10 Altı Köşe Civ.	1	7		DIN 609
M4x 10 Bombeli Yıldız Civ.	4	6		DIN 928 Motor Bağlantısında
Kablo Çıkış Lastiği	1	5	KAUÇUK	Motor Ayağından
Çentikli Rondela	4	4	Yay Çeligi	DIN 6798
225x40 Fan	1	3	Galvaniz	DIN 17.51
B.D.R.M. 18 MOTOR	1	2	AL . GÖVDE	
EMİŞ SACI	1	1	DKP	
PARÇA ADI	ADET	MONTAJ NO.	MALZEME	AÇIKLAMALAR

Şekil 4.1: Mevcut vantilatörün demontaj resmi.

Yukarıda “Eş-Eksenli Kanal Tipi Radyal Vantilatör”ün demontaj resmi görülmektedir. Şekilde de görüldüğü üzere ürün, temel olarak; gövdeyi oluşturan alt ve üst kapaklar, havaya gereken enerjiyi veren çark, çarkı tahrik eden bir fazlı dıştan rotorlu asenkron bir motor, motorun üzerine oturtulduğu motor ayağı ve motor ayağı üzerine konumlandırılmış olan akış yönlendiricisinden oluşmaktadır.

Burada “asekron” ve “dıştan rotorlu” kavramlarının açıklanması yararlı olacaktır.



Şekil 4.2: Bir fazlı dıştan rotorlu asenkron motorun genel görünümü.

Elektrik motorları üç ana gruba ayrılırlar;

1. Senkron motorlar,
2. Asenkron motorlar,
3. Doğru akım motorları.

Her elektrik motoru biri sabit (stator), diğeri döner, rotor denilen iki kısımdan oluşur. Kolektörler, bilezikler ve fırçalar elektrik akımını rotora hareketli temas ile iletirler. Rotor statora asla sürtünmemelidir. Güç katsayısı kendiliğinden yüksek tutabilen senkron ve doğru akım motorlarında rotor ile stator arasındaki hava aralığı asenkron motorlardan büyük tutulur. Rotor ile stator arasındaki hava aralığı akımın iletilmesine direnç oluşturduğundan, mümkün olan en küçük hava aralığının oluşturulması gereklidir.

Senkron motorlar kompresörlerde, büyük vantilatör ve aspiratörlerde, pompalarda, haddehane ve pres makinelerinde, kâğıt ve tekstil makinelerinde, doğru akım jeneratörlerinin döndürülmesinde kullanılırlar. Bu tipteki motorlar senkron devirde (döner alanın devir sayısı) dönerler. Devir sayısı diğerk motorlarda da olduğu gibi frekans ve kutup sayısına bağlıdır. Senkron motorlar ister boşta ister yük altında çalışsınlar devir sayılarında bir değişiklik olmaz. Senkron motorlarda momentin salınımı mekanik arızalara sebep olur. Bu sebeple de vantilatörlerde tercih edilmezler.

Doğru akım motorları yapı itibarıyla senkron motorun aynısıdır. Bu tip motorlar geniş aralıkta devir ayarı gerekli olan durumlarda kullanılırlar.

Asenkron motorlar kullanım kolaylığı, basit yapısı, bakım gerektirmemesi ve ucuz olması nedeniyle endüstride ve binalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Dünyada üretilen enerjinin %70 civarındaki kısmının asenkron motorlarda tüketiliyor olması bu motorların kullanım sıklığını ve önemini göstermektedir.

Özellikle düşük güçlü ev aletlerinde, pompalarda, kompresörlerde ve fanlarda bir fazla asenkron motorlar yaygın olarak kullanılmaktadır.

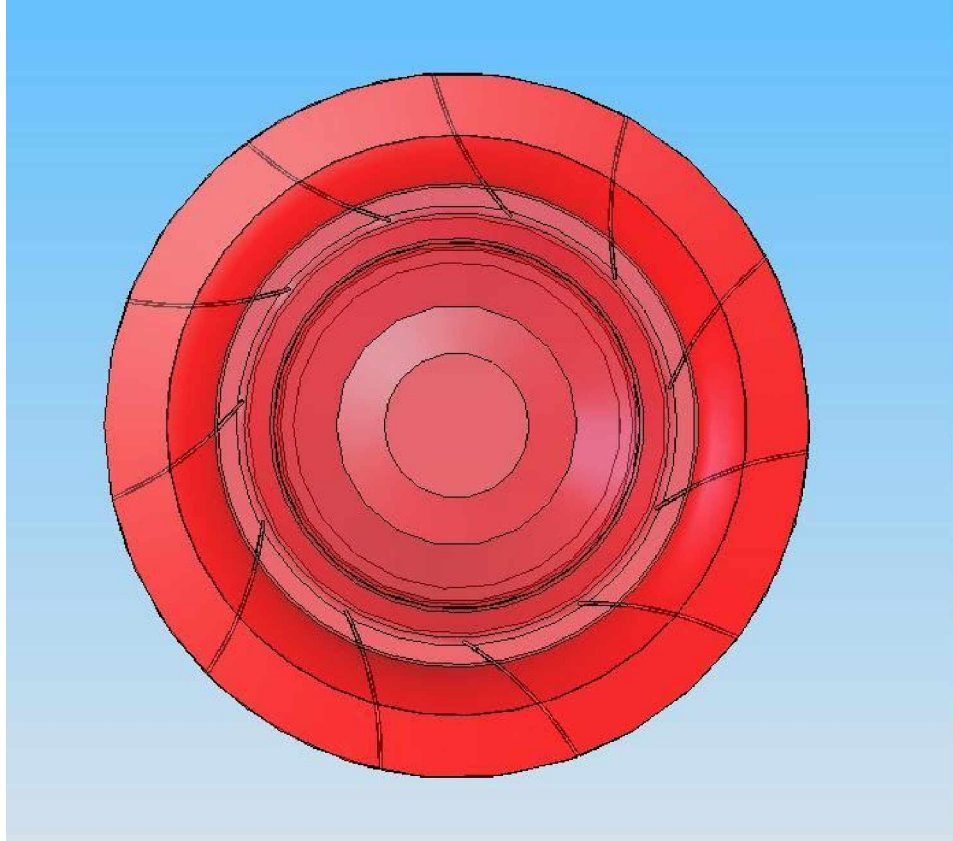
Mevcut vantilatör üzerinde kullanılmakta olan asenkron motorun diğer bir avantajı da dıştan rotorlu olmasıdır. Yukarıda da belirtildiği gibi her motorun biri dönen (rotor) biri sabit (stator) iki parçası vardır. Genellikle rotor motorun içersinde bulunur ve çarkı tahrik edecek olan güç bir mil vasıtasıyla motordan çarka aktarılır. Dıştan rotorlu motorlarda ise adından da anlaşılacağı üzere motorun rotoru dışarıdadır ve bu sayede mekanik verimin yüksek olması sağlanır. Dıştan rotorlu motorlar kullanılarak motorun rotoruna fanın direkt olarak bağlanması sağlanmıştır ve rotorun eylemsizliği de arttığı için değişken yüklerde kararlı çalışma sağlanmıştır.

Sincap kafesli asenkron motor basit yapısı, kullanım kolaylığı ve düşük maliyeti nedeniyle endüstride oldukça yaygın bir kullanım alanı bulmaktadır. Bu motorlar, rotoru statorun içersinde tutmak için kullanılan iki adet rulmanın dışında fırça, bilezik, vb. gibi mekanik sürtünmeye neden olabilecek herhangi bir parça içermemesi nedeniyle hemen hemen hiç bakım gerektirmemekte ve oldukça uzun ömürlü olmaktadır.



Şekil 4.3: Mevcut vantilatörün genel görünümü.

Şekil 4.3’ te kullanıma hazır bir “Eş-Eksenli Kanal Tipi Radyal Vantilatör”e ait resim görülmektedir. Şekilden de anlaşılabacağı üzere ürün, giriş ve çıkış ağzlarına aynı çaplı borular yerleştirilerek kullanılmaktadır. Ürünle ilgili geliştirme çalışmalarının ilk aşamasında ürün içerisinde daha yüksek verimle çalışacak bir çark tasarımı vardır. Aşağıda görülen Şekil 4.4 ‘te ürün üzerinde kullanılmakta olan ve üretici firma tarafından ithal edilen çark görülmektedir.

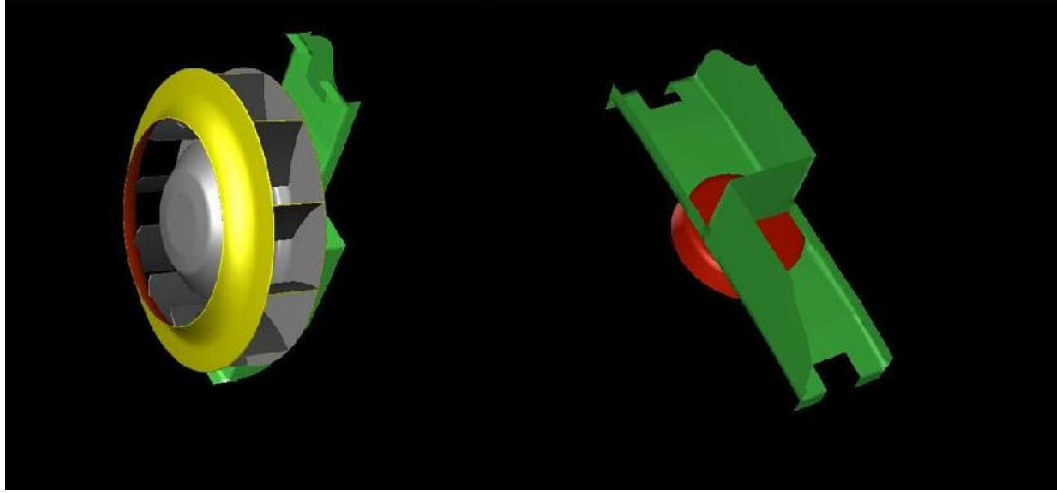


Şekil 4.4: Mevcut ürün içerisinde kullanılan çarkın genel görünümü.

Ürün içerisinde kullanılmakta olan çark geçtiğimiz bölümlerde bahsettiğimiz çark türlerinden geriye eğik kanatlı tipine girer. Kanat giriş açısı $\beta_1 = 14^\circ$ ve kanat çıkış açısı $\beta_2 = 74^\circ$ olan bu çark, çıkışta 90° ’lik açıya sahip olan radyal kanatlı çarklara da benzemektedir. Her ne kadar çarklar kanatların çıkış açılarına göre üç temel gruba ayrılıyorsa da literatürde ve endüstride çarkların performanslarını yükseltmek amacıyla bu üç türün özelliklerinin bir arada kullanıldığı (girişte geriye eğik kanatlı, çıkışta radyal) uygulamalar da mevcuttur (**Osborne ve Turner, 1952**).

Ürün içerisinde çarkın hemen arkasına konumlandırılmış olan yönlendirici bulunmaktadır (Şekil 4.5) . Bu parçanın görevi açısal hıza sahip olan akışı düzeltmek

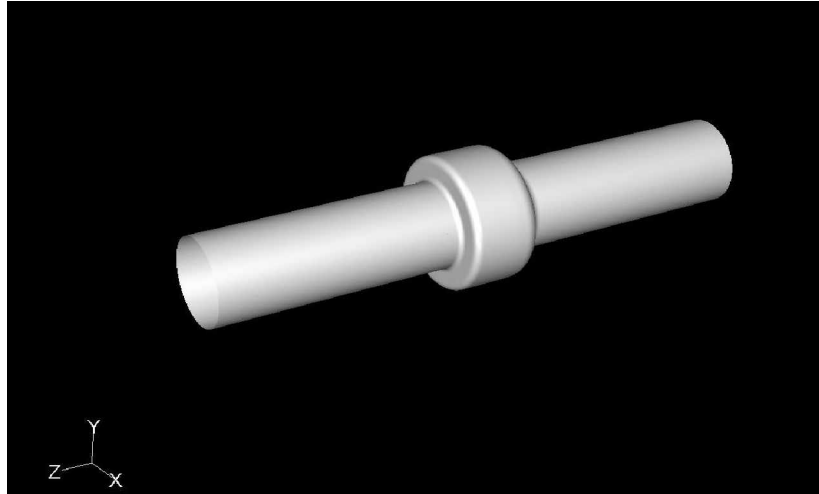
ve doğrusal bir karaktere sahip olmasını sağlamaktır. Bu parçanın işlevini yerine getirip getirmediği analiz sonuçları incelenirken irdelenecektir.



Şekil 4.5: Mevcut ürün içerisinde kullanılan yönlendiricinin genel görünümü.

4.3. Ürün Geometrisi Üzerinde Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması

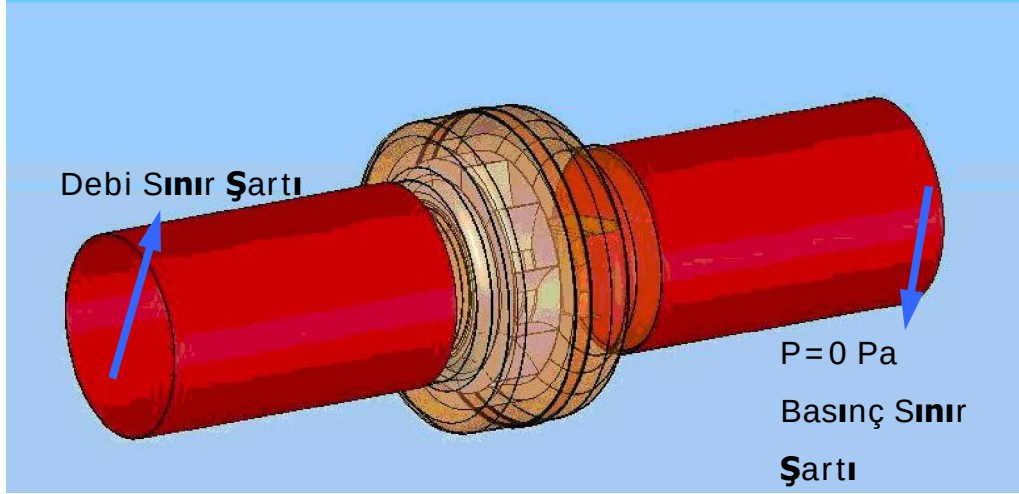
Ürünün performans özelliklerinin belirlenmesi için yapılan analizlerde, kullanım alanına uygunluğun sağlanması amacıyla ürünün giriş ve çıkış ağzlarına aynı çaplı borular yerleştirilmiştir (Şekil 4.6).



Şekil 4.6: Analizi yapılan vantilatörün genel görünümü.

Analizler yapılırken ürünün giriş ve çıkış kesitleri yerine, boruların giriş ve çıkışlarında sınır şartları tanımlanmıştır. Şekil 4.7 'de kullanılan sınır şartları görülmektedir. Yapılan analizlerde ilk olarak vantilatörün maksimum debisini belirlemek amacıyla giriş ve çıkışa $P = 0 [Pa]$ sınır şartı tanımlanmıştır.

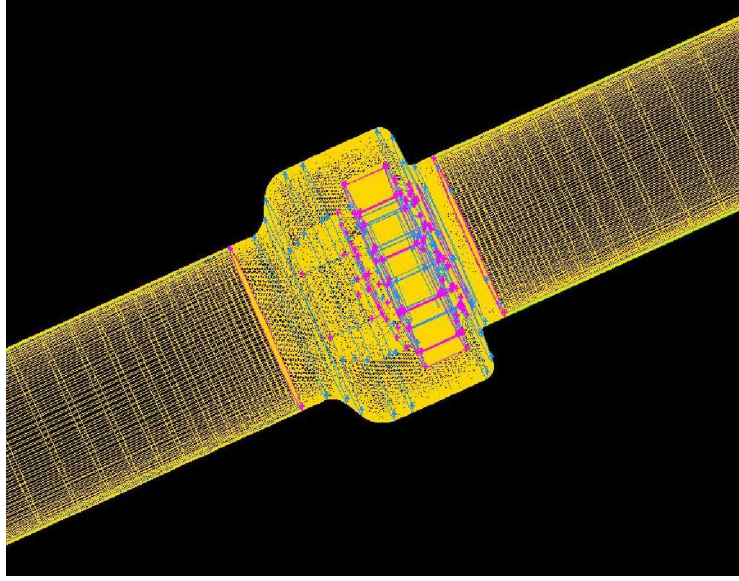
Analiz sonucunda elde edilen maksimum debi baz alınarak debi sınır şartı kademeli olarak arttırılmıştır ve cihazın karakteristik eğrileri elde edilmiştir.



Şekil 4.7: Analiz geometrisi üzerinde sınır şartları.

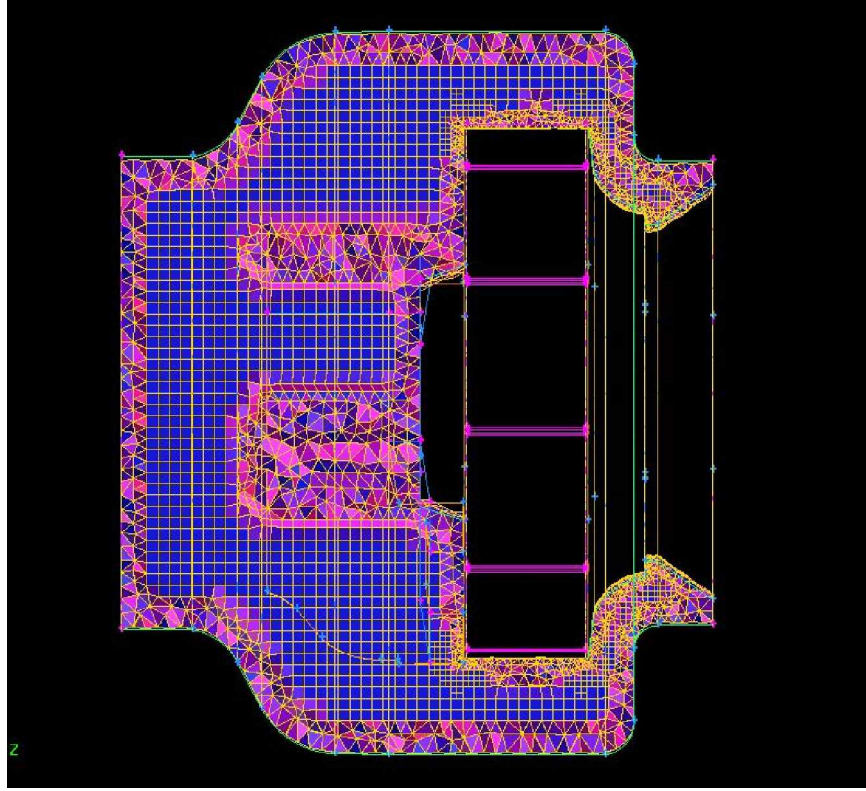
CFD ortamında yapılan analizlerde dikkat edilmesi gereken önemli hususlardan bir diğeri de geometri üzerinde oluşturulan sayısal çözüm ağının kalitesidir.

Bu kapsamda dikkat edilmesi gereken birkaç temel husus vardır. Bunlardan birincisi; akışın detaylı incelendiği ve akış karakteristiğinin önemli değişikliklere uğradığı bölgelerde yoğun sayısal çözüm ağı (mesh) oluşturulmasıdır. Şekil 4.8 'de geometri üzerinde oluşturulan mesh görülmektedir. Çalışmamızda ürün içerisindeki akış incelendiğinden çark, yönlendirici ve motoru çevreleyen hacim içerisinde yoğun bir mesh oluşturulmuştur. Bunun tersi olarak boru içerisinde üründen uzaklaştıkça seyrelen bir mesh karakteristiği görülmektedir. Bu sayede analiz için gerekli olan bilgisayar zamanı da kısaltılmış olacaktır.

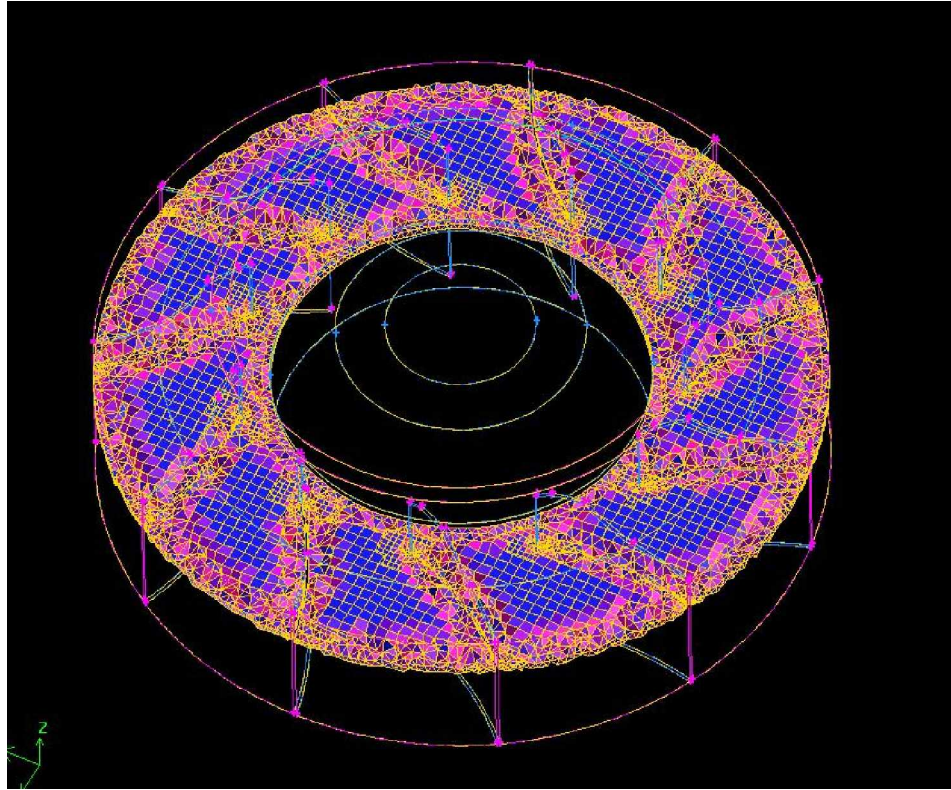


Şekil 4.8: Analiz geometrisi üzerinde oluşturan sayısal çözüm ağının genel görünümü.

İkinci olarak dikkat edilmesi gereken noktaysa mesh oluşturulurken mümkün olduğunca hexagonal (dörtgen) meshlerin kullanılmasıdır. Şekil 4.9 ve Şekil 4.10 'da sırasıyla gövde ve çark üzerinde oluşturulan sayısal çözüm ağı görülmektedir. Mesh, tetrahedral (üçgen)ve haexagonal meshlerden oluşan hibrid bir yapıya sahiptir. Ancak üzerinde çalıştığımız geometriyi baz alarak bilgi vermek gerekirse, farklı sınır şartları kullanılarak aşağıda görülen meshli durumda sonuca ulaşılması için 15–20 saatlik bir CPU zamanı gerekirken, yalnızca tetrahedral meshlerden oluşan bir yapıda bu süre 25 saati bulabilmektedir. Ürün karakteristiğinin belirlenmesi için 10'dan fazla analiz yapıldığı düşünülürse bu konunun önemi daha rahat anlaşılacaktır.



Şekil 4.9: Vantilatör üzerinde oluşturulan sayısal çözüm ağının genel görünümü.



Şekil 4.10: Çark üzerinde oluşturulan sayısal çözüm ağının genel görünümü.

4.4. Mevcut Ürün Üzerinde Yapılan Simülasyon Sonuçları

Analiz sonuçlarından bahsetmeden önce “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği” yöntemlerinden ve yapılan analizlere kullanılan yöntemden kısaca bahsedilecektir.

4.4.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Teknolojisi

Bilindiği gibi günümüzde “Hesaplamalı Yöntemler” ve bunu destekleyen donanım ve yazılım imkânları ile mühendislik problemleri sayısal olarak çözümlenebilmektedir. Sürekli ortamlar mekaniğinin temel prensiplerine bağlı olarak akışkan hareketini modelleyen denklemlerin, yaklaşık olarak çözümüne imkân veren sayısal yöntemler bu tip çalışmaların teorisine temel oluştururlar. Çözümlemenin yapılacağı hacmin küçük diferansiyel parçalara ayrılarak ana denklemlerin yaklaşık temsili sonrası bütün sistem için formülasyonlar geliştirilmesi “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)” teknolojisini oluşturmaktadır.

Sürekli ortamlar mekaniğinde kullanılan birkaç farklı yöntem vardır. Bunlar;

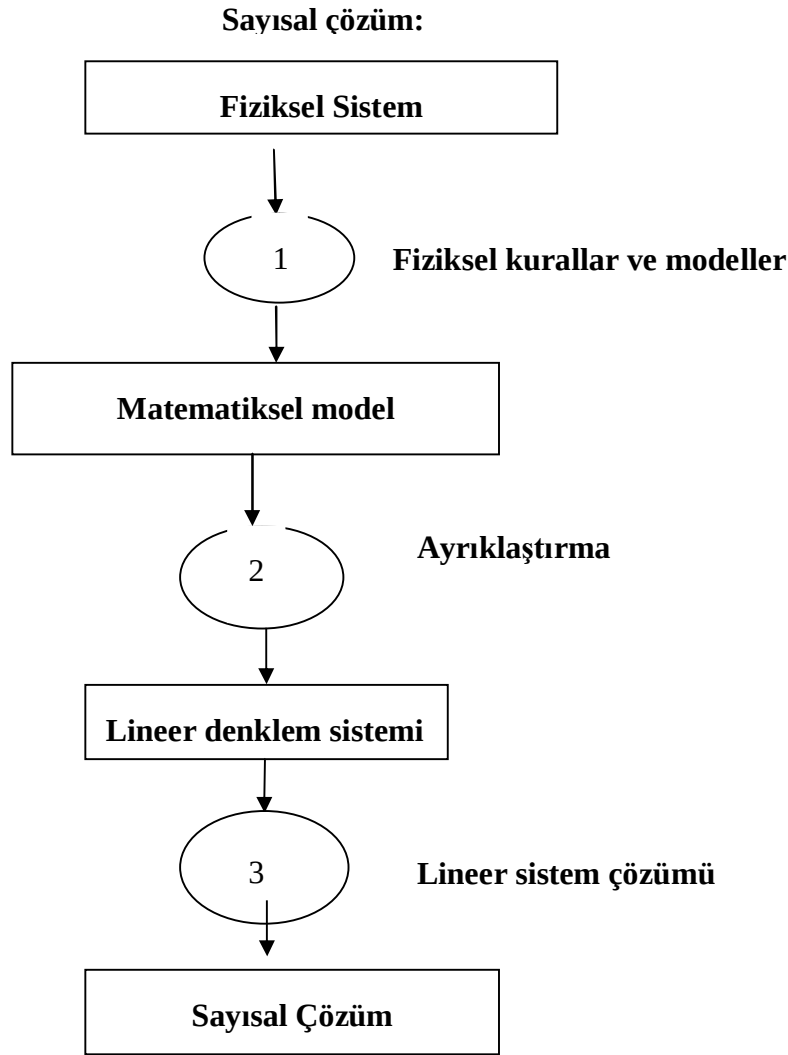
1. Sonlu farklar yöntemi,
2. Sonlu elemanlar yöntemi,
3. Sonlu hacimler yöntemi,
4. Diğer yöntemlerdir (spektral, sınır eleman metodları gibi).

4.4.2. Sonlu Farklar Yöntemi Yaklaşımı

Akışkanlar mekaniğinde akışkan hareketini tanımlayan kısmi diferansiyel denklemlerinin türevlerinin ve diğer terimlerin birbirinden sonlu farklı uzaklıklarla ayrılmış sonlu noktalarla ayrıklaştırılması sonucu ortaya çıkan cebirsel denklem sistemlerinin ekonomik ve hızlı çözümü sonucunda yaklaşık çözüm elde edilecektir. Bu süreç Sonlu Farklar Yönteminin (Finite Difference Method) temelini oluşturmaktadır.

Sonlu noktalarda ayrıklaştırılan sürekli denklemlerin çözüldüğü alan ağ yapısını (grid network) oluşturur. Sonlu noktalardaki yaklaşık temsilin mertebesi arttıkça

düğüm noktalarındaki hatalarda azalacaktır. CFD’ nin çalışma mantığı Şekil 4. 11 ‘de görülmektedir.



Şekil 4.11: Sayısal çözüm metodolojisi.

Sonlu Farklar Yönteminin temelinde sürekli kısmi diferansiyel denklemlerinde görülen türevlerin sonlu ve ayırık noktalarda yakın temsili (Taylor serisi yaklaşımı ile) üzerine kuruludur. Sonlu farklar yaklaşımı en pratik ve kullanımı en kolay olan CFD yaklaşımıdır. Ancak probleme ait olan geometrinin karmaşıklığı bu yöntemin uygulanmasında karşılaşılabilecek en önemli sorundur. Ayrıca sonlu noktada oluşturulan ağ noktalarının yoğunluğunun istenildiği gibi değiştirilmesi pek kolay değildir. Bu nedenle gerilme alanlarının öngörümü gibi katı mekaniği problemlerine uygulanması pek pratik değildir. Bu yöntemin ısı geçişi ve akış alanı problemlerine uygulanması daha kolaydır.

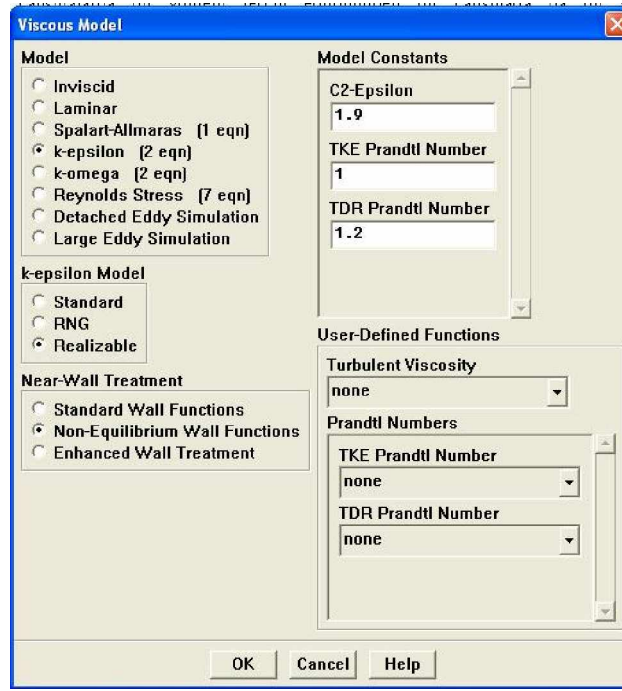
4.4.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi Yaklaşımı

Sürekli ortamlar mekaniği problemlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi (Finite Element Method) ile analizlerinde temel felsefe, çözüm bölgesinin (solution domain) küçük sonlu elemanlara (finite elements) ayrılmasıdır. Elemanların şekli çözüm alanının boyutuna, şekline, sınır koşullarının özelliğine ve ayrıca fiziksel olayı tanımlayan ana denklemlerin karakteristiğine göre seçilir. Her sonlu elemanın üzerinde fiziksel olayın davranışı diferansiyel denklemlerle tanımlanır. Her elemandaki davranış süreklilik ve ayrıca komşu elemanlarda denge koşullarını sağlayarak bütün çözüm alanında davranış modellenir. Fiziksel davranışa uygun olarak verilen sınır ve başlangıç koşulları altında sürekli ortamdaki diferansiyel gösterim kendini lineer cebirsel denklem sistemi haline döndürür.

4.4.4. Sonlu Hacimler Yöntemi Yaklaşımı

Sonlu Hacim (Finite Volume) veya Sonlu Hücre (Finite Cell) yöntemi çözülecek denklemlerin integral halde kullanımı ve işlemi üzerine kurulmuştur. Hesaplama bölgesinin karesel hacimlere ayrılması ile hesaplamalara başlanır. Böylece çok karmaşık geometrilerde de hesaplamalar cisim uyumlu ağ yapılarının oluşturulmasına gerek duyulmadan gerçekleştirilebilir. (MacCormack ve Paullay, 1972). Analizlerin yapıldığı Fluent programı Sonlu Hacimler Metodolojisini esas alarak çalışmaktadır.

Fluent programında türbülanslı akışlar için farklı çözümleme yöntemleri vardır. Tez kapsamında yapılan analiz çalışmalarında yüzeylere yakın bölgelerdeki akışın da incelenmesine olanak sağlayan ve deneysel ölçümlerle en yüksek uyumluluğu gösteren $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır (Ng ve Damodaran, 2006). Bunun alt seçenekleri olarak da “Realizable/Non – Equilibrium Wall Functions” seçenekleri tercih edilmiştir. Bu yöntem türbomakine analizlerine en uygun yöntemdir. Ayrıca doğruluk derecesi yüksek sonuçlar elde edebilmek için momentum ve türbülansın ayrıklaştırılmasında (discretisation) “second order upwind” metodu kullanılmıştır. Literatürde türbomakineler üzerinde yapılan çalışmalarda sıklıkla bu yöntemler kullanılmaktadır.

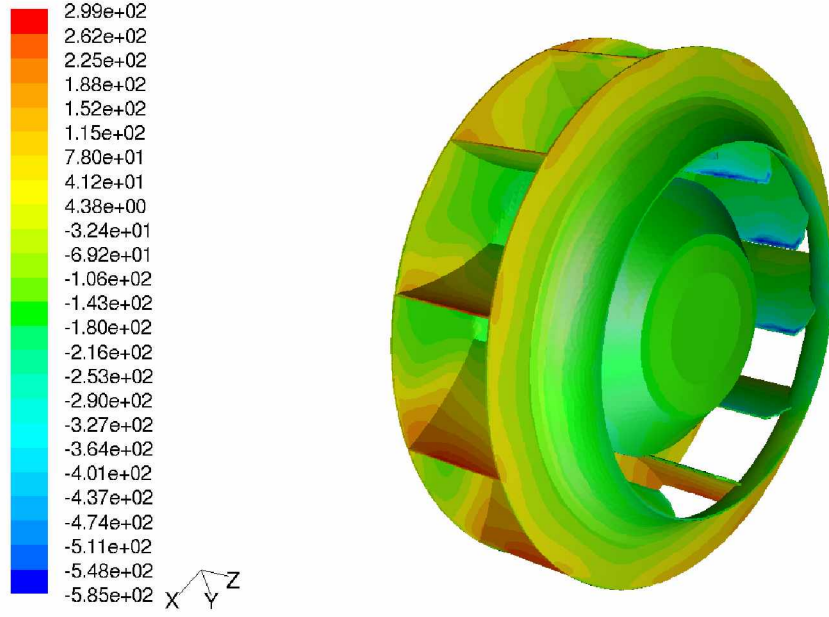


Şekil 4.12: Fluent programında mevcut türbülans modelleri.

4.4.5. Mevcut Ürün Üzerinde Yapılan Simülasyon Sonuçları

Mevcut ürün üzerinde kullanılan çarkın kanat açılarının geriye eğik kanatlı tipine uyumlu olduğu ancak çıkıştaki kanat açısının büyük olduğu belirtilmişti. Analiz sonuçlarında çark çıkışındaki ortalama akışkan hızının $v_{ort} = 21,7 \text{ m/s}$ olduğu belirlenmiştir. Teorik hesaplamalarda çark çıkışındaki akışkan hızının yüksek olmasının iyi olduğu ancak akışkanın bu yüksek hız sebebiyle sahip olduğu kinetik enerji kanatlar arasında tekrar potansiyel enerjiye dönüştürüleceği zaman yani statik basınç elde edilirken bu hızın önemli kayıplara sebep olduğu açıklanmıştır. Bu da vantilatör verimin düşmesine sebep olacaktır. Mevcut çark çıkışındaki hız değerlerinin küçültülmesi kayıpların azalmasını sağlayacağından tasarlanacak olan çarkın kanat çıkış açılarının düşük olması verim üzerinde olumlu bir etki yapacaktır.

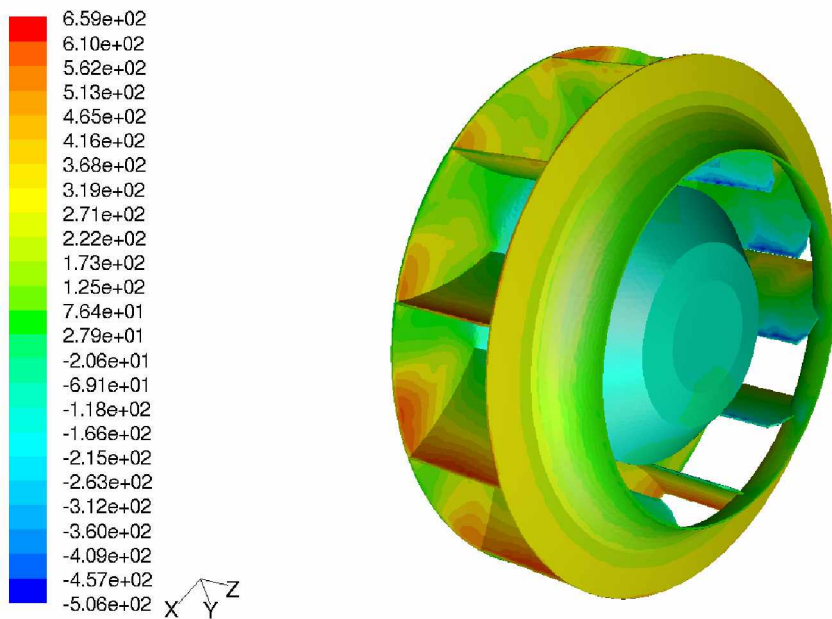
Aşağıda Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te çark üzerinde statik ve dinamik basınç dağılımları görülmektedir. Teoriye uygun olarak çark üzerindeki basınç, çark merkezinden uzaklaştıkça artmaktadır.



Şekil 4.13: Çark üzerinde statik basınç dağılımı.

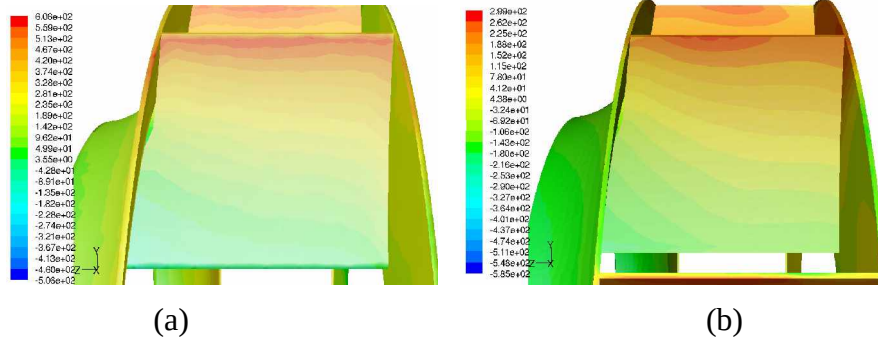
Her iki grafikte de görüldüğü gibi statik ve toplam basınç değerleri çark ekseninden uzaklaştıkça artmaktadır. Çünkü basınç, basınç oluşumuna sebep olan kuvvet yönünde artacaktır.

Burada dikkat edilmesi gereken noktalardan bir tanesi de statik ve dinamik basınçlar arasındaki farklardır. Çark üzerinde oluşan maksimum statik basınç değeri ile maksimum toplam basınç değeri arasında yaklaşık 360 Pa'lık bir fark vardır ki bu da bize çark içerisindeki akışkan hızının yüksekliğine ilişkin bir ipucu vermektedir.



Şekil 4.14: Çark üzerinde toplam basınç dağılımı.

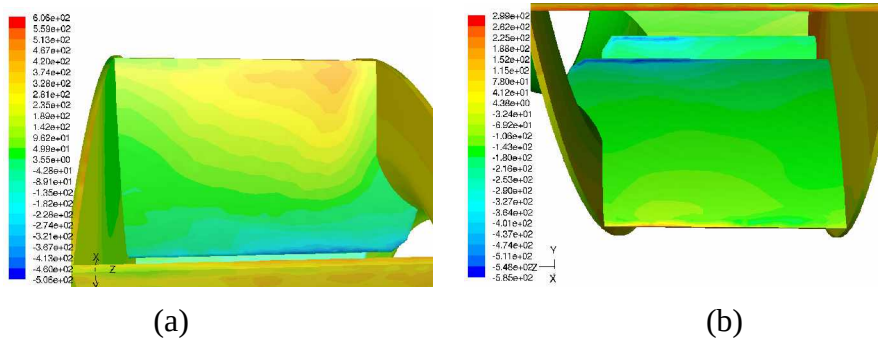
Çark üzerindeki basınç dağılımıyla ilgili bir diğer önemli konuya kanatların emme ve basma yüzeylerinde oluşan basınç dağılımlarının birbiriyle ilişkisidir. Basma yüzeyi ile emme yüzeyi arasındaki basınç farkının fazla olması basma yüksekliğini olumsuz etkileyecektir. Çünkü emme ve basma yüzeylerinden ayrılan çok farklı hızla sahip iki akışkan arasında önemli sürtünme kayıpları oluşacaktır (Edis, 1998).



Şekil 4.15: (a) Kanat basma yüzeyinde toplam basınç dağılımı. (b) Kanat basma yüzeyinde statik basınç dağılımı.

Kanatların emme ve basma yüzeylerinde oluşan toplam ve statik basınç dağılımları incelendiğinde (Şekil 4.15 ve Şekil 4.16) tasarlanacak çarkın kanat eğrilik yarıçapının büyük olmasının daha olumlu sonuçlar vereceği tespit edilmiştir.

Eğrilik yarıçapının etkileriyle ilgili teorik esaslara ilerleyen bölümlerde değinilecektir. Bu iki yüzey arasındaki basınç farklılıklarının yanı sıra emme yüzeylerinde oluşan basınç dağılımının uniform bir artışa sahip olmaması da kayıplara sebep olacaktır.

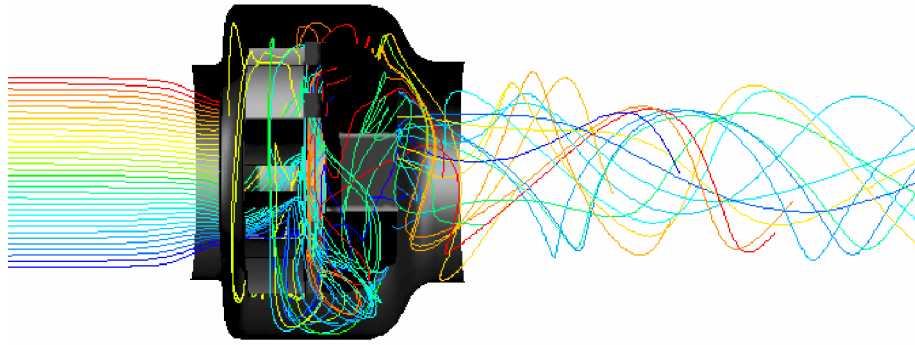


Şekil 4.16: (a) Kanat emme yüzeyinde toplam basınç dağılımı. (b) Kanat emme yüzeyinde statik basınç dağılımı.

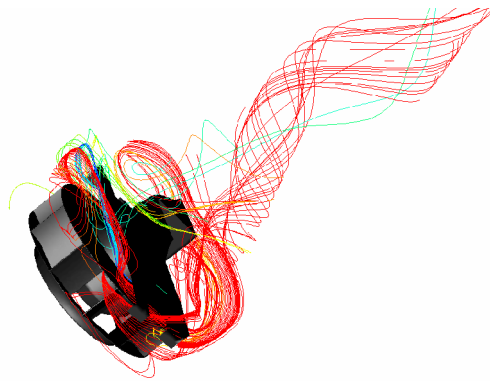
Tez kapsamında çark tasarımının yanı sıra mevcut ürün üzerinde gerek gövde gerekse akış yönlendiricisi üzerinde geliştirme çalışmaları yapılması

planlandığından ürün içerisinde oluşan akış karakteristiğinin incelenmesi de gereklidir. Ayrıca performans özelliklerinin geliştirilmesi istenen bir sistemin her elemanının ayrı ayrı değerlendirilmesi gerekliliği de göz önünde bulundurulduğunda; yönlendiricinin akış üzerindeki etkilerinin anlaşılmasına olanak sağlayan, akım iplikçiklerinin ürün üzerinde yapılacak optimizasyon çalışmalarına ışık tutacağı açıktır.

Yapılan analizler sonucunda akışı yönlendirmek amacıyla çarkın arkasına yerleştirilen akış yönlendiricisinin işlevini yerine getiremediği tespit edilmiştir. Şekil 4.17 'de ürünün akış kesiti boyunca akım iplikçikleri görülmektedir. Burada yönlendirici çevresinde oluşan vorteksler önemli kayıplara yol açacağından akışın düzgünleştirilmesinin, performans ve verim değerlerini olumlu yönde etkileyeceği tespit edilmiştir.



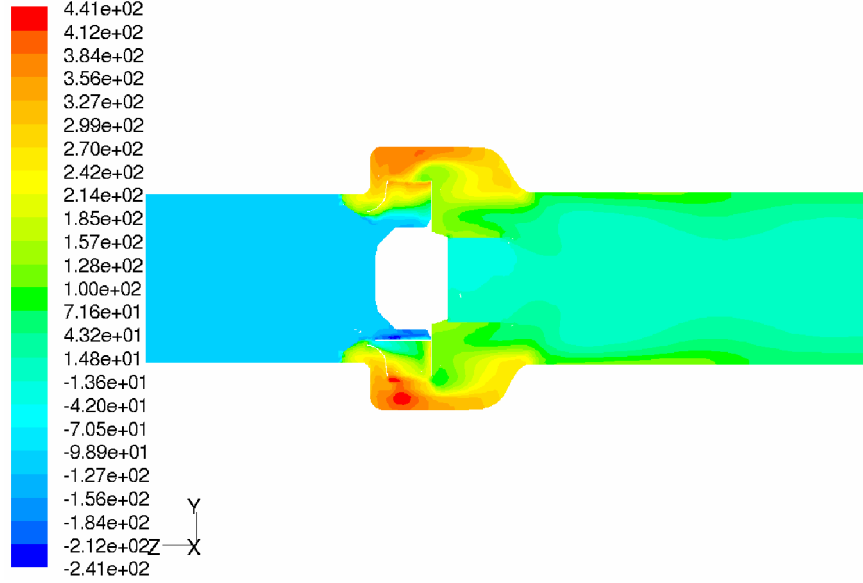
(a)



(b)

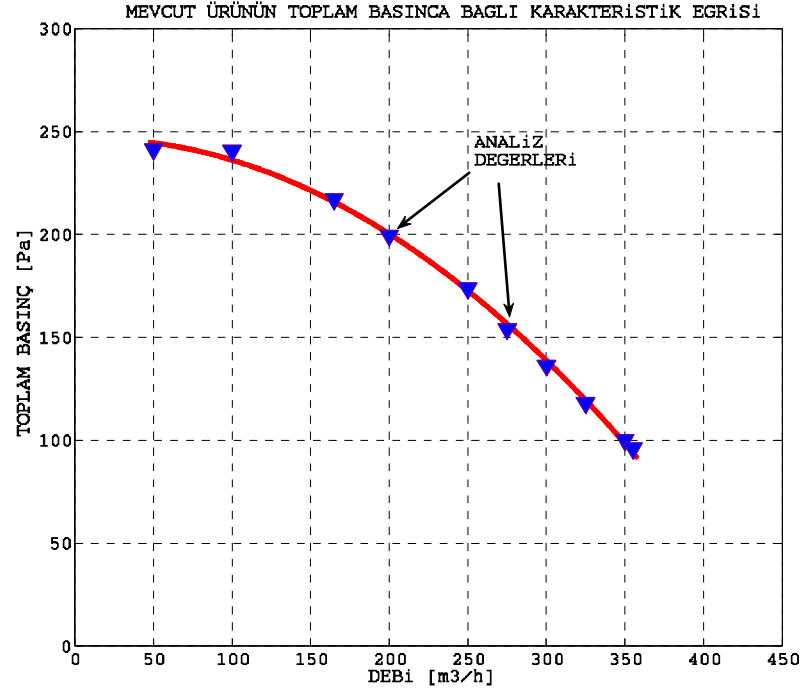
Şekil 4.17: (a) Vantilatör üzerinde akım iplikçikleri. (b) Çark çıkışından itibaren akım iplikçikleri.

Şekil 4.18 ‘ de akış kesiti boyunca oluşan toplam basınç dağılımı görülmektedir. Giriş kesitinde oluşan akış doğrusal bir karakteristiğe sahip olduğundan girişte uniform bir basınç dağılımı oluşmuştur. Diğer taraftan çark çıkışından itibaren açısallığa sahip olarak ayrılan akışkanın çıkış kesitinde oluşturduğu basınç dağılımı boru yüzeyinden uzaklaştıkça artan bir yapıya sahiptir. Bu dağılım da bize akış yönlendiricisinin akışı yeterince düzeltemediği bilgisini vermektedir.

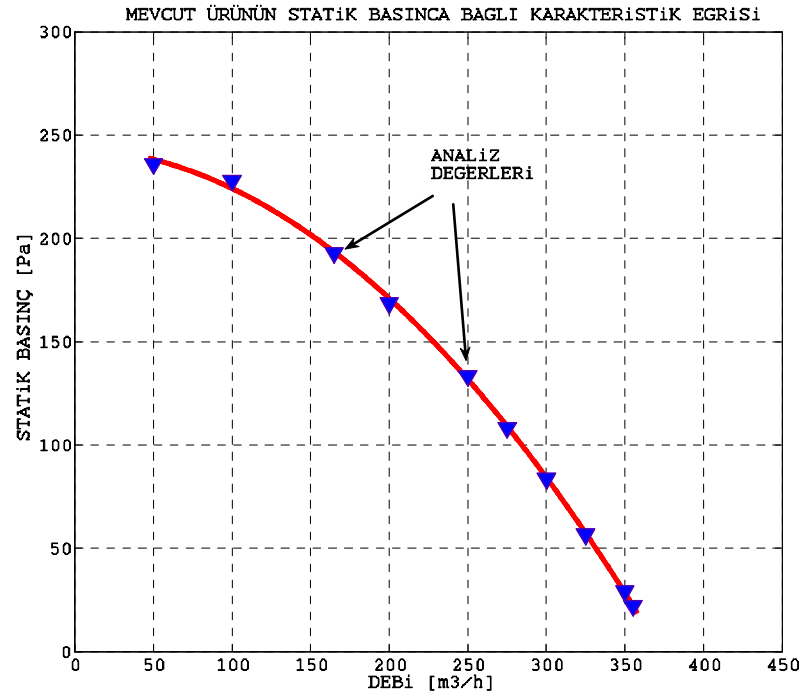


Şekil 4.18: Akış kesiti üzerinde toplam basınç dağılımı.

Cihaz üzerinde yapılan analizler sonucunda elde edilen statik ve toplam basınca bağlı performans karakteristikleri Şekil 4.19 ve Şekil 4.20 ‘de görülmektedir. Bu eğriler tasarlanacak çarkın tasarım parametrelerinin belirlenmesi için önemli bir kaynak niteliğindedir. Verim eğrileri (Şekil 4.21 ve Şekil 4.22) ile performans karakteristikleri değerlendirildiğinde ürünün optimum çalışma noktasının $\Delta p = 200 \text{ Pa}$, $Q = 180 \text{ m}^3 / \text{h}$ civarında olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.19: Vantilatörün toplam basınca bağlı karakteristik eğrisi.

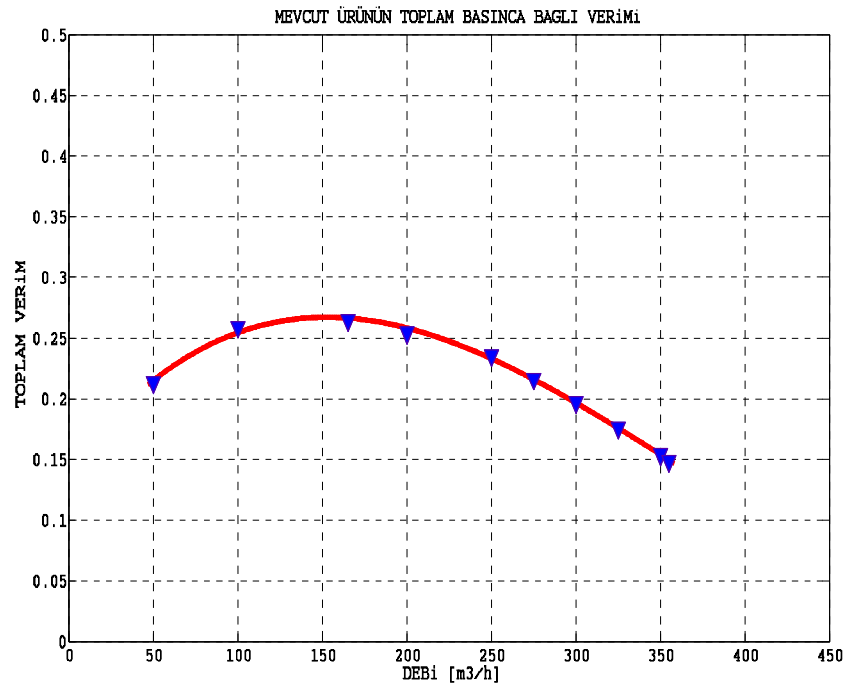


Şekil 4.20: Vantilatörün statik basınca bağlı karakteristik eğrisi.

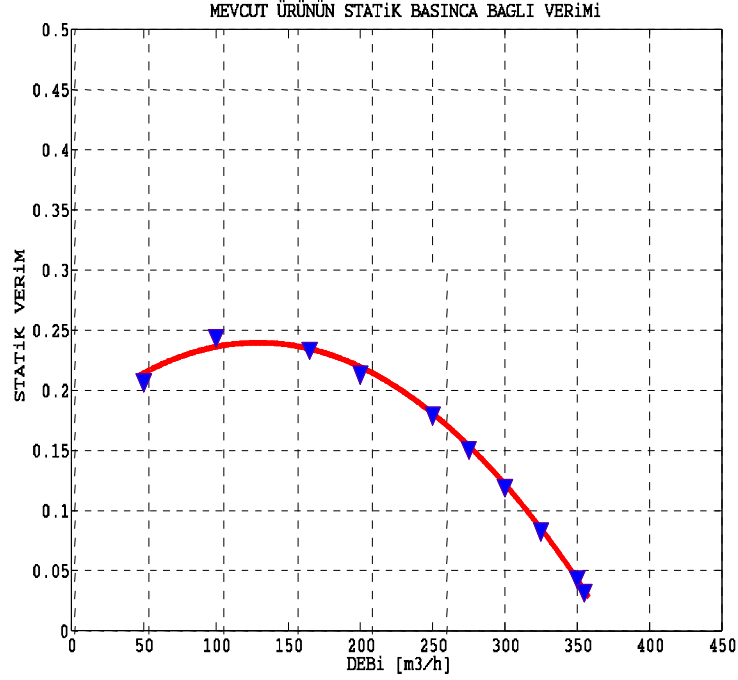
Ayrıca çarkın, gövde içerisindeki performansının tek başına çalışma durumundan farklı olacağı tasarım parametreleri belirlenirken göz önünde bulundurulması gereken önemli noktalardan biridir.

Eğrilerin güvenilir olabilmesi için analizler serbest çalışma noktasında belirlenen maksimum debi ile minimum debi aralığında belirlenen 12 farklı debi sınır şartı tanımlanarak yapılmıştır. Ayrıca çark, akış kesiti ve kanat yüzeylerinde oluşan basınç dağılımları, farklı analiz geometrileri için aynı sınır şartları altında yapılan analizlerin çıktılarıdır.

Burada yapılan analizler sonucunda cihazın, performans eğrileri ve optimum çalışma noktası belirlenmiştir. Bunun yanı sıra çark çıkışındaki akış hızı ve kanatlar, çark üzerinde basınç dağılımı incelenerek ürün içerisindeki akış özellikleri belirlenmiştir.



Şekil 4.21: Vantilatörün toplam basınca bağlı verim eğrisi.



Şekil 4.22: Vantilatörün statik basınca bağlı verim eğrisi.

4.4.6. Deney Tesisatının Oluşturulması ve Deney Sonuçları

Günümüzde üretilmiş ya da üretilmesi planlanan fanların performanslarını test edilmesi bir zorunluluktur. Farklı amaçlarla birçok üretici firmanın ihtiyaç duyduğu bu testlerin belirli bir düzende yapılması ve sonuçların genel bir uygunluk göstermesi amacıyla farklı standart kuruluşları tarafından fan test standartları hazırlanmıştır. Bunlara örnek olarak “AMCA 203” ve “DIN 24163” standartları verilebilir. Bu standartların Türkiye için TSE tarafından hazırlanmış eşdeğer standardıysa “TS IEC 60665” numarasıyla anılan ‘Aspiratörler (Havalandırma Vantilatörleri) ve Hız Regülâtörleri-Alternatif Akım Evlerde ve Benzeri Yerlerde Kullanılan’ isimli standarttır. Ürünün performans ölçümlerinin yapılmasında kullanılan deney tesisatı bu standarda uygun olarak hazırlanmıştır.

Fan sistemleri farklı amaçlarla test edilirler. Bunları üç ana başlık altında toplayabiliriz;

1. Fan Sisteminin Genel Değerlendirmesi: Bu başlık altında yapılan ölçümlerde güdülen amaç test edilen sistemin gerekli modifikasyon ve ayarlamalarına temel oluşturacak verilerin elde edilmesidir.

2. Kabul edilebilirlik testi: Herhangi bir firmada üretilen fanın belirlenen performans karakteristiklerini sağlayıp sağlamadığının belirlenmesi amacıyla fan satışa sunulmadan önce uygulanan testlerdir.

3. Performansın Kanıtlanması: Kullanıcı tarafından gelen şikâyetler üzerine fanın gerekli performans değerlerine sahip olduğunun gösterilmesi amacıyla uygulanan testlerdir.

Birinci grupta anılan testlerin kullanım alanında yapılması gereklidir. Fan kullanılması planlanan sistem üzerine konumlandırılır ve yapılan testler sonucunda sistemin genel performansıyla ilgili verilere ulaşılır. Diğer iki gruptaki testlerse kullanım alanında veya laboratuvar ortamında uygulanabilir. Eğer sonuçların doğruluklarının yüksek oranlarda olması isteniyorsa laboratuvar ortamında yapılması daha uygundur. Laboratuvar ortamında uygulanan testlerin gerçek değerlerden ortalama sapması %2 civarındadır. Kullanım alanında uygulanan testlerdeyse bu oran %7 ile %11 arasındadır (**Twin City Fan&Blower, 2000**).

Her iki uygulamanın da kendine özgü hassasiyetleri vardır. Üzerinde çalışılan fanın gerçek performans değerlerinin ölçülebilmesi için uygulama sırasında özen gösterilmesi gereken birçok şart vardır. Bunlara örnek olarak ölçümlerin hangi noktalardan, hangi sıklıklarda alınması gerektiği verilebilir.

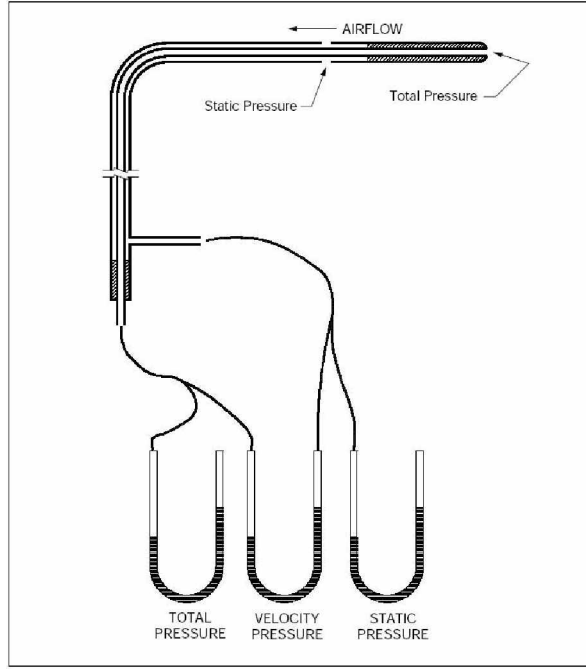
4.4.7. Ölçümlerde Kullanılan Test Cihazları

Bu tür testlerde en çok kullanılan araç pitot tüpüdür. Aşağıdaki şekilde de görüldüğü gibi pitot tüpünün portatif bir parçası yoktur ve cihazın herhangi bir kalibrasyona ihtiyacı yoktur. Bu cihaz kullanılarak akış alanındaki toplam ve statik basınçlar ölçülür ve bunların farkları kullanılarak dinamik basınç elde edilebilir. Resimde ölçümlerin U-tüpü manometrelerle yapıldığı görülmektedir. Ancak üzerinde çalışılan ürünün basınç değerleri U-tüpü manometre kullanımına uygun olmadığından bunun yerine yüksek hassasiyete sahip elektronik mikromanometreler kullanılarak hassas çözünürlükte ölçümler elde edilmiştir.

Pitot tüpü basit olarak L şeklinde bir borudur. Bu borunun akışa paralel olarak konumlanan uç kısmında toplam basıncın ölçüldüğü bir delik vardır. Ayrıca yine

akışa paralel kısımda boru boyunca çevresel delikler de vardır ki bunlar da statik basıncın ölçülmesinde kullanılır.

Pitot tüpü kullanılırken dikkat edilmesi gereken bazı noktalar vardır. Bunlardan bir tanesi statik basınç ölçümünde kullanılan deliklerin çok küçük oluşu ve bu sebeple tıkanma riskine sahip olmalarıdır. Test sırasında bu deliklerin sık sık kontrol edilmesi gerekmektedir.



Şekil 4.23: Pitot tüpü.

Cihazın performans testleri yapılırken deneyin yapıldığı alandaki ve akışın olduğu bölgedeki sıcaklık ile ortamın barometrik basınç değerleri ölçülmelidir. Bu iki ölçüm için kalibre edilmiş bir termometre ve portatif bir barometre gerekli olacaktır. Ayrıca ortamın barometrik basıncıyla ilgili bilgi civarda bulunan bir havaalanından da alınabilir. Ancak bu durumda havaalanından alınacak olan değerlerin de bir düzeltme faktörü kullanılarak deney alanındaki yüksekliğe uygun hale getirilmesi gerekecektir. Bununla ilgili olarak çeşitli birim sistemlerinde katsayı tabloları vardır. Aşağıdaki görülmekte olan Tablo 4.1 bunlara bir örnektir.

Tablo 4.1: Hava basıncı için düzeltme katsayıları (**Twin City Fan&Blower, 2000**).

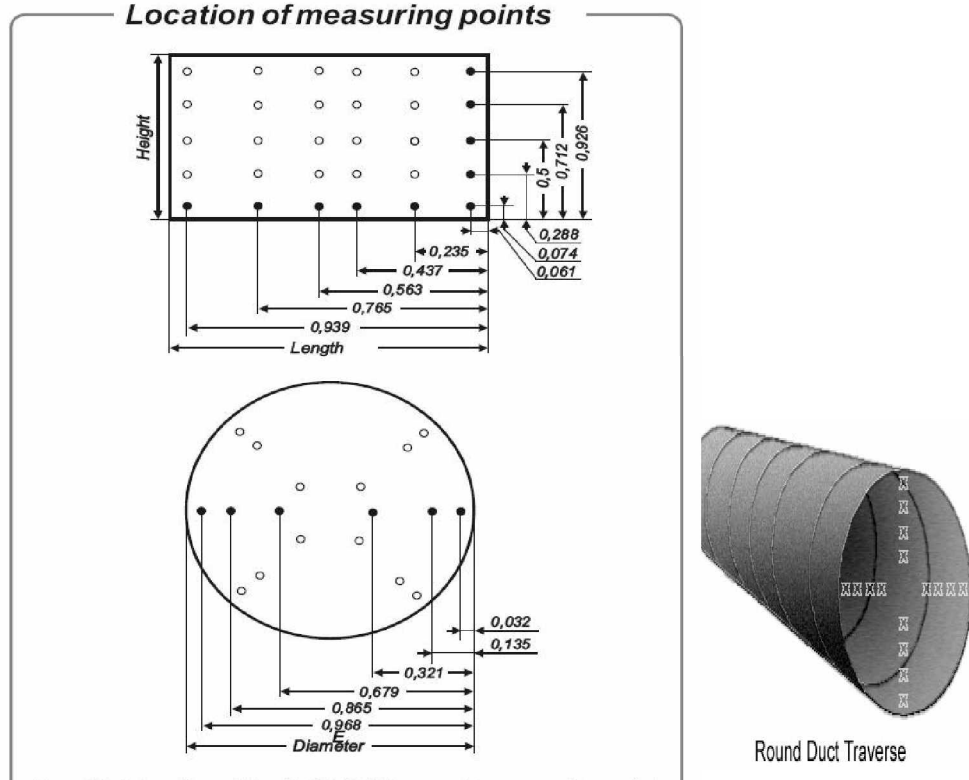
ALTITUDE (FEET)	CORRECTION FACTOR
0	1.000
1000	0.965
2000	0.930
3000	0.896
4000	0.864
5000	0.832
6000	0.801
7000	0.772
8000	0.743

Bunların yanı sıra çarkın dönüş hızını belirlemek için bir takometreye de ihtiyaç vardır.

Test edilecek olan fan ve test düzeneği öncelikle görsel olarak kontrol edilmelidir.

Çarkın kanatları üzerinde ya da test düzeneği (kanal) üzerinde fanın performansını etkilemesi olası herhangi bir cisim yada açıklık olup olmadığı kontrol edilmelidir. Test edilecek çarkın gövde içine uygun şekilde yerleştirilip yerleştirilmediği kararlı bir dönüşe sahip olup olmadığı kontrol edilmelidir. Çarkın doğru yönde dönüp dönmediği kontrol edilmelidir. Testin yapıldığı alanda hava sıcaklığının kararlılığını etkileyecek herhangi bir ısı kaynağı olup olmadığı kontrol edilmelidir. Bu talimatlar doğrultusunda devreye alınan fanın en doğru ölçüm değerlerine ulaşılabilmesi için 6 tane kritik ölçüm prensibi vardır.

1. Fanın giriş yâda çıkış kesitlerinden en az birinde travers basınç ve hız ölçümleri yapılmalıdır.
2. Travers ölçümlerinin yapıldığı düzlemin karşı düzleminde ek statik basınç ölçümleri yapılmalıdır. (Travers ölçüm aynı kesit üzerinde farklı noktalardan ölçümler yapılması anlamına gelir. Şekil 4.24 'te dairesel ve dikdörtgen kesit üzerinde temsili travers ölçüm noktaları görülmektedir. Bu ölçüm noktalarıyla ilgili farklı normlar mevcuttur. Şekil üzerinde NF.X10.112 normuna uygun travers ölçüm noktaları görülmektedir.



Şekil 4.24: Travers ölçüm noktaları.

3. Hava yoğunluğunun tespit edilebilmesi için sıcaklık ölçümleri yapılmalıdır.
4. Çarkın dönüş hızı belirlenmelidir.
5. Ölçüm düzlemlerinin kesit alanları belirlenmelidir.
6. Motor gücünün yaklaşık olarak belirlenebilmesi için çekilen akım ve voltaj değerleri ölçülmelidir.

Düzenek üzerinde statik, toplam basınç ölçümleri, yoğunluk ölçümleri ve çarkın dönüş hızı ölçümleri yapıldıktan sonra motor gücü de belirlenebilecektir. Elimizdeki verileri kullanarak, ilgili standartta yer alan matematiksel formülasyonları kullanarak fana ait karakteristik eğrilerinin elde edilmesi mümkündür (**Twin City Fan&Blower, 2000**).

4.4.8. Ölçümler Sırasında Karşılaşılabilecek Problemler

1. Dinamik Basınç Yerine Akış Hızının Ölçülmesi: Bazı ölçümlerde dinamik basınç yerine akış hızını ölçen cihazlar kullanılır (hot-wire ölçüm cihazı gibi). Bu tür cihazlar farklı akış yoğunluklarına adapte olamazlar. Bu sebeple bu tür cihazlarla

ölçüm yapıldığında cihazın kalibre edildiği yoğunluk göz önünde bulundurularak düzeltme katsayıları kullanılmalıdır.

2. Rüzgâr Etkileri: Eğer ölçümler bir yığıntı üzerinde yapılıyorsa bu bölge üzerinde oluşan rüzgâr ölçümleri ciddi oranda etkiler. Ayrıca rüzgâr istikrarlı değilse bu okunan değerlerde de dalgalanmalara sebep olur.

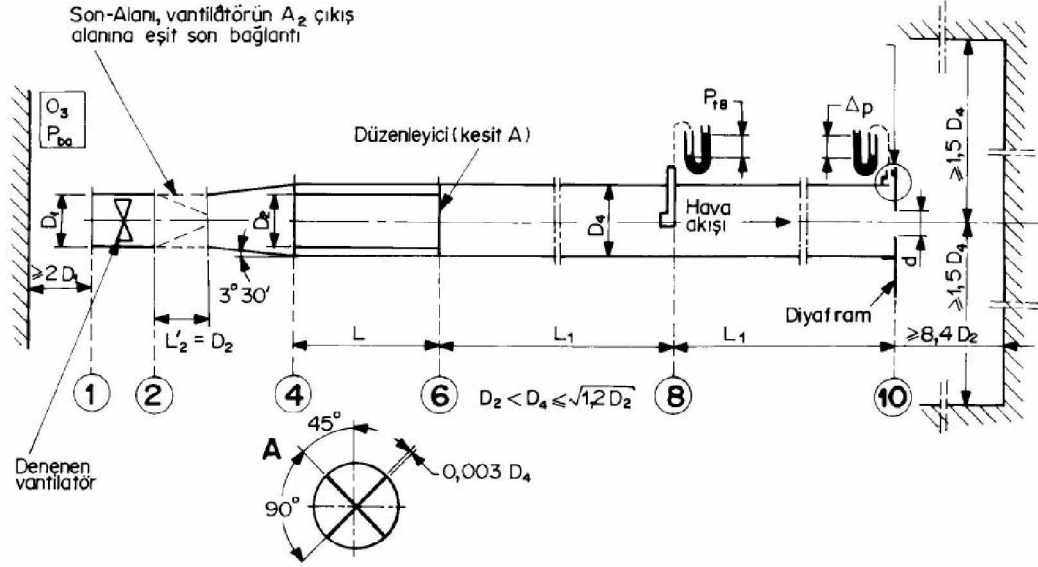
3. Kararlı Olmayan Sistemler: Fanlar kararlı olmayan çalışma koşullarına sahip olabilirler. Akış alanında veya basınç değerlerinde yüksek değişimler olan fanlar kararlı olmayan sistemlere girerler. Bu fanların test düzeneklerinde yapılan ölçümleri sağlıklı sonuçlar vermez.

4. Giriş Öncesi Dönüş: Burada kast edilen fanın serbest girişinden sisteme girecek olan havanın girerken sahip olması muhtemel dairesel hızdır. Bu dairesel hızın çarkın dönüş yönüne göre sisteme iki farklı etkisi olabilir. Fanın dönüş yönüyle aynı yönde oluşabilecek bir dönüş hızı statik basıncın artışı olumsuz yönde etkiyecektir. Diğer taraftan çarka ters yönde dairesel hıza sahip akışkanın girişi ise çark performansını arttıracaktır. Bu durum pitot tüpüyle giriş ağzında yapılabilecek ölçümlerle tespit edilebilir.

Herhangi bir fanın performans testleri sırasında dikkat edilmesi gereken hususlar yukarıda özetlendiği gibidir. Bu konulara özen gösterilerek tez kapsamında oluşturulacak test düzeneğinin detayları aşağıda açıklanmıştır.

4.4.9. Standarda Uygun Deney Tesisatının Oluşturulması

Standartta 4 farklı tipte aspiratör tanımlanmıştır. Üzerinde çalışmakta olduğumuz “Eş-Eksenli Kanal Tipi Radyal Vantilatörlerin” uygunluk gösterdiği aspiratör grubu B Tipi vantilatörlerdir.



Şekil 4.25: Ürüne uygun deney tesisatının şematik gösterimi (TS IEC 60665, 1999).

Test edilecek olan vantilatör Şekil 4.25’da görüldüğü gibi deney tesisatının ön kısmına yerleştirilir. Tesisat üzerinde bulunan boruların çapları test edilecek ürünün giriş ve çıkış çaplarına bağlı olarak belirlenir. Bu nedenle aynı tesisat üzerinde birbirinden çok farklı çaplara sahip vantilatörlerin ölçülmesi mümkün değildir. Deney tesisatının girişinde bir daralma ve bunun sonrasında da akışı düzenleyici görevi gören bir parça bulunmaktadır. Şekilde görülmekte olan deney tesisatı üzerinde iki adet ölçüm noktası vardır. Bu noktalarda yapılan ölçümler, standartta verilmiş olan formüller ve katsayılar kullanılarak cihazın debi, basınç, verim ve akışın kütle yoğunluğu gibi değerleri hesaplayabilmemize olanak sağlayacaktır. Aşağıda ‘TS IEC 60665’ numaralı standarda uygun ölçüm ve hesaplamalar açıklanmıştır.

Tesisat üzerinde ölçülecek olan değerler aşağıdaki gibidir;

Kısım 8’ de kanal ekseninde toplam basınç p_{t8} ,

Kısım 10’ da ağızlı levhadaki basınç farkı Δp ,

Çekilen elektrik gücü P ,

Aspiratör giriş ağızına yakın yerdeki ortam sıcaklığı θ_a ,

Aspiratör giriş ağızına yakın yerdeki barometrik ortam basıncı p_{ba}

Yukarıda ölçülen değerler kullanılarak aşağıdaki değerler hesaplanır;

Havanın kütle yoğunluğu:

$$\rho_2 = \rho_{10} = 3485.10^{-6} \cdot \frac{p_{ba} + \Delta p}{273 + \theta_a} \quad (4.1)$$

Aspiratör hava debisi:

$$q_v = 1,111 + a_u \cdot d^2 \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_{10}}} [m^3 / h] \quad (4.2)$$

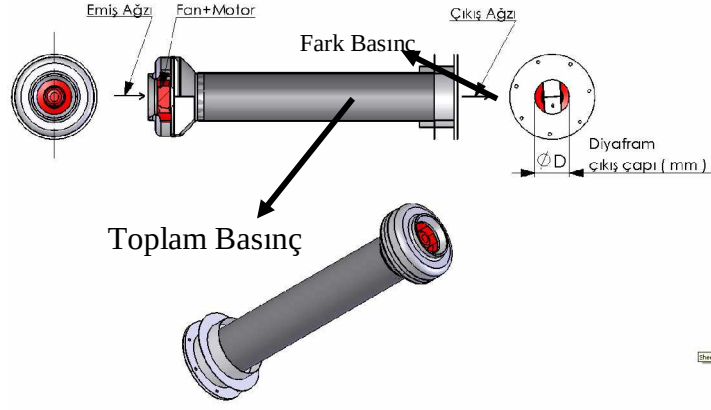
Aspiratör basıncı:

$$p_{FB} = p_{t8} [Pa] \quad (4.3)$$

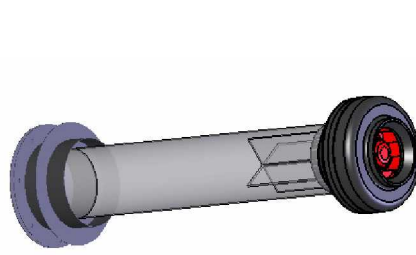
Aspiratör verimi:

$$\eta_B = \frac{q_v \cdot p_{FB}}{P} \quad (4.4)$$

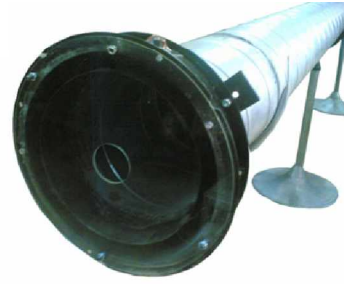
Bu hesaplamalardan elde edilen değerlerle ürüne ait performans ve verim eğrileri elde edilmiştir. Bu hesaplamalarda motor gücü akım ve voltaj ölçümleri ile belirlendiğinden, motor veriminin de vantilatör verimine dâhil edildiğine dikkat edilmelidir. Analizlerde ise durum farklıdır, analiz verileri kullanılarak elde edilen verim eğrileri oluşturulurken yapılan hesaplamalarda, motorun dönen çarka ilettiği güç göz önünde bulundurulmuştur. İki yöntemle elde edilen eğrilerin karşılaştırılması sırasında bu durumun sebep olduğu farklılıklara değinilecektir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4.26: (a) Deney tesisatının 4 görünüş resmi. (b) Tesisat üzerinde doğrultucunun görünümü. (c) Diyaframın görünümü.

Standarta uygun olarak yapılandırılan deney tesisatının resimleri Şekil 4.26 'da görülmektedir. Deney tesisatı çıkış ağızına farklı çaplardaki diyaframların yerleştirilerek, karşı basıncın değiştirilmesi esasına göre çalışmaktadır.

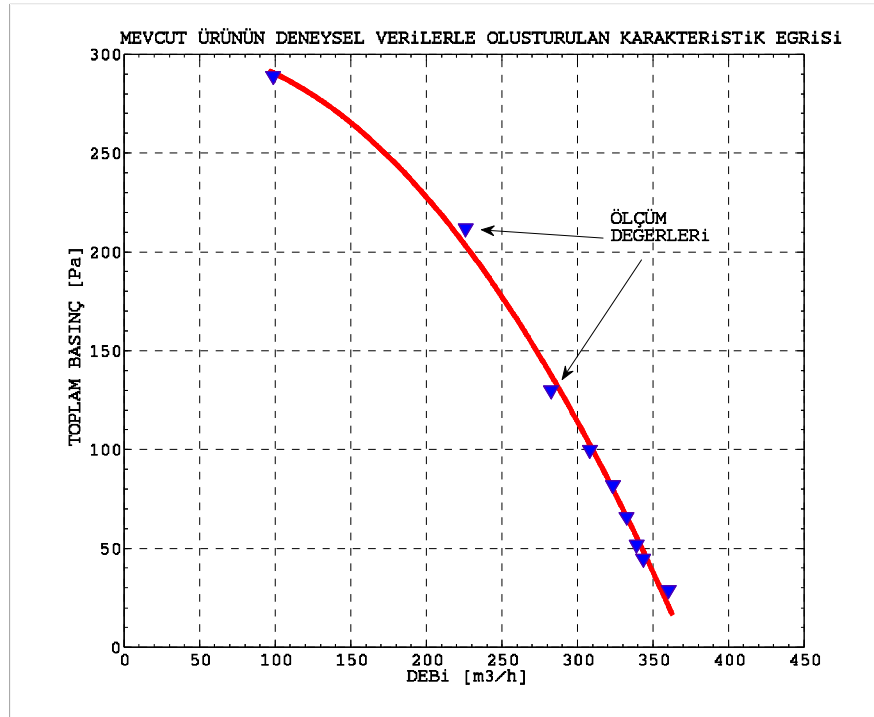
Bilindiği gibi bir sistem içerisinde kullanılacak olan fanın seçiminde bilinmesi gereken iki ana parametre vardır. Bunlardan birincisi sistem kurulurken de bilinmesi gerekli olan havanın debisidir. İkincisiyse fanın çalışacağı karşı basınçtır (karşılama durumunda olduğu basınç). Bu ikinci parametreye kurulacak olan sistemle ilgili boyutlandırma ve düzenleme işlemleri yapıldıktan sonra ulaşılabilir. Fanın çalışmak durumunda olduğu karşı basınç birkaç farklı etkene bağlı olarak değişebilen bir değerdir. Pratik bir örnek vermek gerekirse; geniş kanallardan aktarılabilecek olan bir hava kütlelerinin sahip olması gereken basınç, aynı kütledeki havanın daha küçük kanallardan aktarılması durumunda sahip olması gereken basınçtan daha düşük olacaktır. Ayrıca tesisat üzerinde bulunan dönüşler, dirsekler de önemlidir. Akışkan kanal üzerinde bulunan genişleme bölgelerinden, dirseklerden ve ısıtma ünitelerinden geçerken enerji kayıpları oluşacaktır. Bu kayıplar fanın

çalışmak durumunda olduğu karşı basıncı oluştururlar. Karşı basıncın hesaplanmasıyla ilgili pratik tablolar oluşturulmuştur **(Kane ve Alden, 1970)**.

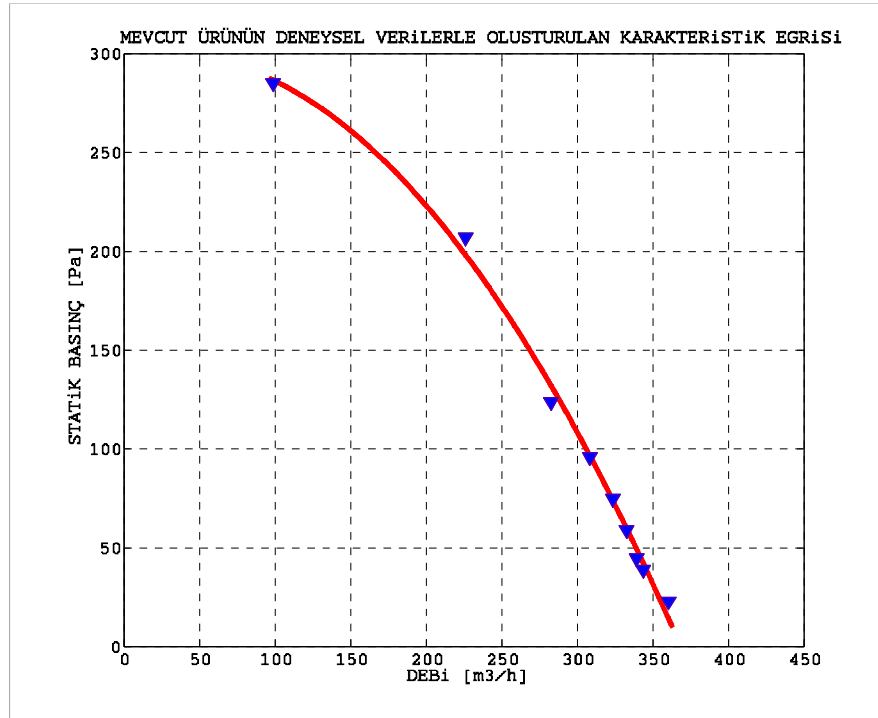
Deney tesisatı üzerinde kullanılan diyaframların çapı küçüldükçe oluşturulan karşı basınç artacaktır. Kademeli olarak yapılan bu çap değişimleri sonucunda da ürüne ait performans eğrileri elde edilmiştir.

4.4.10. Deney Sonuçlarının Analiz Sonuçlarıyla Karşılaştırılması

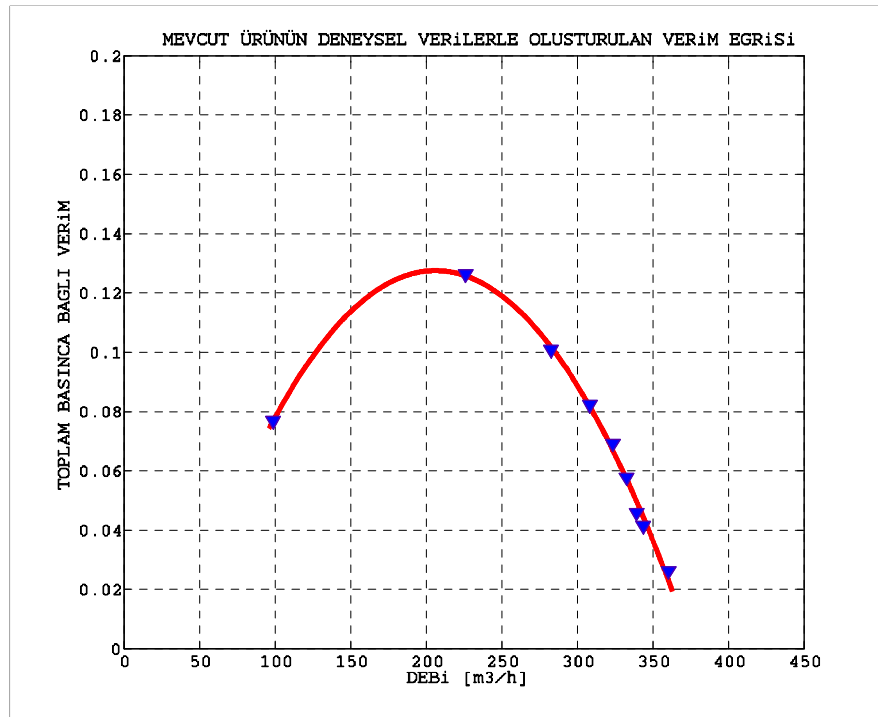
Deney tesisatı üzerinde yapılan ölçüm değerleri kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda Şekil 4.27 ve Şekil 4.28 'de görülmekte olan toplam ve statik basınca bağlı performans eğrileri elde edilmiştir.



Şekil 4.27: Vantilatörün (deneylerle elde edilen) toplam basınca bağlı karakteristik eğrisi.

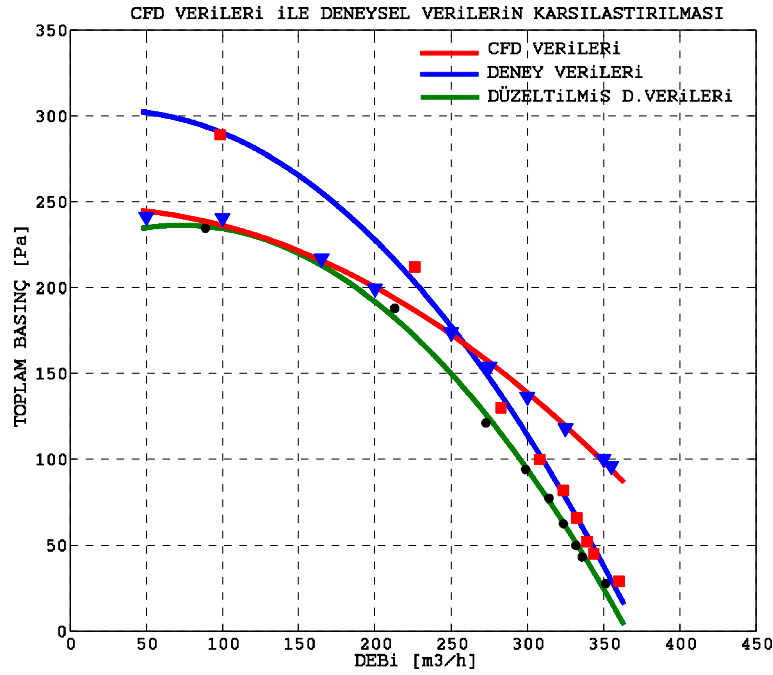


Şekil 4.28: Vantilatörün (deneylerle elde edilen) statik basınca bağlı karakteristik eğrisi.



Şekil 4.29: Vantilatörün (deneylerle elde edilen) toplam basınca bağlı verim eğrisi.

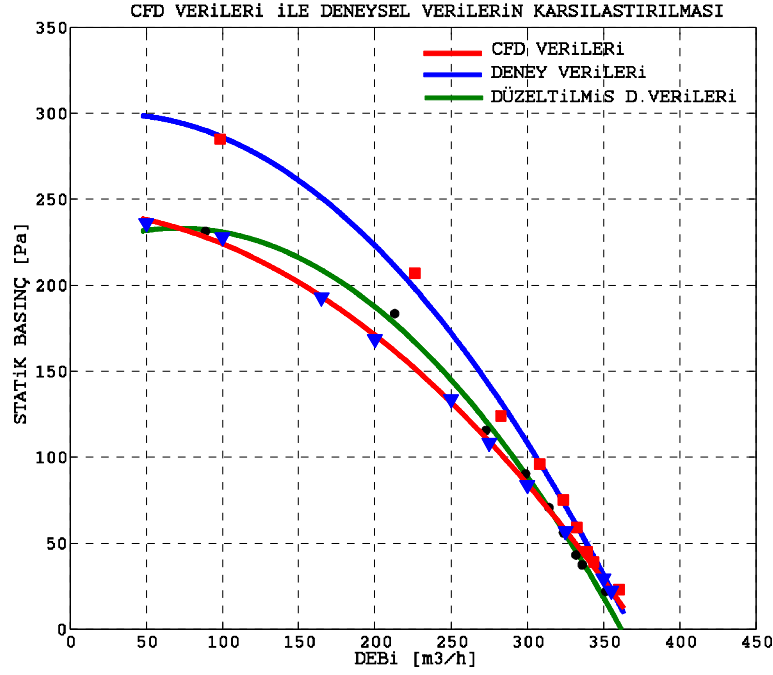
Deney sonuçları ile analiz sonuçları kabul edilebilir bir düzeyde uyum göstermektedir. Üzerinde analiz yapılan tesisatının geometrisi deney tesisatından farklıdır. Bu sebeple performans eğrilerinde farklılıklar gözlemlenmiştir. Bunun dışında analizlerde çarkın dönme hızı ($n = 2500 \text{ d/d}$) sabittir. Deneyde ise dönme hızı $2550 - 2800 \text{ d/d}$ aralığında değişmektedir. Devrin debi ve basınca direk olarak etki ettiği çark benzeşim kanunları çerçevesinde açıklanmıştır. Bu durum da göz önünde bulundurulduğunda farklılığın sebebi anlaşılabilecektir.



Şekil 4.30: Analiz ve deneylerle elde edilen toplam basınca bağlı performans eğrilerinin karşılaştırılması.

Deney verileri ile CFD verileri kullanılarak oluşturulan performans eğrileri Şekil 4.30 ve Şekil 4.31 'de görülmektedir. Eğriler arasındaki uyumsuzluğun temel kaynağı çarkın dönüş hızıdır. Bu etkiyi ortadan kaldırmak için deney verilerini çark dönüş hızıyla orantısal olarak değiştirerek elde ettiğimiz “düzeltilmiş” deney verilerinin analiz verileriyle sağladığı uyum grafiklerde görülmektedir.

Toplam basınca bağlı performans eğrisinde, düşük debi değerlerinde daha yüksek bir uyum olduğu görülmektedir. Serbest çalışma bölgesine yaklaşıldıkça farklılıklar oluşmaktadır. Yüksek debilerde kanal içerisindeki akışkanın ortalama hızı artacağından, kayıplar da hız değeriyle orantısal olarak artmaktadır.



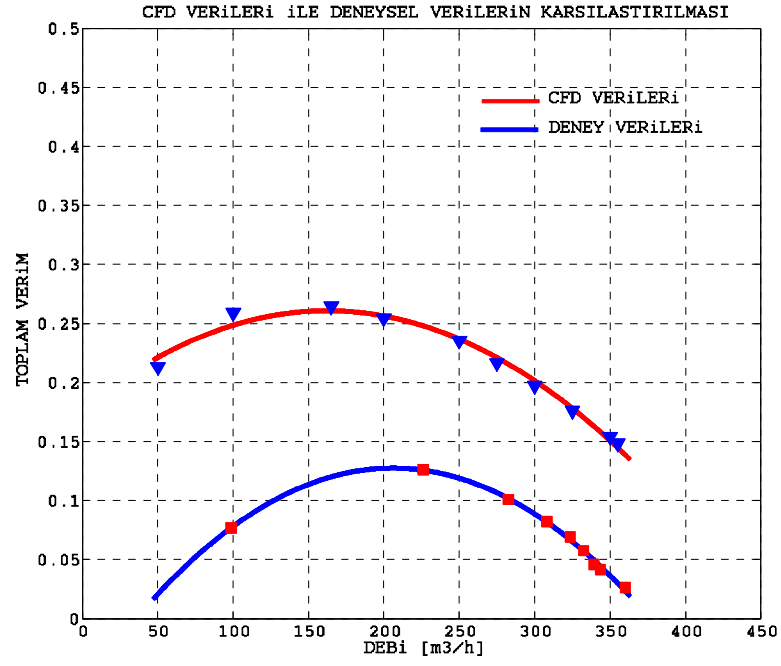
Şekil 4.31: Analiz ve deneylerle elde edilen statik basınca bağlı verim eğrilerinin karşılaştırılması.

Statik basınca bağlı performans eğrisinde de iki metotla elde edilen verilerin ilk bakışta yüksek bir uyumluluğa sahip olmadığı görülmektedir. Toplam basınç eğrisinde yaptığımız düzenlemeyi statik basınca bağlı performans eğrisinde uyguladığımızda sonuçların neredeyse %100 uyumlu olduğu görülmektedir.

Bu sayede analizlerle elde edilen verilerin doğruluğu kanıtlanmış olmaktadır.

Analizler ve deneyler sonucunda elde edilen verim eğrileri Şekil 4.32 'de görülmektedir. Performans eğrilerinin aksine verim eğrilerinde iki farklı metotla elde edilen eğrilerin birbirinden çok farklı olduğu görülmektedir. Yukarıda performans eğrileri arasındaki farklılıklara sebep olduğunu öngördüğümüz parametreler dolaylı olarak burada da etkili olmakla beraber, buradaki uyumsuzluğun en temel sebebi analizlerde verimin hesaplanmasında çarka aktarılan gücün kullanılmış olmasıdır. Deney hesaplamalarındaysa bundan farklı olarak verimin hesaplanmasında motorun giriş gücü kullanılmıştır. Çark üzerinde kullanılan motora ilişkin kısa bir bilgi geçtiğimiz bölümlerde verilmiştir. Bu tür elektrik motorlarının verimlerinin optimum çalışma noktasında bile %50 civarında olduğu düşünülürse bu farklılığın normal olduğu anlaşılabacaktır. Ayrıca verim eğrilerinin karakteristik olarak benzer olduğu ve pik noktalarının birbirine uyumlu olduğu da göz önünde bulundurulursa

her iki metotla elde edilen sonuçta da optimum çalışma noktasının birbirine yakın olması da sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu anlamına gelmektedir..



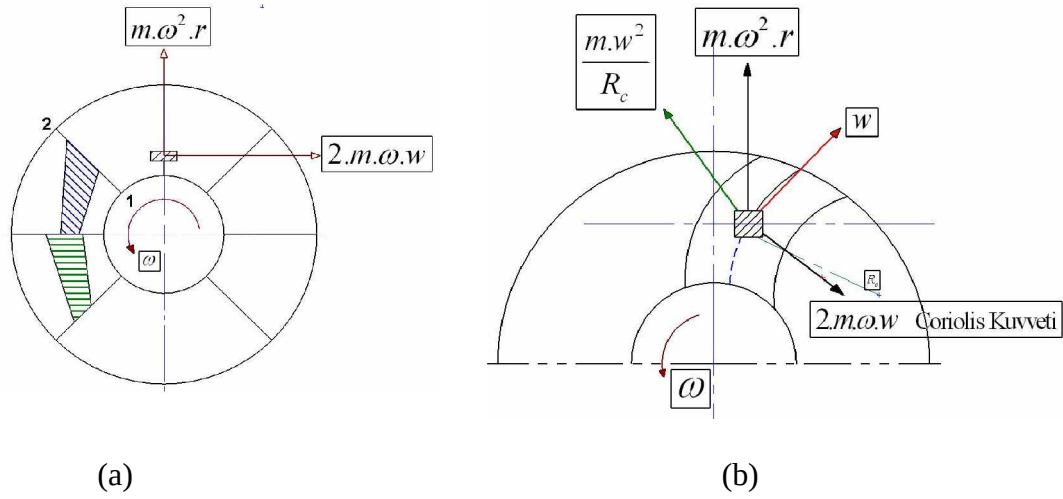
Şekil 4.32: Analiz ve deneylerle elde edilen verim eğrilerinin karşılaştırılması.

5. YENİ ÇARK TASARIMI

5.1. Giriş

Geçtiğimiz bölümlerde mevcut ürün üzerinde yapılan CFD ve deney çalışmaları sonucunda elde edilen sonuçlar ve ürün içerisindeki akışın özellikleri incelenerek performansın geliştirilmesi için geriye eğik kanatlı bir çark tasarımının olumlu sonuçlar vereceği öngörülmüştür. Çarkın tasarımı teorik hesaplamalara uygun olarak yapılmıştır. Bu çarkın geriye eğik kanatlı olarak tasarlanmasına, mevcut ürün üzerinde yapılan analiz neticeleri incelenerek karar verilmiştir. Mevcut ürün içerisindeki çarkı terk eden akışkanın yüksek hızlara sahip olduğu bu sebeple de kayıpların arttığı önceki bölümlerde belirtilmiştir. Ayrıca kanatların emme ve basma yüzeylerindeki basınç dağılımları da göz önünde bulundurularak geriye eğik kanatlı, daha büyük kanat eğrilik yarıçapına sahip bir çark tasarımının bu yüksek basınç farklılığını ortadan kaldıracağı ve performansın artmasını sağlayacağı öngörülmüştür. Bunun sebebini çark içerisindeki diferansiyel bir elemana etkileyen kuvvetlerle açıklayabiliriz.

Şekil 5.1 (a)'da radyal kanatlı çark içerisindeki diferansiyel elemana etkileyen kuvvetler görülmektedir. Radyal kanatlı bir çarkta 2 farklı kuvvet oluşacaktır. Bunlardan birincisi çarkın sahip olduğu açısal hız sebebiyle oluşan merkezkaç kuvvetidir ve diğeryse Coriolis kuvvetidir. Kanat formu ne olursa olsun çark çapı değişmediği sürece merkezkaç kuvveti değişmeyecektir. Ancak kanadın eğrilik yarıçapına sahip olması durumunda bu eğrilik yarıçapı sebebiyle bir kuvvet oluşacaktır. Bu kuvvet Coriolis kuvvetini karşılayacağından kanatların emme ve basma yüzeyi arasındaki basınç farkı azalacaktır. Bu farklılığın azalması da basma yüksekliğini olumlu etkileyecektir (Eck, 1972).



Şekil 5.1: (a) Radyal kanatlı bir çark üzerindeki diferansiyel elemana etkiyen kuvvetler (b) Eğrilik yarıçapına sahip bir çark üzerindeki diferansiyel elemana etkiyen kuvvetler.

5.2. Teorik Hesaplamalar

Tez kapsamında önceki bölümlerde açıklanan bir boyutlu teorik hesaplamaların pratik bir şekilde kullanılabilmesi için Visual Basic ortamında bu hesaplamaları yapabilen kullanıcı ara yüzüne sahip bir program geliştirilmiştir.

Bu program kullanılarak tasarım parametreleri girildikten sonra çarkın tüm geometrik büyüklükleri hesaplanabilmektedir. Hazırlanan program sadece geriye eğik kanatlı tipteki çarkların tasarımında kullanılabilmektedir. Ancak bu hesaplamaların geriye doğru kontrollerle yapıldığı düşünülürse, program bir boyutlu teorik hesaplamaların hızla, pratik bir şekilde yapılabilmesine olanak sağlayacaktır.

The screenshot shows the 'TEORİK HESAPLAMA' (Theoretical Calculations) program interface. It features a blue title bar and a main window with a light blue background. The interface includes several input fields and dropdown menus for user input, and a 'HESAPLA' (Calculate) button.

TEORİK HESAPLAMA	
Statik Basınç Farkı [Pa]	Mekanik Verim Seçiniz
Debi [m3/h]	Kaçak Verim Seçiniz
Devir Sayısı [d/d]	Pfleiderer Sabiti
Yoğunluk [kg/m3]	Daralma Faktörü
Sac Kalınlığı [mm]	
HESAPLA	

Şekil 5.2: Teorik hesaplamalar için hazırlanan programın kullanıcı arayüzü.

TEORİK HESAPLAMA

Statik Basınç Farkı [Pa]	300	Mekanik Verim Seçiniz	0.95
Debi [m ³ /h]	460	Kaçak Verim Seçiniz	0.96
Devir Sayısı [d/d]	2500	Pfleiderer Sabiti	5
Yoğunluk [kg/m ³]	1.225	Daralma Faktörü	0.95
Sac Kalınlığı [mm]	0.6	HESAPLA	

Çark Giriş Çapı	122 mm	Çark Çıkış Çapı	180 mm
Kanat Giriş Açısı	21°	Kanat Çıkış Açısı	31°
Kanat Giriş Eni B ₁	59 mm	Kanat Çıkış Eni B ₂	49 mm
Shroud Eğrilik Yarıçapı	17 mm	Kanat Eğrilik Yarıçapı	11 mm
Kanat Sayısı	10 Adet	YENİDEN HESAPLA	

Şekil 5.3: Hazırlanan programla elde edilen geometrik büyüklükler.

5.2.1. Tasarım Parametreleri

Statik basınç farkı: $\Delta P = 300 Pa$

Debi: $Q = 460 m^3 / saat$

Dönüş Hızı: $n = 2500 d / d$

5.2.2. Hesaplanan Geometrik Büyüklükler

Çark Giriş Çapı: $D_1 = 120 mm$

Çark Çıkış Çapı: $D_2 = 180 mm$

Kanat Giriş Açısı: $\beta_1 = 21^\circ$

Kanat Çıkış Açısı: $\beta_2 = 31^\circ$

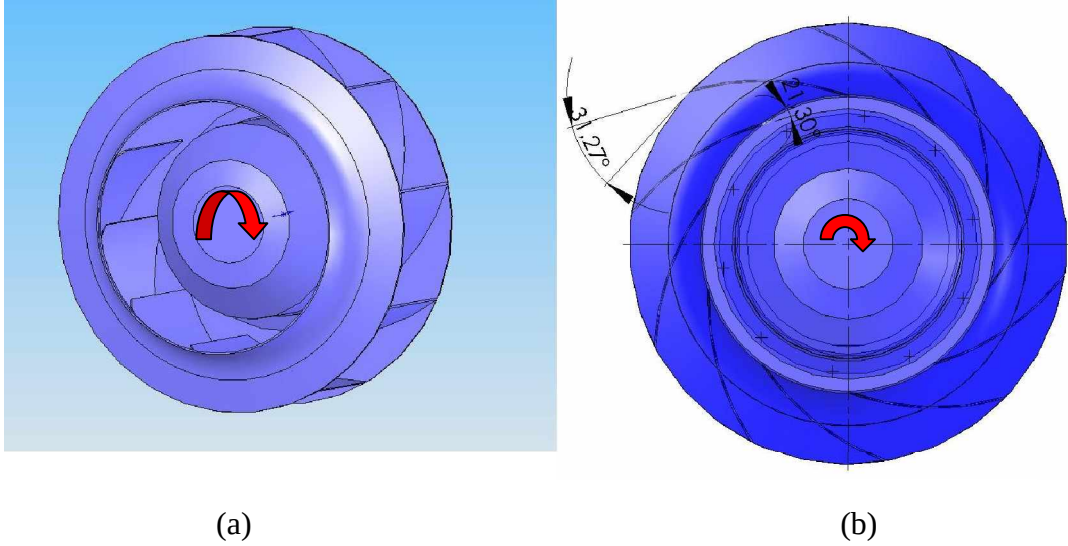
Kanat Giriş Eni: $B_1 = 60 mm$

Kanat Çıkış Eni: $B_2 = 48 mm$

Kanat sayısı: $Z = 10$

Shroud Eğrilik Yarıçapı: $r_D = 20 \text{ mm}$

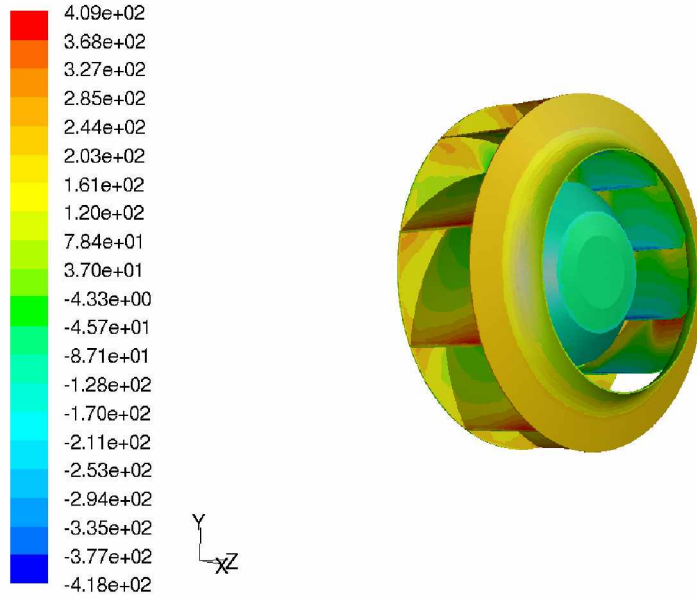
Kanat Eğrilik Yarıçapı: $r = 11 \text{ mm}$



Şekil 5.4: (a)Tasarlanan çarkın genel görünümü (b) Tasarlanan çarkın kanat açıları.

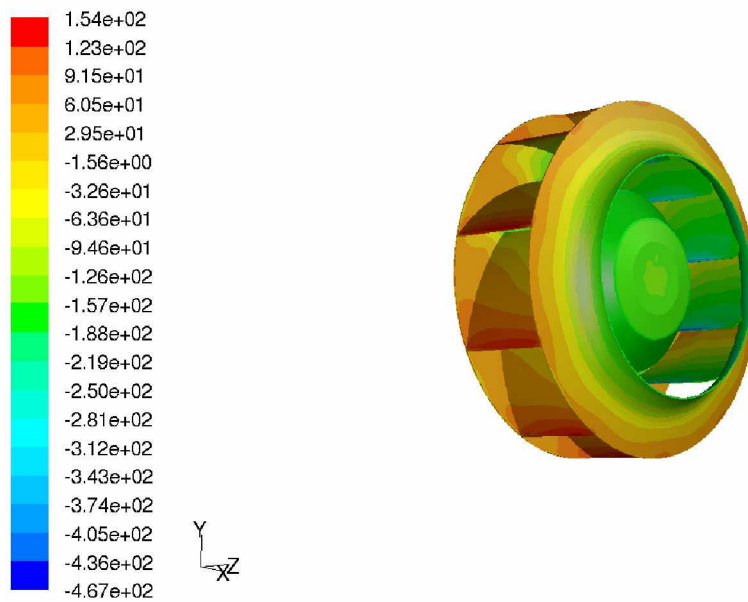
5.2.3. Tasarlanan Çark Kullanılarak Yapılan Analiz Sonuçları

Mevcut ürünün geliştirilmesi amacıyla, yapılan analiz ve deneyler sonucunda elde edilen performans karakteristikleri göz önüne alınarak tasarlanacak çarkın tasarım parametreleri belirlenmiştir. Bunu takiben bir boyutlu teorik hesaplama esasları kullanılarak çarkın geometrik büyüklükleri elde edilmiştir. Ayrıca tasarım öncesinde belirlenen hedeflere ulaşıp ulaşılmadığının anlaşılması için mevcut ürün üzerinde yapılan analizlere gerek mesh yapısı gerekse sınır koşulları açısından uyumlu analizlerin yapılması şarttır. Bu sebeple tasarlanan çark, mevcut ürün üzerinde hiçbir değişiklik yapılmadan eski çark yerine konumlandırılmıştır ve mevcut ürün üzerinde yapılan analiz yöntemleri yeni çarklı duruma uygulanarak sonuçlar elde edilmiştir.



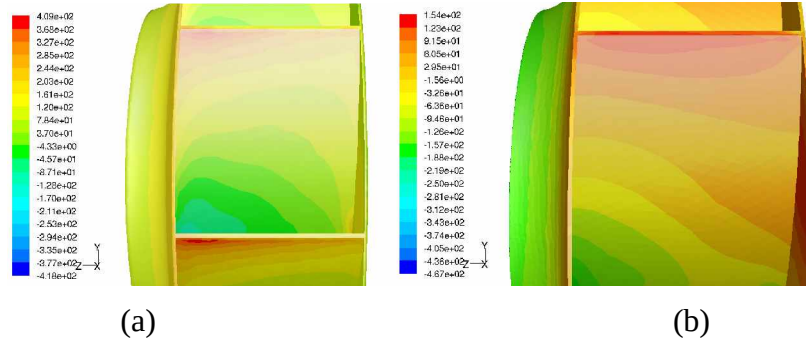
Şekil 5.5: Çark üzerinde toplam basınç dağılımı.

Verimi yüksek bir fan tasarlanabilmesi için gövde ve çark içerisinde oluşan akışın yapısına ilişkin detaylı bilgiye ihtiyaç vardır (**Klemm ve Gabi, 2003**). Şekil 5.5 ve Şekil 5.6 ' da tasarlanan çark üzerinde toplam ve statik basınç dağılımları görülmektedir. Mevcut ürün üzerinde kullanılan çark üzerinde oluşan toplam ve statik basınçlar arasındaki farkın yüksek oluşuna değinilmişti. Bu değer tasarlanan çark üzerinde $\approx 255 Pa$ olarak gerçekleşmiştir. Bu gelişme de kayıplara sebep olduğunu söylediğimiz çark içerisindeki yüksek akışkan hızının düşürüldüğü anlamına gelmektedir ki bu durum verimi olumlu yönde etkileyecektir.

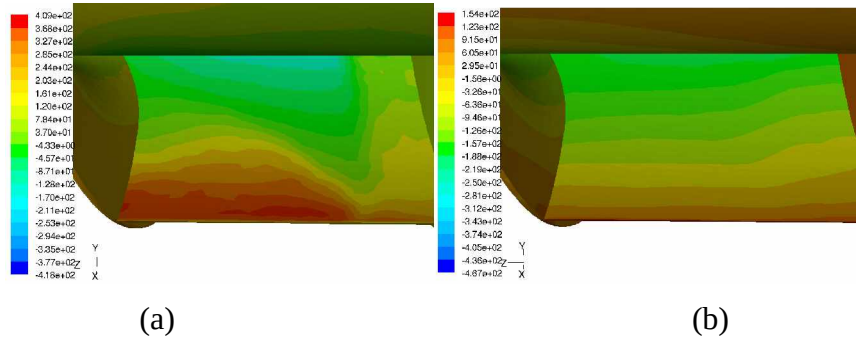


Şekil 5.6: Çark üzerinde statik basınç dağılımı.

Tasarlanan çark üzerinde yapılan analizler sonucunda çark çıkışındaki ortalama akışkan hızının $v_{ort} = 13,3 \text{ m/s}$ olduğu tespit edilmiştir. Eski çarka oranla düşük olan bu hız çark çıkışından ürün çıkışına kadar olan bölgedeki basınç kayıplarını da olumlu yönde etkileyecektir ve verimin yükselmesini sağlayacaktır.

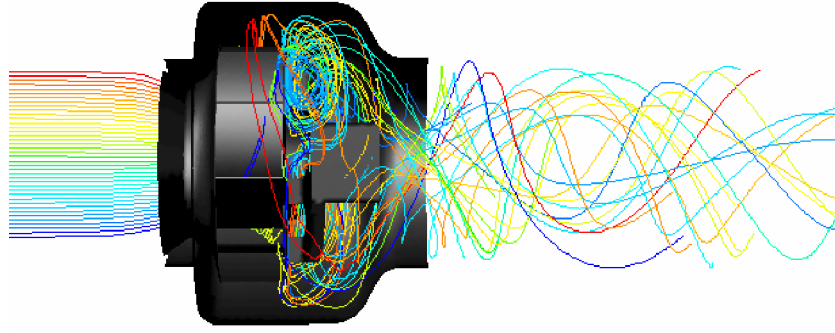


Şekil 5.7: (a) Kanat basma yüzeyinde toplam basınç dağılımı. (b) Kanat basma yüzeyinde statik basınç dağılımı.

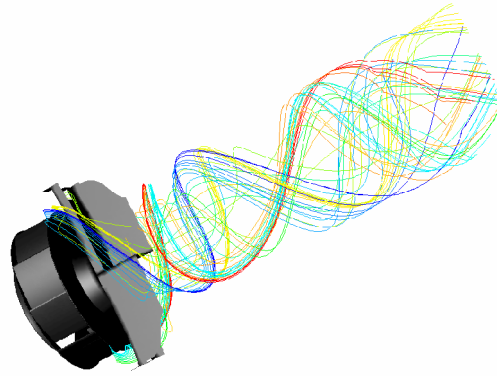


Şekil 5.8: (a) Kanat emme yüzeyinde toplam basınç dağılımı. (b) Kanat emme yüzeyinde statik basınç dağılımı.

Yeni çark kanatlarının emme ve basma yüzeylerinde oluşan toplam ve statik basınç dağılımları Şekil 5.7 ve Şekil 5.8 'de görülmektedir. Eski çarklı durumda iki yüzey arasındaki basınç farklılığının yüksek olduğu ve bunun da kayıplara sebep olduğu açıklanmıştır. Yeni çark üzerindeyse her iki yüzeyde de uniform bir basınç dağılımı mevcuttur. Ayrıca iki yüzey arasındaki basınç farkı azalmıştır ki bu da kayıpları azaltacaktır ve verimin artmasını sağlayacaktır. Geriye eğik kanatlı çark tasarımının verim eğrileri üzerindeki etkilerinden ilerde tekrar bahsedilecektir.

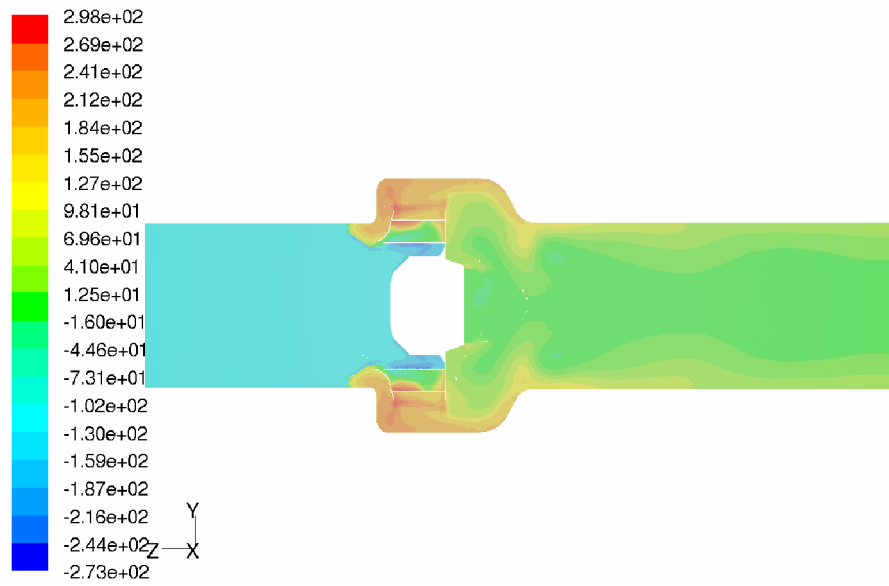


(a)



(b)

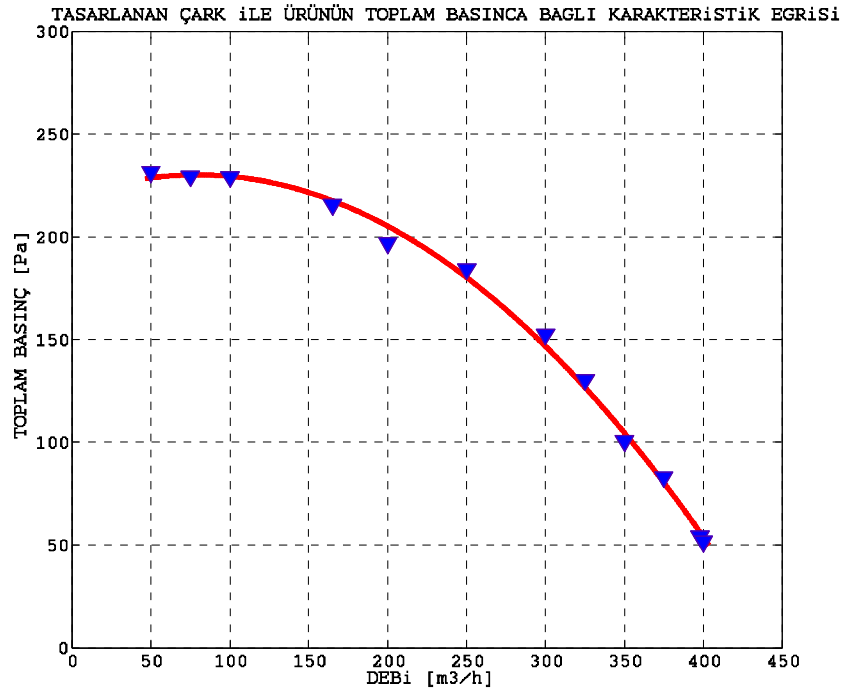
Şekil 5.9: (a) Vantilatör üzerinde akım iplikçikleri. (b) Çark çıkışından itibaren akım iplikçikleri.



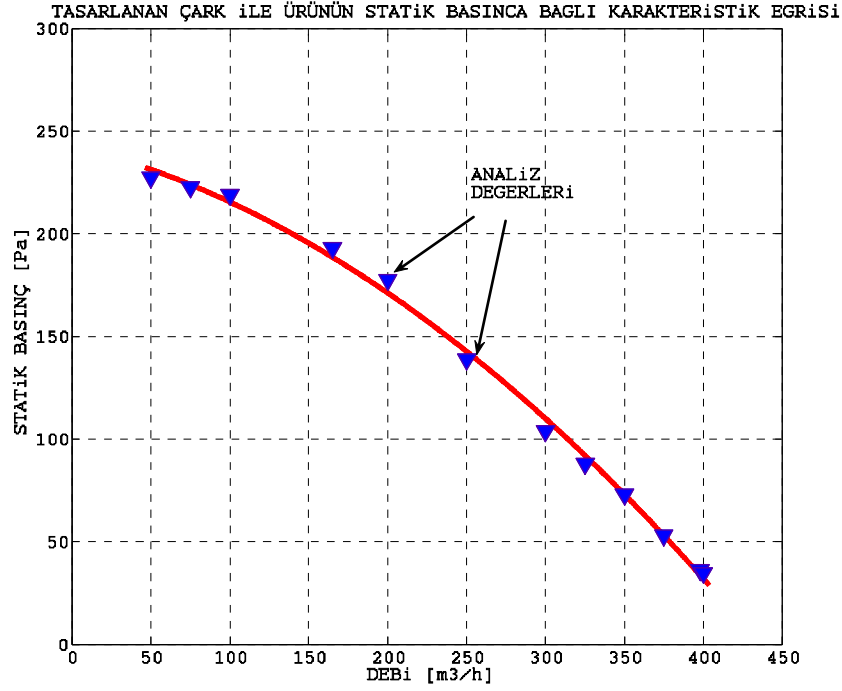
Şekil 5.10: Yeni çarklı durumda akış kesiti üzerinde toplam basınç dağılımı.

Şekil 5.9 ve Şekil 5.10 ‘da sırasıyla akış kesiti boyunca akım iplikçikleri ve toplam basınç dağılımı görülmektedir. Akım iplikçikleri yeni çarklı durumda da akışın helikoidal karakterinin devam ettiğini göstermektedir. Tasarım ve geliştirme çalışmalarının ilk aşamasında ürünün performans ve veriminin yeni bir çark tasarımıyla artırılması planlanmıştır. İkinci aşamadaysa yeni çarklı durumda da yüksek açısız hızlarla kanal boyunca ilerleyen akışın doğrusallaştırılmasıyla ilgili çalışmalara yer verilecektir.

Yeni çarkın performans üzerindeki etkilerinin anlaşılması için analizlerde mevcut ürün üzerinde uygulanan debi sınır şartları kullanılmıştır.

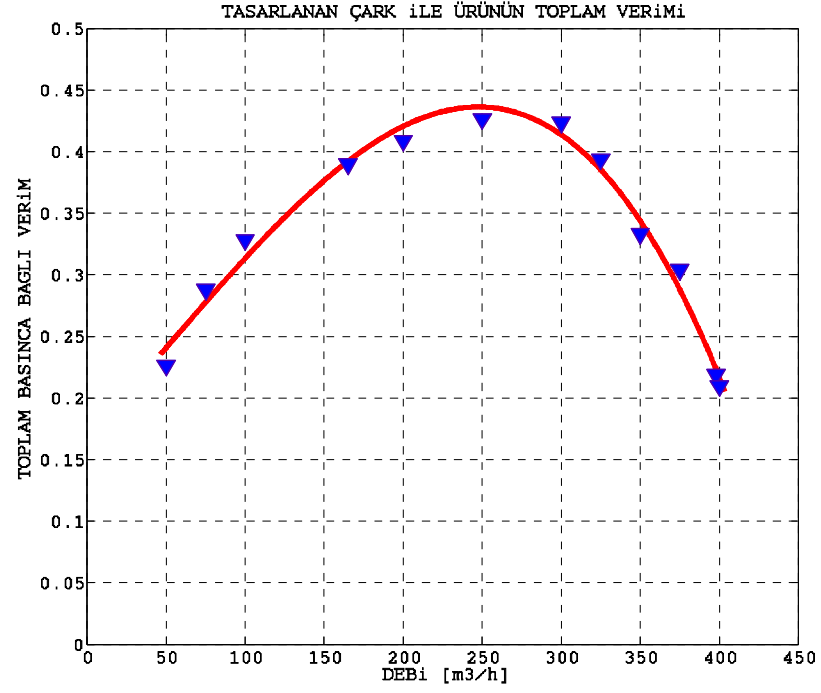


Şekil 5.11: Yeni çarklı ile vantilatörün toplam basınca bağlı karakteristik eğrisi.

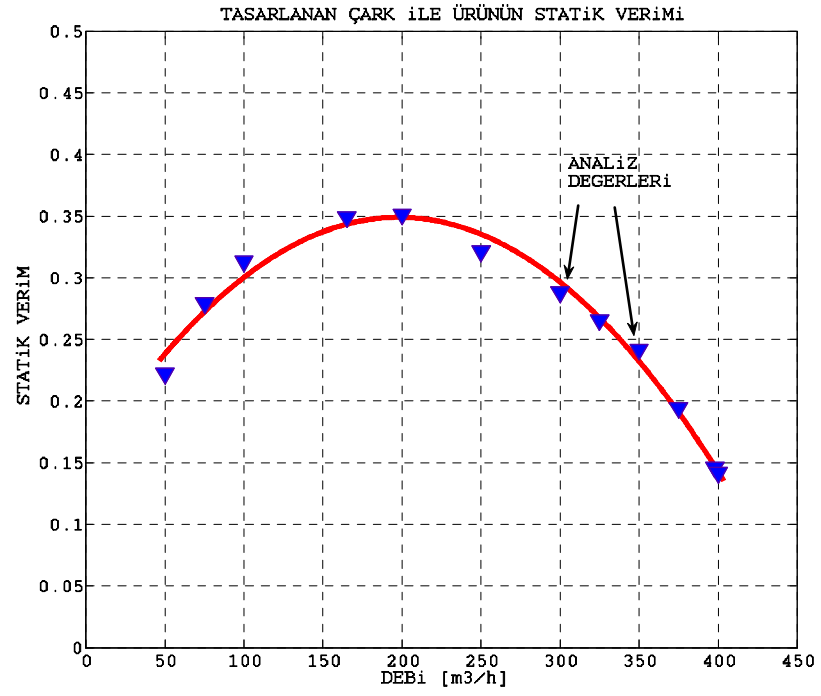


Şekil 5.12: Yeni çark ile vantilatörün statik basınca karakteristik eğrisi.

Şekil 5.11 ve Şekil 5.12 ‘de yeni çarklı durumda ürünün performans eğrileri görülmektedir. Sonuçların tasarım parametrelerine birebir uyumlu olması mümkün değildir. Ancak burada çark geometrisi oluşturulurken belirlenen tasarım parametreleri ile eğriler üzerindeki optimum çalışma noktası arasında önemli bir fark görülmektedir. Bunun sebebi; bir boyutlu çark teorik tasarım metodunda yapılan kabullerdir. Bundan daha önemli olarak çarkın tasarımında, ürün geometrisinin etkilerinin yansıtılabileceği bir katsayı kullanılmamış olmasıdır. Üzerinde çalışılan geometri ile ilgili literatürde buna ilişkin deneysel katsayılar mevcut değildir. Buna karşın salyangoz gövdeli fanlar için deney ve tecrübeler sonucu elde edilmiş katsayılar mevcuttur ki bu katsayılar tasarım parametreleri ile optimum çalışma noktası arasındaki uyumu önemli ölçüde arttırmaktadır.



Şekil 5.13: Yeni çark ile vantilatörün toplam basınca bağlı verim eğrisi.



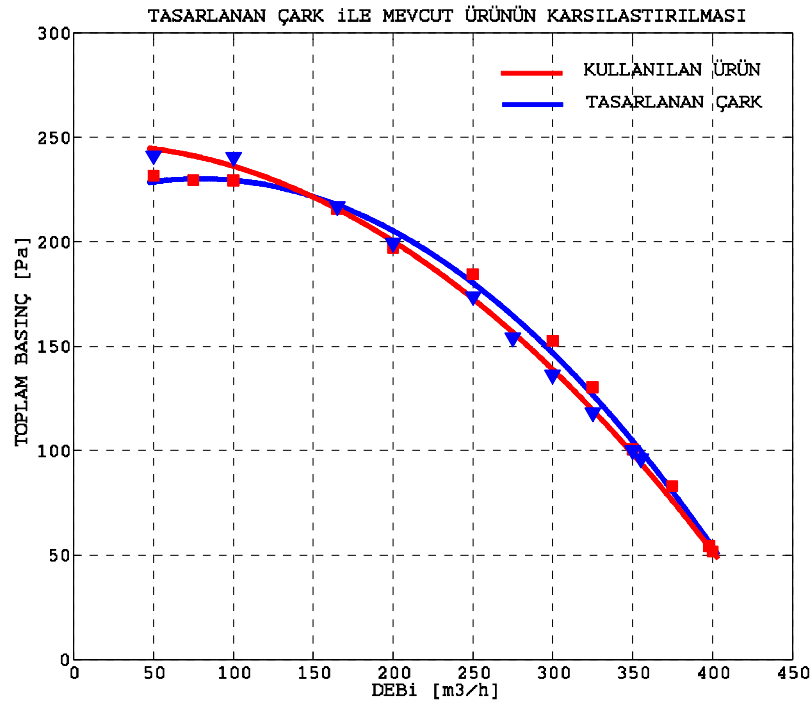
Şekil 5.14: Yeni çark ile vantilatörün statik basınca bağlı verim eğrisi.

5.3. Tasarlanan Çark ile Mevcut Çarkın Simülasyon Sonuçlarının Karşılaştırılması

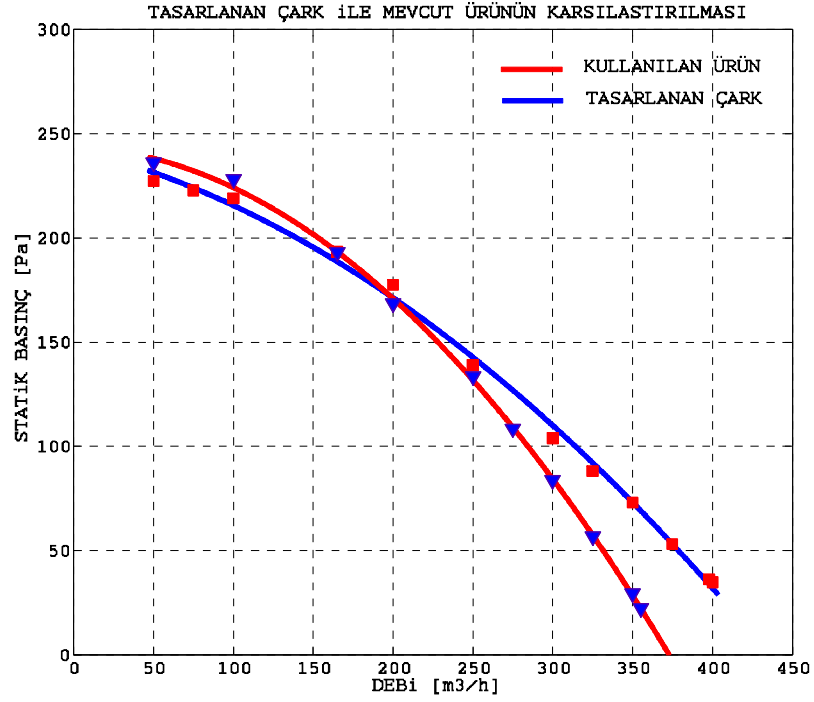
Ürün içerisinde tasarlanan çark kullanılarak yapılan analizler sonunda elde edilen performans eğrileri ile mevcut ürünün performans eğrilerinin benzerliği Şekil 5.15 ve Şekil 5.16 'da görülmektedir. Bu eğrilerin benzerliği her iki ürünün de benzer çalışma aralıklarına sahip olduğunu göstermektedir.

Ancak Şekil 5.17 ve Şekil 5.18 'de görülmekte olan karşılaştırmalı grafikte ürünün verim değerlerinin ciddi oranlarda arttığı gözlemlenmiştir.

Performans eğrileri ile verim eğrileri birlikte incelendiğinde ürünün ilk halinde $\Delta p = 200 \text{ Pa}$, $Q = 180 \text{ m}^3/\text{h}$ olan optimum çalışma noktasının $Q = 250 \text{ m}^3/\text{h}$, $\Delta P = 200 \text{ Pa}$ olarak değiştiği görülebilecektir. Böylece ürünün aynı karşı basınç etkisi altında daha yüksek debileri iletebilmesi sağlanmıştır.

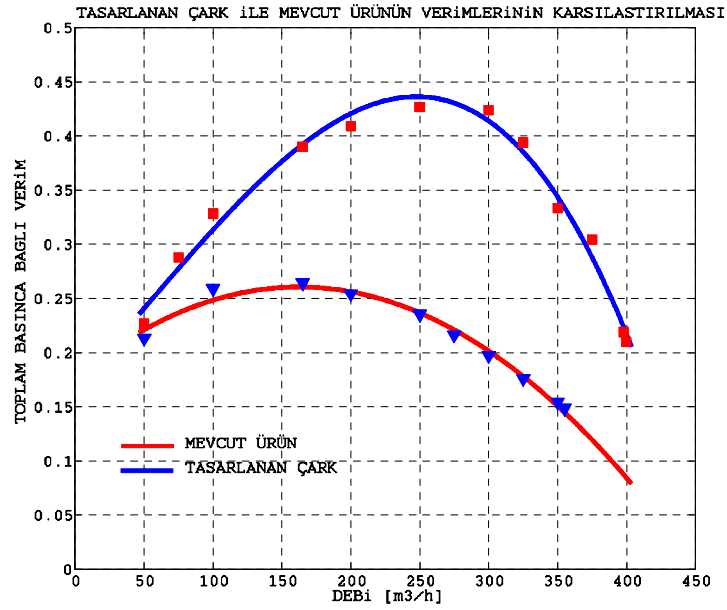


Şekil 5.15: Tasarlanan çark ile mevcut ürünün toplam basınca bağlı performans eğrilerinin karşılaştırılması.



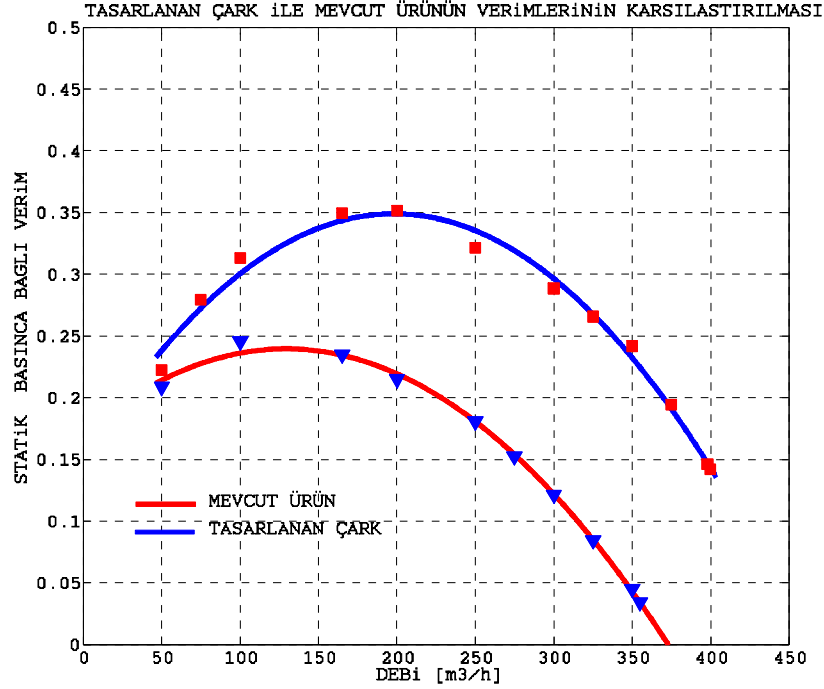
Şekil 5.16: Tasarlanan çark ile mevcut ürünün statik basınca bağlı performans eğrilerinin karşılaştırılması.

Şekil 5.17 ve Şekil 5.18 ‘deki grafiklerde eski ve yeni çarklı durumdaki verim eğrileri görülmektedir. Yeni çarkın ürün verimini yükselttiği görülmektedir. Bunun en temel sebebi geriye eğik kanatlı çark kullanımı ile çark çıkışındaki akışkan hızının azaltılmış olmasıdır.



Şekil 5.17: Tasarlanan çark ile mevcut ürünün toplam basınca bağlı verim eğrilerinin karşılaştırılması.

Ayrıca kanatların emme ve basma yüzeylerindeki basınç farklılığı da büyük eğrilik yarıçapına sahip kanat formu kullanımı sayesinde azaltılmıştır ki bu da kayıpları azaltmıştır.

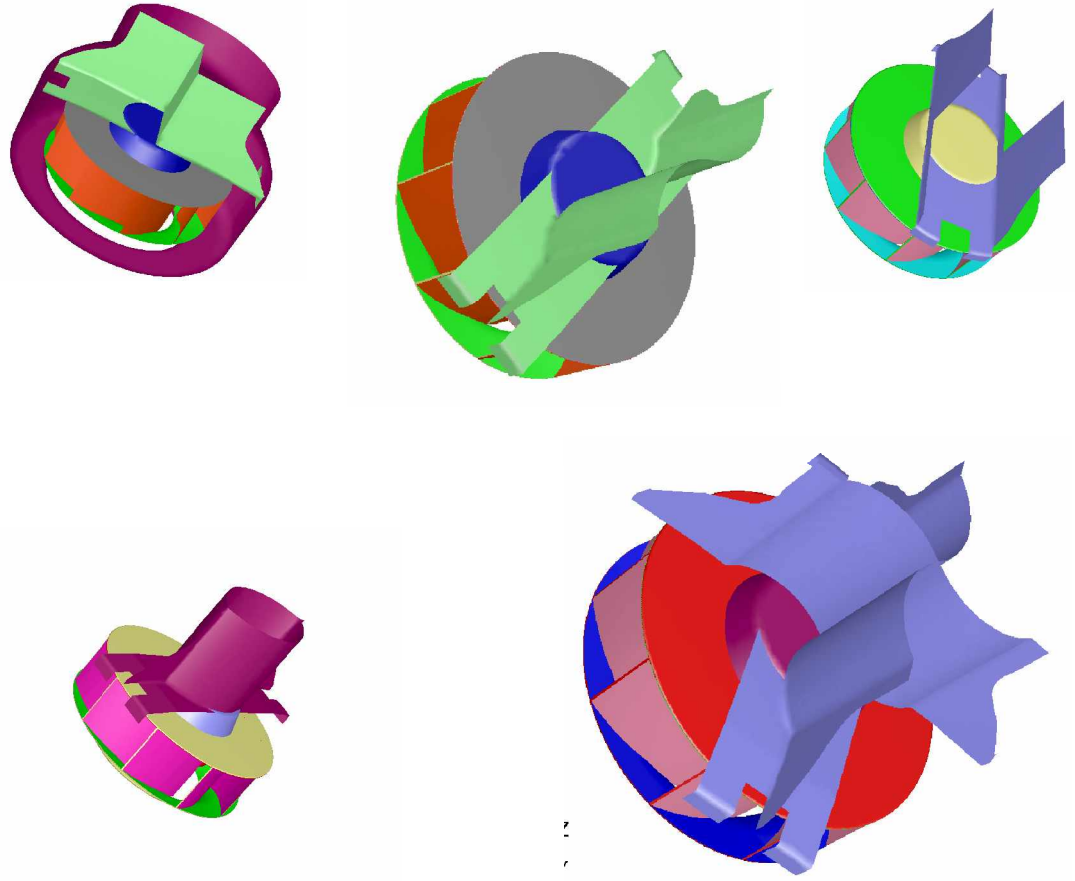


Şekil 5.18: Tasarlanan çark ile mevcut ürünün statik basınca bağlı verim eğrilerinin karşılaştırılması.

5.4. Akış Yönlendiricisi Üzerinde Yapılan Çalışmalar

Performansın geliştirilmesi için öncelikle havaya gerekli enerjiyi veren çark üzerinde çalışılmıştır. İkinci aşamadaysa gövde içerisindeki akış yönlendiricisi boyunca oluşan kayıplar ve ürün çıkışında akışın karakteristiği incelenmiştir. Bu noktada herhangi bir matematiksel modelleme olmadığı için yapılan çalışmalar CFD analizleri yapılarak karşılaştırmalı olarak yürütülmüştür.

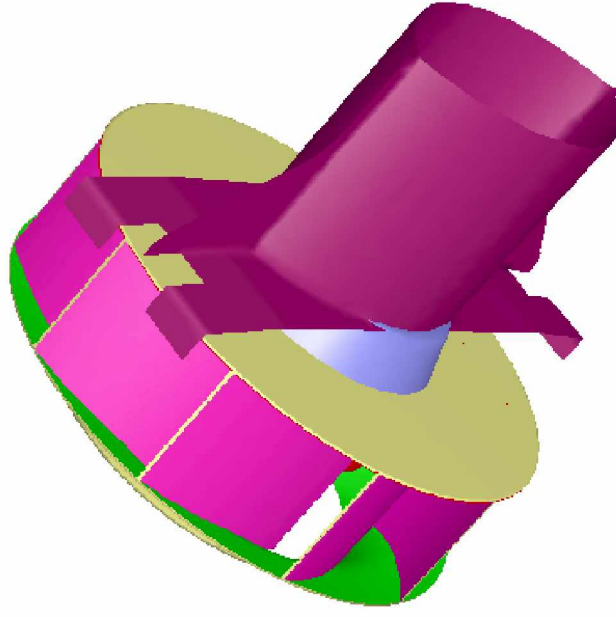
Bu amaçla akışın doğrusal bir karakteristiğe sahip olabilmesi için akış yönlendiricisinin nasıl bir geometriye sahip olması gerektiği üzerinde bazı denemeler yapılmıştır. Bu geometriler kullanılarak yapılan CFD analizleriyle bir tür deneme-yanılma yöntemi izlenmiştir.



Şekil 5.19: Yönlendirici geometrisi üzerinde yapılan çalışmalar.

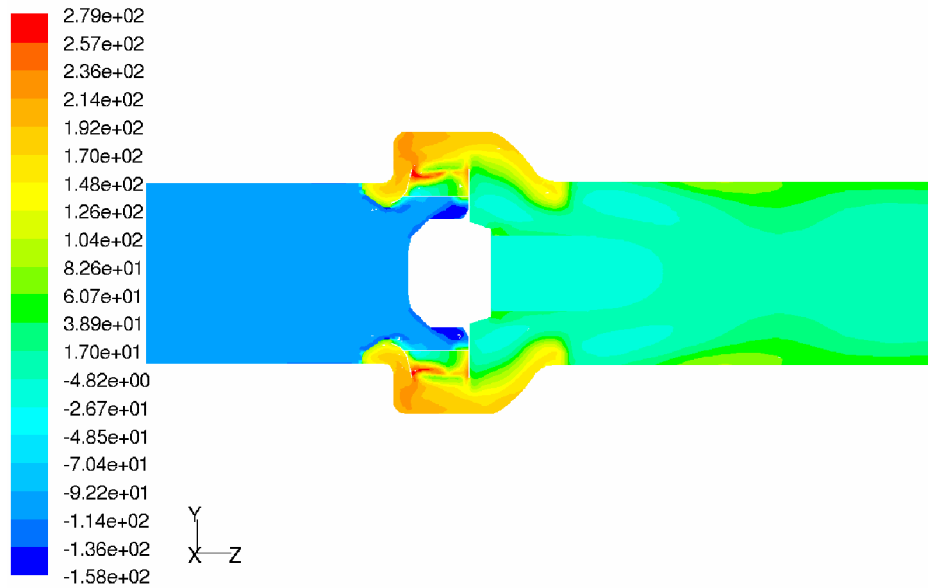
Şekil 5.19 ‘da görülmekte olan farklı yönlendiriciler üzerinde analizler yapılmıştır. İlk olarak yönlendiricinin formu üzerinde değişiklik yapılmamış ve yönlendiricinin boyu gövdenin çıkış kesitine kadar uzatılmıştır. Bundan sonraki denemelerde yönlendiricinin iki kanadı arasında bulunan ara levha çıkarılarak analizler yapılmıştır. Bunu takiben de eğrilik yarıçapına sahip doğrusal bir yönlendirici üzerinde analizler yapılmıştır. Bu geometrilerle yapılan analiz sonuçlarında olumlu sonuçlara ulaşılamamıştır. Denenen diğer geometrilerdeyse ilk üç geometriye oranla olumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Şekil 5.20’ de görülmekte olan oval geometriye sahip yönlendirici kullanıldığında çıkış kesitindeki hava akışı ilk duruma oranla yeterli derecede doğrusallaştırılamamıştır ve yönlendirici boyunca oluşan kayıplar da arttığı için vantilatör verimi düşmüştür.



Şekil 5.20: Oval geometriye sahip yönlendiricinin genel görünümü.

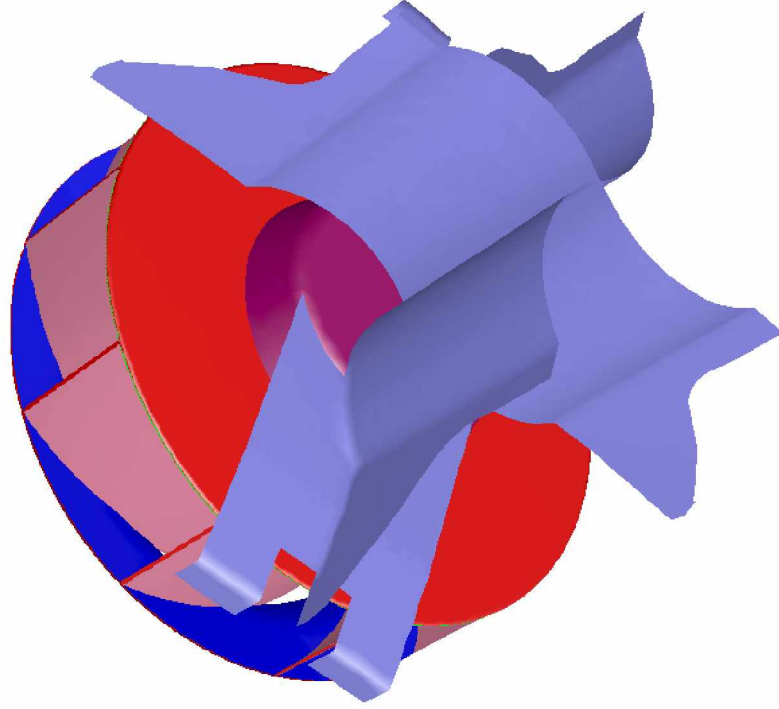
Çark içerisinde çıkan açılmalara sahip akışkanın çıkış borusu boyunca oluşturduğu toplam basınç dağılımı akışın karakteristiğinin anlaşılması için yeterli bilgiyi vermektedir. Şekil 5.21 'de giriş ve çıkış kesitleri boyunca oluşan basınç dağılımları görülmektedir. Girişte doğrusal bir karakteristiğe sahip olan akışkan uniform bir basınç dağılımı oluşturmaktadır. Çıkışta ise bu durumun aksine akış kesiti boyunca farklı basınç değerleri gözlemlenmektedir.



Şekil 5.21: Oval yönlendiricili durumda akış kesiti boyunca toplam basınç dağılımı.

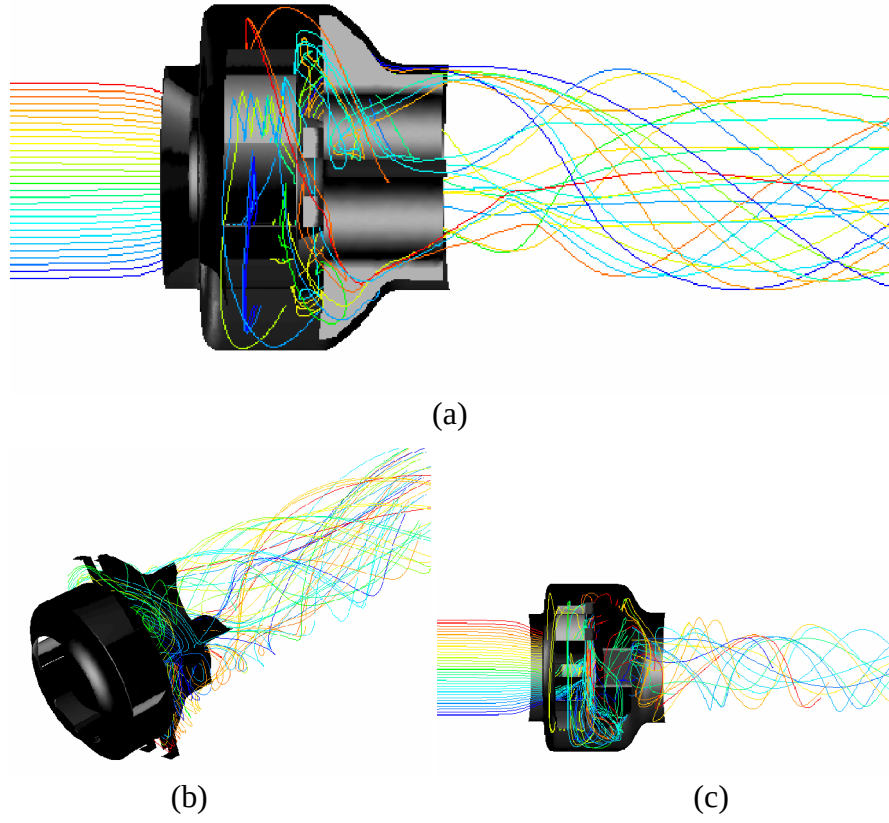
Oval formdaki yönlendiricinin tasarımında, akış boyunca konumlanan akış karakteristiğine uygun geometrilerin kayıpları azaltacağı düşüncesinden yola çıkılmıştır. Ancak istenilen sonuca ulaşamamıştır.

Yönlendirici üzerinde yapılan çalışmalar sonucunda en iyi sonuçlara Şekil 5.22 ‘de görülen yönlendirici geometrisi kullanılarak ulaşılmıştır.

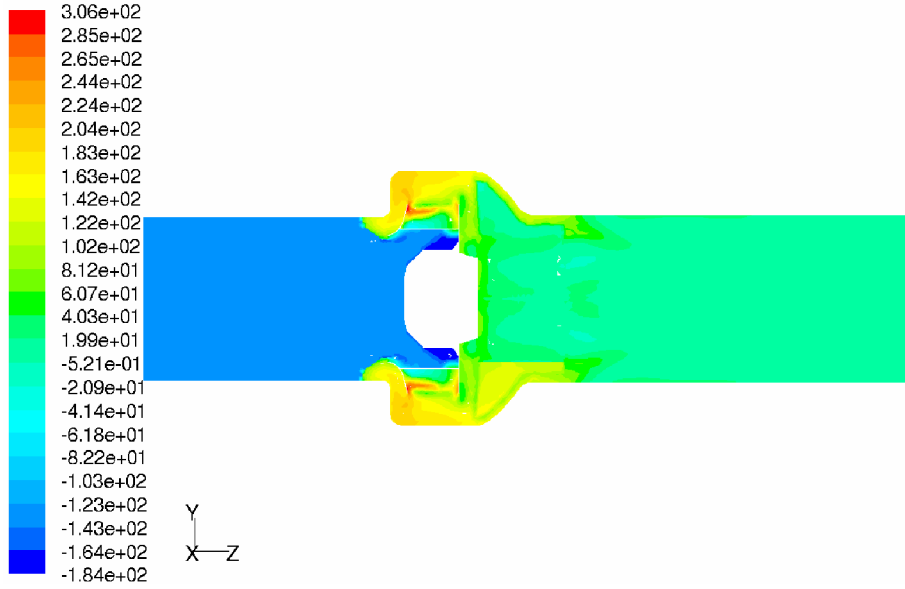


Şekil 5.22: Eğrilik yarıçaplı 4 kanatlı yönlendirici geometrisi.

Bu geometrinin tasarımında yönlendiricinin çarkın hemen arkasında konumlandırılan sabit kanatlar gibi bir işleve sahip olacağı düşünülmüştür. Analiz sonuçlarında Şekil 5.23 ‘te görülmekte olan akış karakteristiğine ulaşılmıştır. Akım iplikçikleri incelenerek bu tasarımın olumlu sonuçlar verdiği görsel olarak anlaşılabilceği gibi Şekil 5.24 ‘akış kesiti boyunca oluşan basınç dağılımı incelenerek de akışın eski duruma oranla doğrusallaştırılabildiği görülebilecektir. Ancak bu tasarım sonucunda da kanatlar arasında oluşan vorteksler sebebiyle toplam basınca bağlı performans ve verim eğrilerinde düşüşler gözlemlenmiştir. Diğer taraftan doğrusallaştırılmış bir akışın kanal boyunca ilerlerlerken daha düşük kayıplar yaratacağı düşünülürse bu tasarımla nispeten olumlu sonuçlar elde edildiği düşünülebilir.



Şekil 5.23: (a) Vantilatör üzerinde akım iplikçikleri. (b) Çark çıkışından itibaren akım iplikçikleri. (c) Eski yönlendiricili halde vantilatör kesitinde akım iplikçikleri.



Şekil 5.24: Akış kesiti boyunca toplam basınç dağılımı.

6. SONUÇ

Bu tez çalışmasında endüstriyel ve evsel ortamlarda çeşitli amaçlarla kullanılan Eş Eksenli Kanal Tipi Radyal bir vantilatörün tasarımı ve geliştirilmesi üzerinde çalışılmıştır.

Öncelikle mevcut ürün özelliklerinin belirlenmesi amacıyla sayısal akışkanlar dinamiği analizleri yapılmıştır. Bu yöntemle elde edilen verilerin doğrulanması için havalandırma cihazlarının test edilmesiyle ilgili standart (TS IEC 60665) kullanılarak hazırlanan test düzeneği üzerinde ölçümler yapılmıştır. Deneyler sonucunda analiz verileri ile yüksek bir uyum olduğu görülmüştür.

Elde edilen veriler ışığında bir boyutlu tasarım yöntemleri kullanılarak yeni bir çark tasarlanmıştır. Ayrıca bu hesaplama yöntemlerinin pratik kullanımını sağlamak amacıyla Visual Basic programlama dili kullanılarak, kullanıcı ara yüzüne sahip bir program hazırlanmıştır. Bu program sayesinde tasarım parametreleri belirlendikten sonra çarka ait geometrik büyüklüklerin çok kısa bir süre içerisinde hesaplanması sağlanmıştır.

Hesaplamalar sonunda elde edilen geometrik büyüklükler kullanılarak çarkın katı modeli oluşturulmuştur. Tasarlanan çarkın, ürünün performansı üzerindeki etkilerinin belirlenebilmesi için ilk aşamada deneylerle güvenilirliği sağlanmış olan sayısal analizler kullanılarak yeni çarkın simülasyonu yapılmıştır.

Yeni çarklı durumdaki performans karakteristikleri ile mevcut ürünün sayısal yöntemlerle elde edilen performans karakteristikleri karşılaştırmalı olarak incelendiğinde ürünün çalışma aralığının değişmediği ancak performans ve verim değerlerinin artış gösterdiği gözlenmiştir.

Performans ile ilgili olumlu sonuçlar elde edilmesinin ardından, ikinci aşamada ürün içerisinde ve çıkışındaki akışın özellikleri incelenerek kayıpların azaltılması için akış yönlendiricisi üzerinde sayısal çalışmalar yapılmıştır.

Bu amaçla farklı geometrilere sahip akış yönlendiricileri tasarlanmıştır ve bu yönlendiricilerin etkileri analizlerle incelenmiştir. Yapılan çalışma sonucunda akışın doğrusallaşmasını sağlayan bir geometri elde edilmiştir. Ancak yeni geometrinin, ürünün performans değerlerini olumsuz yönde etkilediği tespit edilmiştir.

Yapılan çalışmanın temel amacı bir türbomakinenin tasarım ve geliştirme çalışmalarının hızlı, güvenilir bir biçimde yapılabilmesidir. Bu sürecin geliştirilmesi için parametrik bir çizim programın hazırlanması çalışmayı ileri bir noktaya taşıyacaktır. Bu sayede teorik hesaplama programıyla elde edilen geometrik büyüklüklerin, parametrik çizim programına aktarılması ile katı modelin otomatik olarak oluşturulması sağlanacağından süreç hızlanmış olacaktır. Ayrıca mevcut haliyle yalnızca geriye eğik kanatlı çark tasarımı yapılabilen programın, öne eğik ve radyal kanatlı çark tasarımlarını da kapsayacak şekilde genişletilmesi programın daha kullanışlı hale gelmesini sağlayacaktır.

Bunun yanı sıra ürün üzerinde etkin geliştirme çalışmalarının yapılabilmesi için her birim üzerinde detaylı incelemeler yapılması gerekmektedir. Bu sebeple deney tesisatı üzerinde motor veriminin de ölçülebildiği bir düzeneğin kurulması karşılaştırmalı incelemelerin daha sağlıklı yapılabilmesi açısından ileriki dönemlerde yapılacak çalışmalara faydalı veriler sağlayacaktır.

Ürün çıkışında akışın düzgünleştirilmesi amacıyla yapılan sayısal çalışmalar sonucunda her ne kadar olumlu sonuçlar elde edilebildiyse de performans üzerindeki olumsuz etkiler göz önünde bulundurulduğunda bir optimizasyon çalışması yapılmasının gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu noktada yapılacak bir optimizasyon çalışması da ürün performansını direkt olarak etkileyeceğinden önemlidir.

KAYNAKLAR

- Adachi, T., Sugita, N. and Yamada, Y.,** 2004. Study on the performance of a sirocco fan (Flow around the runner blade), *International Journal of Rotating Machinery*, **10(5)**, 415-424
- Behzadmehr, A., Mercadier, Y., Galanis, N.,** 2006. 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
- Dolay, H.,** 2000. Bilgisayar destekli vantilatör tasarımı, *Yüksek Lisans Tezi*, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Eck, Bruno.,** 1972. Fans, Design and Operation of Centrifugal, Axial Flow And Cross Flow Fans. Biddles Ltd. Great Britain.
- Edis, K.,** 1998. Hidrolik Makinalar Ders Notları.
- Gökelim, A. T.,** 1983. Endüstriyel Fan ve Kompresör Tesisleri. Birsan Yayınları. İstanbul.
- Kane, J. M., Alden, J. L.,** 1972. Design of Industrial Exhaust Systems. Industrial Press Inc. New York
- Klemm, T. and Gabi, M.,** 2003. 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
- Ng., W.K. and Damodaran, M.,** 2006. Computational flow modeling for optimizing industrial fan performance characteristics, *European Conference on Computational Fluid Dynamics*, TU DELFT, Netherlands

Osborne, W. C., Turner, C. G., 1952. Woods Practical Guide to Fan Engineering.
Benham and Company Limited. Colchester.

Östberg, H., 1995. Duct fan housing assembly, *United States Patent*, No: 5,474,420
dated 12.12.1995

TS IEC 60665, 1999. Aspiratörler (Havalandırma Vantilatörleri) ve hız
regülatörleri-Alternatif akım-Evlerde ve benzeri yerlerde kullanılan,
Türk Standartları Enstitüsü, Ankara.

Twin City Fan&Blower, 2000. Installation and Recommendations for the Engineer,
Engineering Data.

Uğural, G., Parmaksızoğlu, C., 1992. Vantilatörler ve Sistemleri.

Uralcan, İ. Y., Bilge, M., 2003. Klima Tesisatı. TMMOB, Yayın
No:MMO/2003/296-3, İstanbul

White, F. M., Çevirenler Kırkköprü K. ve Ayder E., 2004 Akışkanlar Mekaniği.
Literatür Yayıncılık. İstanbul

ÖZGEÇMİŞ

Ünsal Matkap 17.06.1981 tarihinde Antakya’da doğdu. 1992 yılında Sümerler İlkokulunu, 1999 yılında Çankaya Atatürk Anadolu Lisesini (Ankara) bitirdi. 2003 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 2004 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Isı-Akışkan programında yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen Isı-Akışkan programında yüksek lisans öğrencisi olup, yüksek lisans derecesini Şubat 2007’de almayı planlamaktadır.