

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİLGİSAYAR DESTEKLİ
VANTİLATÖR TASARIMI VE ANALİZİ**

100923

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Fuat Hakan DOLAY**

503960005011

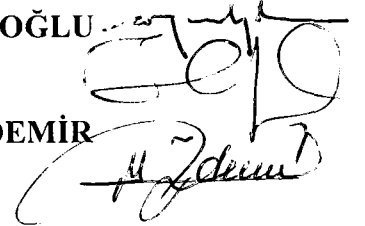
100923

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 2 Haziran 2000
Tezin Savunulduğu Tarih : 26 Haziran 2000**

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU

Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Ertuğrul ASLAN

Yrd. Doç. Dr. Mustafa ÖZDEMİR



HAZİRAN 2000

ÖNSÖZ

Bu çalışma dahilinde, öne eğik kanatlı, geriye eğik kanatlı ve radyal kanatlı merkezkaç vantilatör tipleri ile boru tipli yönlendirici kanat içermeyen eksenel vantilatörlerin tasarımına ait parametreler belirlenmiş ve bu parametreler ışığında, vantilatör tiplerinin CAD ortamında, kullanıcının istediği özellikleri sağlayacak şekilde parametrik olarak çizdirilmesini sağlayan programlar yazılmıştır. Ek olarak, sonlu hacimler yöntemi kullanılarak, oluşturulan vantilatör tasarımlarının akış analizleri yapılmış ve karakteristikleri saptanmaya çalışılmıştır.. Çalışma dahilindeki tüm model ve analizler bilgisayar destekli olarak gerçekleştirilmiştir. Tüm çalışma boyunca desteğini esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Cem PARMAKSIZOĞLU'na, bana gerekli ortamı hazırlayan ve destek olan Momentum İleri Teknoloji A.Ş. çalışanlarına teşekkürü bir borç bilirim.

Haziran 2000

Fuat Hakan DOLAY

İÇİNDEKİLER.....	iii
-------------------------	------------

TABLO LİSTESİ.....	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xi
SUMMARY	xiv

BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
----------------------------	----------

BÖLÜM 2. VANTİLATÖR TİPLERİ.....	5
---	----------

2.1 Eksenel Vantilatörler.....	5
2.1.1 Eksenel Vantilatör Tipleri.....	7
2.1.2 Eksenel Vantilatörlerin Kullanım Alanları	8
2.2 Merkezkaç Vantilatörler.....	10
2.2.1 Geriye Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler	10
2.2.2 Radyal Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler	12
Sınırlamaları.....	14
2.2.3 Öne Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler	15

BÖLÜM 3. EKSENEL VANTİLATÖR TASARIMI.....	17
--	-----------

3.1 Kanat profilleri	17
3.1.1 Kanat Profilinin Performansa Etkisi	18
3.1.2 Kaldırma ve Sürüklenme Kuvveti Katsayısı.....	19
3.1.3 Aerodinamik Kanatlar İçin Karakteristik Eğriler	20
3.1.4 Kanat Sayısının Seçimi	22
3.1.5 Yönlendirici Kanat Sayısının Seçimi.....	23
3.2 Eksenel Vantilatör Tasarımı.....	23
3.3 Eksenel Vantilatör Kademe Tipleri.....	26
3.3.1 Yönlendirici Kanat Bulunmayan Kademeler	26
3.3.2 Akışyukarı Yönlendirici Bulunan Kademeler	29
3.3.3 Akışşağı Yönlendirici Kanat Bulunan Kademeler	31
3.4 Kullanılan Kanat Profili	33

BÖLÜM 4. MERKEZKAÇ VANTİLATÖR TASARIMI.....36

4.1 Enerji Dönüşümü (Euler Denklemi)	36
4.2 Dik Giriş.....	38
4.3 Güç Azalma Faktörü.....	38
4.4 Hidrolik Verim.....	38
4.5 Basma Yüksekliği	39
4.6 Volumetrik Verim.....	40
4.7 Döner Çark Dış Yüzeylerinin Sürtünme Verimi	40
4.8 Vantilatör İç Verimi.....	40
4.9 Mekanik Verim	40
4.10 Genel Verim.....	41
4.11 Özgül Hız.....	41
4.12 Basınç Sayısı.....	41
4.13 Kademe Reaksiyon Değeri	42

BÖLÜM 5. MERKEZKAÇ VANTİLATÖR TASARIMI (RADYAL AKIMLI)...50

5.1 Özgül Hız (n_q) Hesabı.....	50
5.2 Vantilatörü Çalıştıran Güç	50
5.3 D_2 Çapının Geçici Hesabı	51
5.4 Fan Giriş Çapı.....	52
5.5 Kanat Giriş Eni (B_1)'in Hesabı	53
5.6 Kanat Kalınlığı.....	54
5.7 Daralma Faktörü	55
5.8 U_1 Hızının ve (β_1) Açısının Hesabı.....	55
5.9 Kanat Sayısı (Z)	56
5.10 (β_2) Açısının Hesabı.....	57
5.11 Daralma Faktörü Kontrolü.....	57
5.12 Güç Azalma Faktörü (μ)	58
5.13 Sonsuz Kanat Teorik Basma Yüksekliği	59
5.14 Çevresel Hız Kontrolü	59
5.15 Çıkış Kenarı Hesabı.....	59

BÖLÜM 6. ÖRNEK PROBLEM ÇÖZÜMLERİ61

6.1 Eksenel Vantilatör.....	61
6.2 Merkezkaç Vantilatör	69
6.2.1 Geriye Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatör	69
6.2.2 Öne Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatör.....	74

BÖLÜM 7 VANTİLATÖR TASARIM PROGRAMLARI81

7.1 Programlardan Alınan Örnek Çıktılar	85
7.1.1 Geriye ve öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör şekilleri.....	85
7.1.2 Eksenel Vantilatör Resmi	87

BÖLÜM 8 SONLU HACİMLER YÖNTEMİYLE AKIŞ ANALİZİ	88
8.1 HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ TEKNOLOJİSİ	88
8.1.1 Sürekli Ortamlar Mekaniğinde Sayısal Yöntemler	89
8.1.1.1 Sonlu Farklar Yöntemi Yaklaşımı	89
8.1.1.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi Yaklaşımı	90
8.1.1.3 Sınır Elemanlar Yöntemi Yaklaşımı	91
8.1.1.4 Sonlu Hacim Yöntemi	91
8.1.1.5 Lagrange Parçacık Yöntemleri	91
8.2 AKIŞ ANALİZİ	92
8.2.1 I-DEAS Yazılımı Kullanılarak Model Üzerine Mesh Atılması	92
8.2.2 Fluent Yazılımında Sınır Koşullarının Tanımlanması	92
BÖLÜM 9 DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR.....	101
9.1 Vantilatör Tiplerinin Karşılaştırılması	101
9.2 Vantilatörlerin Çiziminin Yapılması	103
9.3 Akış Analizi	105
9.4 ÖNERİLER.....	117
KAYNAKLAR.....	119
EK A-UYGULANAN ÇİZİM METODLARI.....	120
EK B-ÇİZİM PROGRAMLARI VE DİSKET.....	129
ÖZGEÇMİŞ	130

TABLO LİSTESİ

	Sayfa no
Tablo 3.1. Sonsuz uzunluk oranına çevrim metodu	20
Tablo 3.2. Göttingen 436 profilinin kanat uzunluğuna bağlı değişimi	34
Tablo 4.1. Basıncın α ya bağımlı değişimi	39
Tablo 4.2. Yüksek basınçlı vantilatörler için basınç sayısının özlül hızla değişimi	42
Tablo 6.1. Verimle basınç sayısının değişimi	62
Tablo 9.1. Hesaplanan vantilatör ile üretilmiş olan vantilatörün karşılaştırılması	103
Tablo 9.2. Analizler sonucu elde edilen değerler	108
Tablo A.1. Yarıçapa bağımlı olarak elde edilmiş değişkenlerin tablosu	122

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa no
Şekil 1.1 Merkezkaç vantilatöre ait karakteristik eğriler	2
Şekil 2.1 Eksenel vantilatör karakteristik eğrileri[7]	6
Şekil 2.2 Göbek kesidi ve hücum açısı büyük eksenel vantilatör için debi-statik basınç eğrisi[7].....	6
Şekil 2.3 Vantilatörün soğutma kulesinde kullanımı [5]	9
Şekil 2.4 Vantilatörün motor soğutmasında kullanımı.....	9
Şekil 2.5 Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler için debi-basma yükseliği karakteristik eğrisi	10
Şekil 2.6 Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler için debi-verim karakteristik eğrisi.....	11
Şekil 2.7 Radyal kanatlı merkezkaç vantilatörün debiye bağımlı karakteristik eğrileri	13
Şekil 2.8 Radyal düz kanatlı merkezkaç vantilatörün debiye bağımlı karakteristik eğrileri.....	14
Şekil 2.9 Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatörün debiye bağımlı karakteristik eğrileri	15
Şekil 3.1 Aerodinamik profil örneği	17
Şekil 3.2 Hücum açısı ile L/D oranının değişim grafiği	18
Şekil 3.3 Rüzgar tüneli için hazırlanan uzunluk oranı 6 kanat profili.....	20
Şekil 3.4 Sonsuz uzunluk oranındaki kanat için kanat karakteristik eğrileri	21
Şekil 3.5 Hücum açısı 5° için akış düzgün ve profili takip ediyor.	22
Şekil 3.6 Hücum açısının 16° olma hali	22
Şekil 3.7 Yönlendirici kanadı bulunmayan kademe hız üçgenleri.....	26
Şekil 3.8 Yönlendirici kanat bulunmayan eksenel vantilatör.....	28
Şekil 3.9 Akışyukarı yönlendirici kanadı bulunan vantilatör.....	29
Şekil 3.10 Akışyukarı yönlendirici kanatlı kademe hız üçgenleri	30
Şekil 3.11 Akışaşağı yönlendirici kanat bulunan hız üçgenleri	32
Şekil 3.12 Akışaşağı yönlendirici kanat bulunan vantilatör.....	33
Şekil 3.13 Hücum açısına bağımlı kaldırma-sürüklenme katsayısı değişimi.....	35
Şekil 4.1 Merkezkaç vantilatörler için tanımlanmış kontrol hacmi	36
Şekil 4.2 Vantilatör giriş-çıkış hız üçgenleri.....	37
Şekil 4.3 Özgül hız-basınç sayısı eğrisi	42
Şekil 5.1 Düz kanat giriş ve D_1 giriş çapının gösterilişi.....	52
Şekil 5.2 a-b Merkezkaç vantilatörün kanat kesiti üzerinde σ_1 in gösterimi	54
Şekil 5.3 Giriş ve çıkıştaki hız üçgenlerinin beraber gösterimi	58
Şekil 7.1 Kanat sayısı program tarafından hesaplanan geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için ön form	82
Şekil 7.2 Kanat sayısı kullanıcı tarafından girilen öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için ön form	83
Şekil 7.3 Eksenel vantilatör için ön form	83

Şekil 7.4	Ana boyutların verildiği form	84
Şekil 7.5	Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için 3D çark ve salyangoz resmi	85
Şekil 7.6	Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörün montaj ve montajın patlatılmış halleri için 3D resim	85
Şekil 7.7	Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için çarkın 3D resmi	86
Şekil 7.8	Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için 3D montaj ve patlatılmış montaj resimleri	86
Şekil 7.9	Geriye eğik vantilatör montaj teknik resmi	87
Şekil 7.10	Eksenel vantilatör teknik resmi	87
Şekil 8.1	Sürekli ortamlar mekaniğinde sayısal yöntemler	89
Şekil 8.2	Sonlu farklar yönteminin çalışma mantığı	90
Şekil 8.3	Kapalı hacme sahip salyangoz geometrisi	93
Şekil 8.4	İki hacme sahip çark geometrisi	93
Şekil 8.5	Mesh atılmaya hazır hale getirilmiş vantilatör	94
Şekil 8.6	Üzerine mesh atılmış merkezkaç vantilatör geometrisi	95
Şekil 8.7	Mesh için uygun hale getirilmiş eksenel vantilatör ve mesh atılmış hali	96
Şekil 8.8	Fluent yazılımına aktarılmış vantilatöre ait mesh yapısı	97
Şekil 8.9	Wall_çark ile pin ve pout yüzeyleri	98
Şekil 8.10	Çarkın kanatları arasında kalan hacmi dolduran akışkana uygulanan “moving reference frame” sınır koşulunun tanımlanması	98
Şekil 8.11	Çark duvarlarına “moving wall” sınır koşulu tanımlanması	98
Şekil 8.12	Girişteki ortam basıncı (pinlet) sınır koşulunun tanımlanması	99
Şekil 8.13	Çıkıştaki ortam basıncı (poutlet) sınır koşulunun tanımlanması	99
Şekil 9.1	Eksenel vantilatör teknik resmi	104
Şekil 9.2	Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatörün patlatılmış montaj resmi	105
Şekil 9.3	Fluent yazılımına aktarılmış vantilatör	106
Şekil 9.4	Debi-Basma yüksekliği eğrisi ($m^3/s-Pa$)	109
Şekil 9.5	Debi-Verim eğrisi ($m^3/s-Pa$)	110
Şekil 9.6	Çark için Debi-Basma Yüksekliği eğrisi	110
Şekil 9.7	Yüksek Pout için çözüme yakınsama eğrisi	111
Şekil 9.8	Salyangozun giriş ve çıkışta uzatılmış hali	112
Şekil 9.9	Yakınsama eğrileri	113
Şekil 9.10	Çark üzerinde statik basınç dağılımı	114
Şekil 9.11	Çark üzerinde dinamik basınç dağılımı	115
Şekil 9.12	Salyangoz üzerinde statik basınç dağılımı	115
Şekil 9.13	Çark üzerinde o anda tanımlı çalışma koşullarında toplam basınç dağılımı	116
Şekil 9.14	Çark ve salyangoz üzerinde hızın büyüklüğü cinsinden dağılımı	116
Şekil 9.15	Kanatları terkeden havanın salyangoz içindeki hareketi	117
Şekil A.1	Bir Kanadın Açılımı	119
Şekil A.2	Kanat açısıyla yarıçapın arasındaki değişim eğrisi	120
Şekil A.3	Kanat uzunluğunun yarıçapa bağımlı değişimi	121
Şekil A.4	Kanadın açıya bağımlı yarıçapların yerleştirilmesi ile çizimi	122
Şekil A.5	Akışkan parçacığına etkiyen kuvvetler	124
Şekil A.6	Hızın eksenel bileşeninin yarıçapla değişimi	125
Şekil A.7	Salyangoz teknik resmi	127

SEMBOL LİSTESİ

A	Alan (m^2)
B	Kanat eni (m)
C	Mutlak hız (m/s)
C_s	Emme ağzındaki hız (m/s)
C_m	Meridyen hız bileşeni (m/s)
C_D	Sürükleme katsayısı
C_L	Kaldırma katsayısı
D	Döner çark çapı (m)
D	Sürükleme kuvveti (N)
D_s	Döner çark giriş ağzı çapı (m)
D₁	Döner çark giriş ağzı iç çapı (m)
D₂	Döner çark çıkış çapı (m)
F	Bileşke kuvvet (N)
g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	Entalpi (J/kg)
Δh	Entalpideki değişim (J/kg)
H	Basma yüksekliği (m)
H_{th}	Belirli kanat sayısındaki basma yüksekliği (m)
H_{th∞}	Sonsuz kanat sayısındaki basma yüksekliği (m)
L	Kaldırma kuvveti (N)
m	Kütleli debi (m^3/s)
n	Devir sayısı (d/d)
n_q	Özgül hız
N_m	Mekanik kayıplara ayrılan güç (kW)
N_c	Vantilatör miline aktarılan güç (kW)
N	Faydalı güç (kW)
N_i	İç güç (kW)
N_m	Döner çark dış yüzeylerinin sürtünmesiyle harcanan güç (kW)
P	Güç (kW)
P₁	Girişteki mutlak basınç (mmHG)
P_a	Atmosfer basınç (mmHG)
ΔP	Vantilatör basıncı (mmss)
ΔP_{th}	Belirli kanat sayısındaki teorik vantilatör basıncı (mmss)
ΔP_{th∞}	Sonsuz kanat sayısındaki teorik vantilatör sayısı (mmss)
Q	Vantilatör debisi (m^3/s)
Q'	Fan kanalları içinde geçen debisi (m^3/s)
ΔQ	Kaçak debi (m^3/s)
r	Yarı çap (m)
r_D	Fan ağzı eğrilik yarıçapı (m)
R	Reaksiyon derecesi
s	Kanat kalınlığı (m)
s	Kanat boşluğu
t	Kanat taksimatı (m)
t	Sıcaklık (C)
T	Mutlak sıcaklık (K)
u	Teğetsel hız (m/s)
U	Çevre hızı (m/s)

W	Bağıl hız (m/s)
Z	Kanat sayısı (Adet)
α	Basınç düzeltme katsayısı
α	U ve C arasındaki açı
β	W ile negatif U yönündeki açı
γ	Özgöl ağırlık (Kgf/m ³)
η_h	Hidrolik verim
η_i	İç verim
η_m	Mekanik verim
η_r	Döner çark yüzeylerinin sürtme verimi
η_g	Genel verim
μ	Basma yüksekliği azalma faktörü
Ψ	Basınç sayısı
σ	Çevre üzerindeki kanat kalınlığı (körelme) (m)
ξ	Daralma faktörü
ω	Açısal hız
ϕ	Debi katsayısı



ÖZET

BİLGİSAYAR YARDIMIYLA VANTİLATÖR TASARIMI

Fuat Hakan DOLAY

Vantilatör istenen gaz debisini gazı hareket ettirebilecek kadar enerji vererek sağlayan cihazdır. Vantilatörler merkezkaç ve eksenel tiplerde olmak üzere sanayi, işyeri ve konutlarda; iklimlendirme, soğutma, ısı ekonomisi ve ısıнын geri kazanılması gibi çok çeşitli amaçlarla yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu kadar yaygın kullanılan vantilatörlerin doğru seçimi işletmenin verimli, sürekli ve ekonomik çalışmasını sağlayacaktır.

Yapılan çalışma üç ana bölümde incelenebilir. Birinci bölümü öne eğik kanatlı, geriye eğik kanatlı ve radyal merkezkaç vantilatör tipleri ve boru tipli yönlendirici kanatsız eksenel vantilatörler için elde edilmiş teorilere dayanılarak , kullanıcının istediği özelliklere uygun olarak parametrik vantilatör tasarımı yapan QBASIC tabanlı programların hazırlanması oluşturmaktadır. Programlar kullanıcının girdiği debi, basma yüksekliği, motor devir sayısı gibi akışı belirleyici özelliklere uygun olarak vantilatör tasarımını gerçekleştirmektedir.

İkinci bölümü ise, bir CAD-CAM-CAE programı olan I-DEAS üzerinde, QBASIC programlarında hesaplanan vantilatör boyutlarının kullanılması ile, tasarımın bilgisayar ortamında modellenmesini sağlayan programların hazırlanması oluşturmaktadır. Bu programlar I-DEAS üzerinde çalıştırıldığında merkezkaç vantilatörler için çark, salyangoz ve difüzörü çizerek montajını kurmakta ve iki boyutlu teknik resmini çıkartırken, eksenel vantilatörün çarkının üç boyutlu modelini ve teknik resmini çıkartmaktadır.

Üçüncü bölümü ise, vantilatör tasarımda rol alan teoriler henüz tam olarak geliştirilemediği (özellikle merkezkaç vantilatörler) için gerçekleştirilen tasarımların Fluent adlı yazılım yardımıyla akış analizin yapılarak vantilatörün karakteristik eğrilerinin ve çalışma bölgesinin belirlenmesi oluşturmaktadır. Bu şekilde bazı ampirik formüller aracılığı ile geliştirilen vantilatör modellerinin istenen değerleri karşılayıp karşılamadığı incelenebilir.

Yapılan çalışmalarla, istenilen özellikleri sağlayan vantilatörler için tasarım tamamı ile otomatikleştirilerek bilgisayar ortamına taşınmıştır. İleride yapılacak çalışmaların,

şu ana kadar sadece akış üzerinde gelişen çalışmaları mukavemet analizleri ile desteklenmesi uygun olacaktır.



SUMMARY

COMPUTER AIDED VANTILATOR DESIGN

Fuat Hakan DOLAY

Fan is the tool which gives energy required to move the gas in order to obtain mass flow. Fans, grouped as centrifugal and axial, are used in industry, office and resident; for climatization, cooling, heat economy, heat recycling. Being widely used, it's very important to make the right choice for efficient, continuous and economical corporations.

This study can be divided in three groups. First part covers QBASIC based program used for user dependent parametrical design of a fan. Theory used in this program is about forward curved, backward curved and radial bladed centrifugal fans; pipe type axial fans without guide vanes. User inputs data like mass flow rate, pressure rise and rpm of the motor.

Second part covers the solid modelling of the fan with a CAD-CAM-CAE software named I-DEAS. QBASIC output including exact fan dimensions is used as input of I-DEAS software. When user runs a program file I-DEAS draws impeller, scroll, inlet nozzle of fan, assembles all those parts and creates 2D drawings. Besides, 3D model for impeller of axial fan and related 2D drawings are created.

In the third part, flow analysis of the related design is generated by the help of software named FLUENT as theories supporting the design of fans (especially centrifugal fans) haven't been completely developed. Software creates characteristic curves and operational region of the fan. The aim of this part is to check if fan models created by the help of some empirical formulas meet the required values.

Fans, meeting the required values, are completely automated and moved to computer environment. From now on, vantilator design can be examined in terms of strength and structure.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

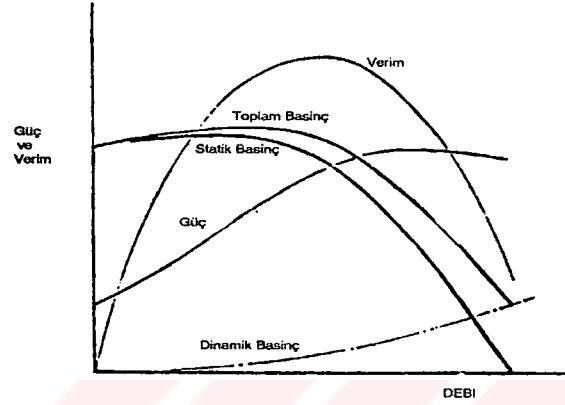
Vantilatör, istenen gaz debisini , gazı hareket ettirebilecek kadar enerji vererek sağlayan araçtır.Amaç mevcut olan atalet ve sürtünme kuvvetlerini yenmektir.Vantilatörün dönen çarkından sağlanan mekanik enerji gaza geçer ve gazın hızı ile gerekli debi için yük kayıplarını yenecek kadar basıncını artırır.

Vantilatörler eksenel veya merkezkaç tipte olabilirler. Gaz veya hava vantilatör çarkının eksenini doğrultusunda akıyor yani akışkan yön değiştirmiyorsa bu tip vantilatörlere eksenel vantilatörler denir. Akışkan yarıçap doğrultusunda akıyor yani akışkan yön değiştirerek radyal doğrultuda çıkış yapıyorsa bu tip vantilatörlere merkezkaç vantilatörler denir.Düşük basınçlı vantilatörler eksenel tipte olurken merkezkaç vantilatörler yüksek basınç gerektiren uygulamalarda kullanılırlar.Eksenel vantilatörlerde düşük basınçta yüksek debi elde edilirken merkezkaç vantilatörlerde ise yüksek basınçta düşük debi elde edilir.

Eksenel vantilatörlerde asıl prensip bir gaz veya buhar kütleini istenilen hızda hareket ettirmektir. Bu sırada gaz basıncında ufak bir artış oluşur. Asıl amaç hava veya gazın basıncında önemsenecek kadar bir artışa yol açmadan hareket ettirilmesidir. Eksenel vantilatörlerde çarkın içinden geçen akışkan hızının değişimi basınç yaratır. Basıncı yükseltmek için merkezkaç kuvvet kullanılmaz. Kanatların dönme hareketi akış doğrultusunda gazın hızını artırır. Gaz kanadın giriş tarafından emilir ve helisel bir hareketle çıkış tarafından atılır. Yönlendirici kanatlar helisel hareketi düzelterek gazın dönmesini önler.

Merkezkaç vantilatörler salyangoz gövde ve döner çarktan oluşmuştur. Hava çarkın merkezinden emilir ve dik bir açı yaparak dönen kanatların arasından geçerek vantilatörü terkeder. Kanatların arasında gazın dönmesi ile oluşan merkezkaç, gazı difüzörden emmeyi, salyangozdan atmayı ve statik basıncı arttırmayı sağlar.Gaz

kanatları terk ederken hızı daire şeklindeki çark ile salyangoz gövde arasındaki açılma nedeniyle basınca dönüşür.Çıkış difüzörü de hızın daha çok statik basınca dönüşmesini sağlar. Hızın çevresel ve çarka göre izafi olmak üzere iki bileşeni vardır. Eğer öne eğik tip kullanılıyorsa bu hızlar toplanır, geriye eğikse durum terstir. Şekil 1.1 de vantilatöre ait karakteristik eğriler görülmektedir.



Şekil 1.1 Merkezkaç vantilatöre ait karakteristik eğriler

Merkezkaç vantilatörlerde teğetsel ve radyal hız bileşenleri, eksenel vantilatörlerde ise teğetsel ve eksenel hız bileşenleri değişir.

Bugüne kadar merkezkaç ve eksenel vantilatörler konusunda yapılan araştırmalar sonucunda çeşitli teoriler geliştirilmiş durumdadır. Merkezkaç vantilatör teorileri çoğunlukla yapılan deneyler sonucunda elde edilmiş iyileştirme katsayıları üzerine kurulmuşlardır. Eksenel vantilatörler üzerine geliştirilmiş olan teoriler ise genelde daha belirgin ve açıktır.

Bu tezde yapılan çalışmaların amacı vantilatör üzerine geliştirilmiş tasarım teorilerinin araştırılması ve parametrik tasarıma uygun hale getirilmesi, tasarımın belirli kriterler ve kabuller altında basitleştirilmiş haliyle yazılan programlar tarafından yapılmasının sağlanması olarak verilebilir.

Hemen hemen sanyinin her dalında kullanılan eksenel ve merkezkaç vantilatörlerin tasarımı için yapılacak rutin hesaplamaların her defasında tekrar edilmesi yerine

yazılacak bir programca boyutların bulunması hem zaman kaybını önlemekte hem de daha hassas değerler elde edilmesini sağlamaktadır. Ayrıca parametrik tasarımın sonucu olarak istenilen her parametre istenildiği şekilde değiştirilebilir ve böylece yeni tasarımlara ulaşmak çok kolaylaşır. Bu amaçla merkezkaç vantilatör tipleri olan geriye eğik kanatlı, öne eğik kanatlı ve radyal kanatlı vantilatörler ile boru tipli yönlendirici kanat içermeyen eksenel kanatlı vantilatörler için toplam 7 adet Qbasic programı hazırlanmıştır. Herbir merkezkaç vantilatör tipi için kanat sayısının kullanıcı tarafından girildiği veya program tarafından hesaplatıldığı olmak üzere iki adet program yazılmıştır

Bu programlar, çalıştırıldığında kullanıcı tarafından girilen verilere uygun olarak vantilatörü belirleyen boyutları hesaplamakta ve çizimin yapılacağı program için bir makro dosya oluşturmaktadır. Merkezkaç vantilatörler için debi, basma yüksekliği, motor devir sayısı, ortam sıcaklığı ve opsiyonel olarak da kanat sayısı kullanıcıdan istenirken eksenel vantilatör için ise debi, basma yüksekliği, motor devir sayısı ve verim kullanıcı tarafından girilen değerlerdir. Merkezkaç vantilatör tiplerinden öne eğik kanatlı vantilatörler için teori tam anlamıyla geliştirilemediği için formülizasyonda geriye eğik kanatlı vantilatörler için tanımlanmış teorilerden destek alınmıştır.

Çizim programı olarak kullanılan I-DEAS ta, Qbasic te yaratılan makronun çalıştırılması ile merkezkaç vantilatörü oluşturan çark, salyangoz ve difüzör kendiliğinden çizdirilerek montajı oluturulur ve son olarak da montajın teknik resmi yaratılır. Eksenel vantilatör için ise sadece çark çizilir ve teknik resmi çıkartılır.

Yapılan çalışmanın son bölümünü ise I-DEAS ta oluşturulmuş vantilatörün akış analizini, sonlu hacimler metodu esasına dayanarak çalışan FLUENT yazılımında gerçekleştirmek oluşturmaktadır. Vantilatör hesapları için kullanılan birçok formülün kabuller üzerine kurulu olduğu düşünülünce yapılan çalışmalar sonucu elde edilen vantilatör tasarımının ne kadar verimli çalıştığını veya girilen başlangıç değerlerini ne oranda gerçeklediğini kontrol etmek amacıyla böyle bir analiz yapma yoluna gidilmiştir. Bazı basitleştirici kabuller altında yapılan akış analizleri deney ortamı sağlanarak çalışması test edilemeyen vantilatörler için bilgisayar ortamında veri elde etmekte ve tasarımı düzeltmek için geribesleme sağlamaktadır. Bu analizler sayesinde vantilatöre ait karakteristik eğriler çıkartılabilmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir.

Yapılan analiz çalışmaları sadece akış üzerine yapılmış olup herhangi bir dayanım analizi (lineer statik) analiz yapılmamıştır. FLUENT yazılımında elde edilen kanatlara gelen basınç dağılımlarının geri dönülerek tekrar I-DEAS a atılması ile akış analizleri ile desteklenmiş vantilatör tasarımı ayrıca dayanım analizleri ile de desteklenebilir.

Yapılan alışmalar sayesinde tek bir program ile yapılması mümkün olmayan vantilatör tasarımı için bazen makul sonuçlar elde edilebilecek veya en azından başlangıç için yardımcı olabilecek boyutlara kolay bir şekilde ulaşılabilecektir.

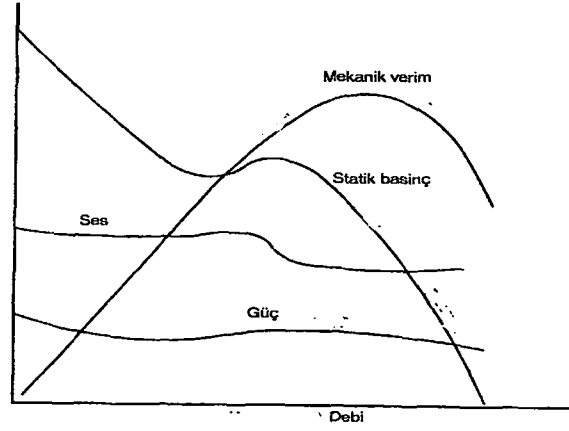


BÖLÜM 2. VANTİLATÖR TİPLERİ

Vantilatörler eksenel ve merkezkaç olmak üzere iki ana gruba ayrılmıştır. Merkezkaç vantilatörler ise geriye eğik kanatlı, radyal kanatlı ve öne eğik kanatlı olmak üzere üçe ayrılmışlardır. Bu bölümde vantilatör tipleri ve kullanım alanları ile ilgili genel bilgiler verilecektir.

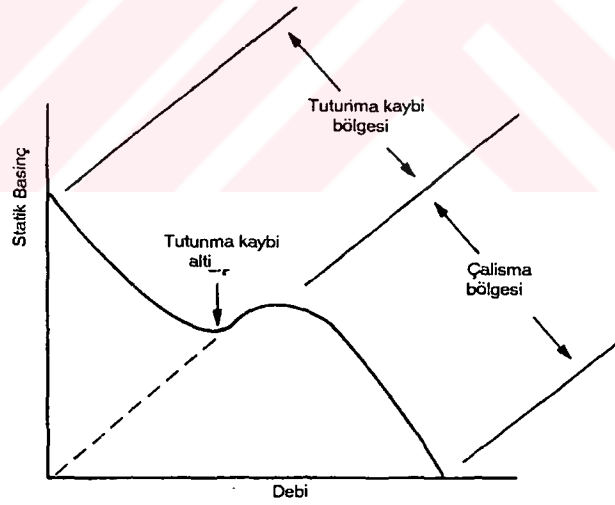
2.1 Eksenel Vantilatörler

Eksenel vantilatörlerde akış çark eksenine paraleldir. Çark uçları genellikle aerodinamik profillerden oluşur ve pratikte uygulanabileceği kadar çark muhafazasına yakın tutulur (çoğu üretici bu muhafazayı silindirik olarak kullanır). Bir kademe için en basit formuyla akışkan eksenel olarak çarka yaklaşır ve çark torkunun yaptığı iş sebebiyle dönel bir bileşen alarak çarkı terkeder. Sonuç olarak çarkı terkeden mutlak hız eksenel hızdan daha büyüktür ve bu da çark tarafından yaratılan toplam basıncın kullanılır yararlı fan basıncı olarak ortaya çıkmamasına neden olur. Daha gelişmiş vantilatör tasarımlarında akışaşağı yönlendiricili kılavuz kanatlar kullanılarak dönel bileşen ortadan kaldırılır ve akışın eksenel yönlü olması sağlanarak fazlalık dinamik basınç yararlı statik basınca dönüştürülür. Maksimum yararlı basıncı elde etmenin diğer bir yolu da akışyukarı yönlendiricili klavuz kanat kullanılmasıdır. Bu şekilde çarktan önce çarka ters yönlü olarak verilen dönel hareket ile akışın çarktan eksenel yönde çıkması sağlanır.



Şekil 2. 1 Eksenel vantilatör karakteristik eğrileri[7]

Fan için çizilmiş basınç-debi karakteristik eğrisinde görüldüğü üzere (şekil 2.1-2) kanat için yüksek atak açısı seçildiği durumda kanat üzerinde tutunma kaybı olarak adlandırılan bir süreksizlik bölgesi oluşur. Vantilatörü bu bölgede veya düşük debilerde çalıştırmak önerilmeyen bir durumdur. Yukarıdaki yönlendiricili kılavuz kanatlar kullanıldığında daha fazla tutunma kaybı karakteristiği göstermesine rağmen aşağıdaki yönlendirici kılavuz kanatlı vantilatörlere göre daha fazla basınç üretilir.



Şekil 2. 2 Göbek kesidi ve hücum açısı büyük eksenel vantilatör için debi-statik basınç eğrisi[7]

Eksenel vantilatörler aynı çark çapı ve hızda merkezkaç vantilatörler kadar yüksek basınç üretmemelerine rağmen katı parçacıklardan temizlenmiş ve uygun sıcaklıklardaki (bu sıcaklık elektrik motorunun hava akışında çalışabilmesi için izin verilebilir maksimum sıcaklıktır) akışkanın taşınmasında kullanılırlar. Kılavuz kanat kullanılmayan vantilatörlerde beklenen verim %75 kadar iken aşağı akışyönlendiricili kılavuz kanatlı vantilatörlerin kullanımında ise bu verim %87 lere çıkar.

2.1.1 Eksenel Vantilatör Tipleri

Bir eksenel vantilatördeki akışta hızın iki bileşeni vardır. Bunlar eksenel hız bileşeni ve teğetsel hız bileşenidir. Faydalı olan eksenel hız bileşenidir. Akışkanın istediğimiz yere gitmesini sağlar. Pervane tipi vantilatörlerde eksenel hız havayı, duvarın veya bir bölmenin bir tarafından öbür tarafına geçirmeye yarar. Boru tipi veya palet tipi eksenel vantilatörlerde hava bir kanal boyunca akar. Teğetsel hız bileşeni, pervane tipi ve boru tipi vantilatörlerde enerji kaybına yol açar. Palet tipi eksenel vantilatörlerde ise tamamı ile enerji olmaz. Bir kısmı statik basınca dönüşür. Bu tip eksenel vantilatörlerin daha yüksek verimlerinin olmasının sebebi de budur.

Pervane tipi vantilatörler hafif, ucuz ve en çok kullanılan vantilatörlerdir. Normalde bir duvara veya bir bölmeye, binadan havanın dışarı atılması için yerleştirilir. Vantilatör, dar bir halka şeklinde yuva, motor desteği, bir motor ve vantilatör çarkından meydana gelmektedir.

Boru tipi eksenel vantilatörlerin motor desteğini, motoru ve vantilatör çarkını içeren, yaklaşık bir çap uzunluğunda silindirik bir kovani vardır. Motor girişe veya çıkışa monte edilebilir. Motorun girişe konulmasının avantajı, giren havanın kanatlara çarpmasından önce düzgünleşmesi olmakla beraber, bu olay sadece dar venturi girişi olması durumunda önem kazanmaktadır ve bu yüzden faydalı değildir. Ayrıca motor desteği, türbülansa yol açabilir. Bu da verimin düşmesine ve gürültü seviyesinin artmasına neden olur.

Boru tipi vantilatörler, orta seviyede statik basınç bölgelerinde çalışmak üzere tasarlanmıştır (yani pervane tipi vantilatörlerden daha yüksek ama palet tipi eksenel vantilatörlerden daha düşük).

Palet tipi eksenel vantilatörler, boru tipleri gibi motor, motor desteği ve vantilatör çarkını içeren en az bir çap uzunluğunda silindirik bir kovanı vardır. Farkı ise bunlara ilave olarak yönlendirici kanatlar ve statik basınç kazanımı için genişleyen bir difüzörün ilave edilebilmesidir. Yönlendirici kanatlar motorun üst kısmını korur. Böylece yönlendirici kanatlar ile motorun eksenel uzunluğu yakın olduğundan sistem daha katı olur.

2.1.2 Eksenel Vantilatörlerin Kullanım Alanları

Eksenel vantilatörler, dünya üzerinde bir çok endüstriyel alanda yaygın şekilde kullanılmaktadır. Önemli kullanım yerlerinden bazıları; havalandırma sistemleri, güç santralleri, elektrik motorları ve jenaratörlerin soğutulması olarak sayılabilir.

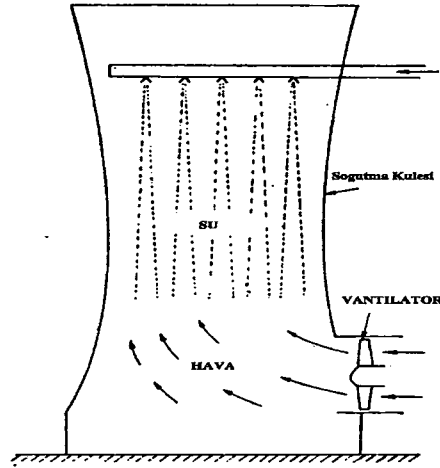
Güç Santralleri:

Basınçlı hava ve emme çekiş vantilatörleri, buhar santrallerinde akış kanalındaki yük kayıplarını yenmek için gerekli olan basınç artımını sağlamak için kullanılır. Basınç artışı 200 mmss ile 800 mmss arasındadır. Basınçlı hava vantilatörü, çevre havasını, basıncını arttırarak hava ön ısıtıcısından kazan ocağına gönderir. Emme çekiş vantilatörü ise ocak ile baca arasına konur. Bu yüzden yüksek sıcaklıktaki (150-350 °C) korozyon ve aşındırıcı gazların zararlı atmosferinde çalışmaktadır. Bazı büyük vantilatörler 1 MW ' tan fazla güç çekerler.[5]

Soğutma Kuleleri:

Soğutma Kulelerinde yüksek miktarda kondansatör dolaşım suyu soğutulmaktadır. Bu kulelerde elde edilen soğutmanın miktarı, çevre koşullarından bağımsızdır(sıcaklık ve nem). Bu uygulamalarda kullanılan vantilatörler, genelde düşük basınç ve yüksek akış debisi sağlayan eksenel tipte olurlar. Bir soğutma kulesinde kullanılan 20m çapındaki

tipik bir vantilatörün basıncı 12 mmss ve 75 d/d 'daki debisi 3000 m³/sn civarındadır
Şekil 2.3.

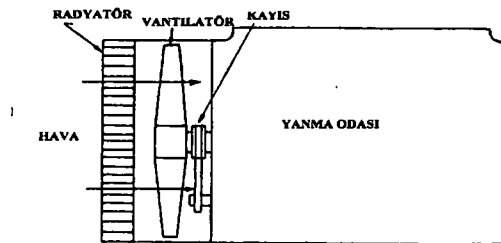


Şekil 2. 3 Vantilatörün soğutma kulesinde kullanımı [5]

Elektrik Motorları, Jeneratörler ve Otomobil Motorları:

İçten yanmalı motorlardan, elektrik motorlarından ve jeneratörlerden yüksek miktarlarda ısıнын çekilmesi gerekir. Mekanik düzenin ve ısı transferinin büyüklüğü hesaba katılırsa, bir soğutucu akışkanın cebri dolaşımının gözardı edilmesi imkansızdır. İçten yanmalı motorlarda soğutucu akışkan sudur. Radyatöre emilen hava dolaşan suyu dolayısıyla motoru soğutur. Burada motora bir kayışla bağlı aksenal vantilatör kullanılmaktadır

Şekil.2.4



Şekil 2. 4 Vantilatörün motor soğutmasında kullanımı

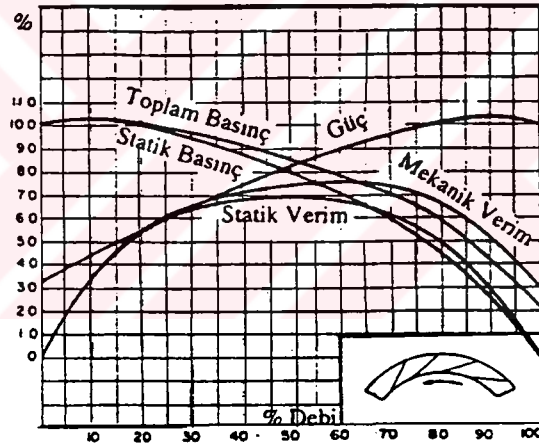
2.2 Merkezkaç Vantilatörler

Merkezkaç vantilatörler salyangoz, gövde ve döner çarktan oluşmuşlardır. Hava merkezden girer dik bir açı yaparak dönen kanatların arasından geçer. Gaz kanatları terkederken akışkan hızı çark ile salyangoz arasındaki genişleme nedeni ile basınca dönüşür.

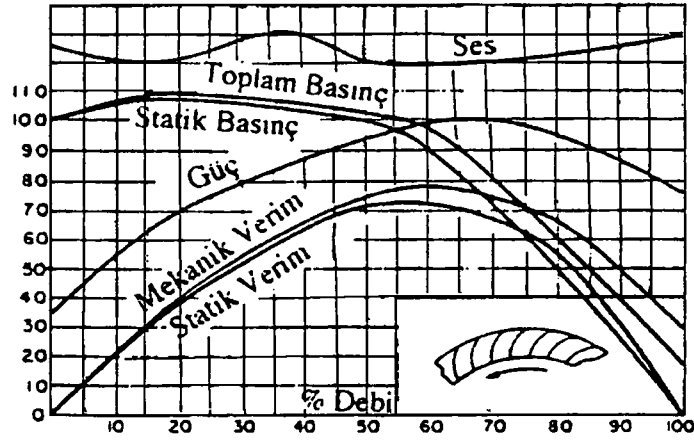
Yüksek basınç gerektiren uygulamalarda tercih edilen merkezkaç vantilatörler bu yüksek basınçları düşük bir debi ile verirler.

Bu bölümde merkezkaç vantilatör tipleri olan geriye eğik kanatlı, radyal kanatlı ve öne eğik kanatlı vantilatörlerin karakteristikleri ve kullanım alanları ile ilgili bilgiler verilecektir.[4]

2.2.1 Geriye Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler



Şekil 2. 5 Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler için debi-basma yükseliği karakteristik eğrisi



Şekil 2. 6 Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler için debi-verim karakteristik eğrisi

Geriye eğik düz kanat basınç eğrisi basamak yapmaz. Maksimum verim geniş bir aralığa düşer.

Geriye Eğik Kanatlı vantilatörlerde güç, debi arttıkça yükselir ve sonra düşer. Vantilatör verimi maksimum güçte en yüksektir, bu noktada ses en düşüktür.

Kanat Yapısı

10-16 kanatta dönme yönüne ters eğim verilmiştir. Verimi yüksektir. Gövde yapısı profil kanatlı gibidir.

Verim

Verim %80 kadardır. Bu sebeple yüksek güçlerde kullanılır. Basınç-hacim karakteristiği ani olarak düşer. Bu nedenle hava debisi sabittir. Hava debisi değişmediği için ekonomiktir.

Uygulama

Isıtma havalandırma ve iklimlendirme uygulamalarında kullanılır. Korozyon nedeniyle profil kanatların kullanılmadığı endüstriyel uygulamalarda kullanılır.

İyi Yönleri

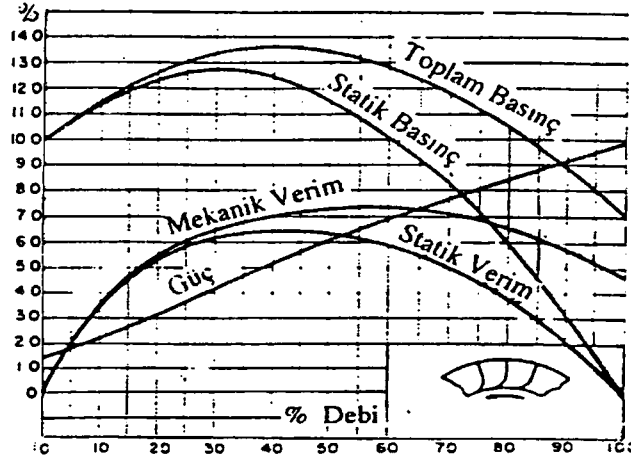
1. Yüksek debilere çıkabilir.
2. Basınç 762 mmss' na kadar çıkabilir.
3. Aynı debi ve basınçtaki bütün vantilatörlerden daha yüksek verimli ve daha az gürültülüdür.
4. Motor aşırı yüklenmeyecek şekilde seçilebilir. Güç eğrisi bir maksimumdan sonra debi arttıkça azalır.

Kötü Yönleri

1. Aynı basınç ve hacim için eksenel vantilatörlerle karşılaştırıldığında yer gereksinimleri ve ağırlıkları fazladır.
2. Çark ağırlığı ve genişliği fazladır.
3. Çarkın yapısı ve boyutları itibari ile temizleme, boyama, bakım, ve balansı zor olduğundan genellikle temiz hava ile çalışır.
4. Tozlu yerlerde kullanılmamalıdır. Gazda yapışabilen parçacıklar bulunmamalıdır. Aksi halde titreşim, balansı bozulması ve yatak problemleri meydana gelir.

2.2.2 Radyal Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler

Radyal vantilatör basınç ve güç karakteristiği düz kanatın aynısıdır. Radyal kanatın hızı verimi düz kanatlıdan yüksektir. Şok kayıpları ve çark giriş kayıpları da düz kanatlıdan düşüktür.[4]



Şekil 2. 7 Radyal kanatlı merkezkaç vantilatörün debiye bağımlı karakteristik eğrileri

Kanat Yapısı

Orta hızda, tamiri kolay, yüksek mukavemetli, daha düşük verimli en basit vantilatördür. Kanat sayısı genellikle 6-10 tanedir.

Gövde

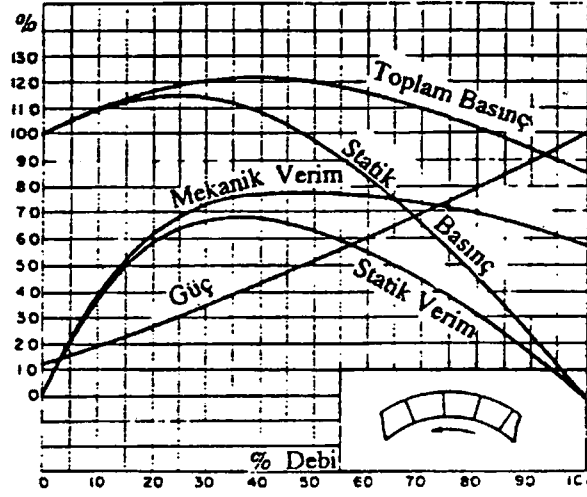
Bütün merkezkaç vantilatör salyangozlarının en darıdır. Verimi düşük olduğu için gövde konstruksiyonu profil ve arka eğik kanatlı vantilatör kadar kritik değildir.

Verim

Diğer vantilatörlerden daha yüksek basınç karakterisliği vardır. En yüksek basınç noktasının solunda eğri kırılır.

Uygulamalar

Metalurjide, yerinde çabuk tamir edilecek endüstri uygulamalarında yüksek basınç gereken yerlerde çark özel olarak kaplanarak kullanılır.



Şekil 2. 8 Radyal düz kanatlı merkezkaç vantilatörün debiye bağımlı karakteristik eğrileri

İyi yönleri

1. Bakım açısından en iyisidir.
2. Konstrüksiyonunun basit olması diğer vantilatörlerde imkansız olan tamiri mümkün kılar.
3. Pinomatik taşımada, yüksek sıcaklıklarda, korozif ve aşındırıcı maddelerin bulunduğu veya tozlu ortamlarda kullanılır.

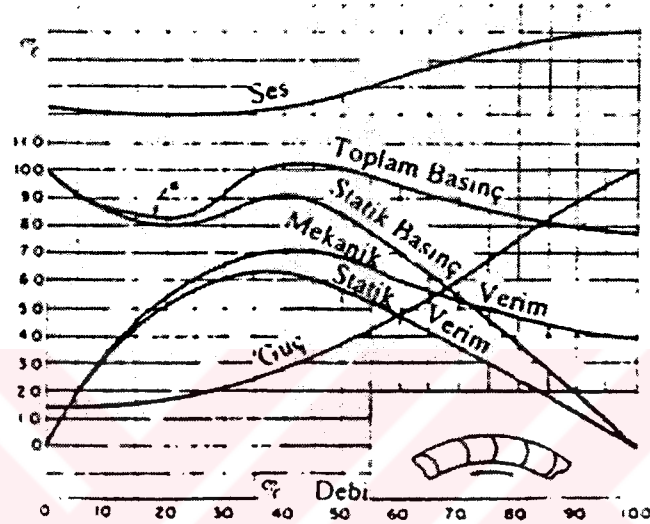
Sınırlamaları

1. Merkezkaç vantilatörler içinde en düşük verim ve en yüksek gürültüye sahiptir.
2. Maksimum debiye erişince güç artar.
3. Düşük debilerde kullanılır.

2.2.3 Öne Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatörler

Kanat Yapısı

Verim, geriye eğik kanatlı vantilatörlerden düşüktür. Genellikle hafif ve ucuzdur. 24 ile 64 arasında kanat bulunur. Hava çarkı, çarktan daha yüksek hızda terkeder. Çark bütün merkezkaç vantilatörler içinde en küçüğüdür ve en düşük hızda çalışır.



Şekil 2. 9 Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatörün debiye bağımlı karakteristik eğrileri

Gövde

Giriş ve çark uyumu geriye eğik ve profil kanatlı vantilatörlerdeki kadar önemli değildir.

Verim

Basınç eğrisi geriye eğik kanatlı vantilatörlerden daha az basamak yapar. En yüksek basınç noktasının sağında çalıştırılmalıdır. Basınç eğrişi serbest çalışmada sürekli artar, bu husus motor seçilirken dikkate alınmalıdır.

Boyutlarına göre debisi yüksek, aynı zamanda sessiz, maksimum verim %70 'dir. Basınç artışı debiden çok az etkilenir, debi düşünce güç hızla düşer. Bu özellik

sonucunda kısılma ile kontrol kolaylıkla uygulanabilir. Büyük basınç kaybı yaratmaz. Aynı zamanda güç düşer. 3 m²/s kısılma ile kontrol tavsiye edilir.

Uygulama

Öncelikle çatı, oda iklimlendirme, paket tipi iklimlendirme cihazlarında, ev tipi fırınlar, alçak basınçlı ısıtma, havalandırma ve iklimlendirmede kullanılır.

İyi Yönleri

1. Bütün debilerde, düşük ve orta basınçlarda temiz hava için vantilatörlerin en iyisidir.
2. Düşük hız ve ses nedeniyle ev ticari iklimlendirme sistemlerinde kullanılır.
3. Kapladığı yer geriye eğik kanatlı ile aynıdır.
4. 25 mmss üzerindeki basınçlarda fanlardan daha verimli ve sessizdir.

Sınırlamaları

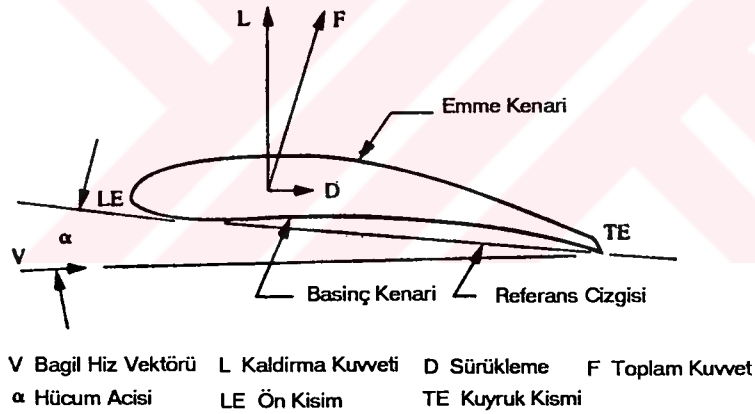
1. Geriye eğik kanatlılar kadar verimi yüksek değildir.
2. Aynı basınç ve hacimde eksenel vantilatörden daha fazal yer kaplar ve daha ağırdır.
3. Tozlu ve çarka yapışabilen malzemelerin bulunduğu ortamlarda kullanılmaz. Çarkı temizlemek, boyamak ve balansını yapmak, kanatların adedi ve yapısı bakımından zordur.
4. Geriye eğik kanatlının tersine debi arttıkça güç artar.
5. Basınç büyük olmakla beraber statik basınç küçüktür. Bu nedenle büyük debi, düşük statik basınç gerektiğinde kullanılırlar.

BÖLÜM 3. EKSENEL VANTİLATÖR TASARIMI

Eksenel vantilatör kanat kesitleri olarak genellikle profil kanat tipleri kullanılır. Bu bölümde bu profil özellikleri ile ilgili bilgiler ve eksenel vantilatör teorileri hakkında bilgiler sunulacaktır.

3.1 Kanat profilleri

Aerodinamik kanatların asıl kullanım alanı uçak kanatlarıdır. Bu tip kesitler ayrıca vantilatör kesidi olarak da kullanılırlar. Simetrik veya asimetrik olan aerodinamik kanatlardan sadece simetrik olanlar kullanılır. Şekil 3.1 de NACA 6512 serisine ait bir kanat profili görülmektedir.[7]



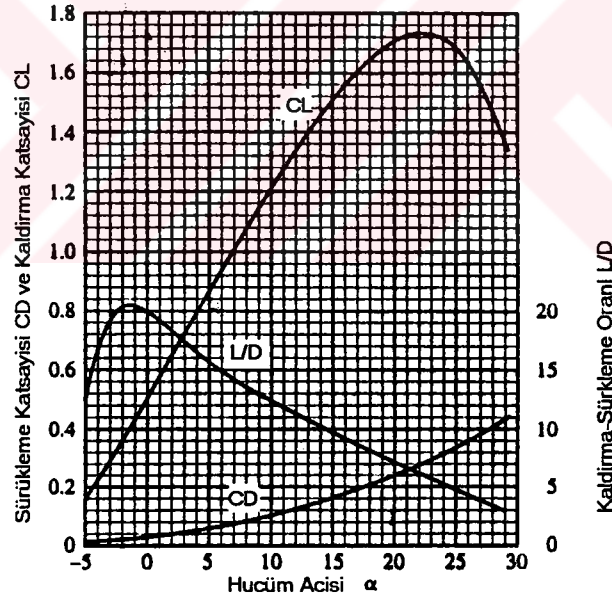
Şekil 3. 1 Aerodinamik profil örneği

Bu tip bir profilin özellikleri şu şekilde sıralanabilir:

- 1- Aerodinamik bir profil küt bir ön uca ve sivri bir kuyruk kısma sahiptir. Hücum kenarından firar kenarına olan mesafeye c kanat boyu denilir.
- 2- Aerodinamik bir kanat üstte dışbükey bir yüzeye sahiptir. Burada emme basıncı meydana gelir.

- 3- Profilin alt kısmında ise pozitif basıncın olduğu içbükey yüzey vardır. Bu pozitif basınç üstte oluşan emme basıncının yaklaşık iki katı kadardır ve her ikisi de aynı yönlü olarak kanadı kaldırmaya çalışırlar.
- 4- Alt ve üst eğrilerin ölçüldüğü referans bir çizgi vardır.
- 5- Hücüm açısı α referans çizgisi ile bağlı hız arasındaki açıdır.

Kanatın altında ve üstünde oluşan pozitif ve negatif basınçların sonucunda oluşan kuvvet L kaldırma ve D sürüklenme olan iki bileşene sahiptir. L bağlı hıza dik, D bağlı hıza paraleldir ve yararlı bileşen L dir. Uçaklarda kanadın ağırlığını dengeleyen bu kuvvettir. Vantilatörlerde ise akışı saptırarak statik basınç oluşturur. D sürüklenme kuvveti kanadın ileri doğru hareketine direnç oluşturur ve güç tüketen bileşendir. Aerodinamik kanatlarda yüksek kaldırma kuvveti yanında L/D oranının da iyi seçilmesi gerekmektedir. Hücüm açısı değiştikçe bu oran da değişmektedir. Bu değişim şekil 3.2 de görülmektedir [7].



Şekil 3. 2 Hücüm açısı ile L/D oranının değişim grafiği

3.1.1 Kanat Profiline Performansa Etkisi

NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) ve Göttingen Aerodynamische Versuchsanstalt ın yaptığı birçok rüzgar tüneli testinde yüksek kaldırma kuvveti ve uygun L/D oranı veren aerodinamik kesitler üzerinde

çalışmışlardır.Ama bu istekler birbirleriyle çakışmaktadırlar. Eğrilik arttıkça kaldırma kuvveti arttıkça L/D oranı düşmektedir. Bu sebeple uygulamalara yönelik kanat profilleri seçmek daha doğrudur.Yüksek basınçlı vantilatörlerde yüksek eğrilik sahibi profiller kullanılırken verimin önemli olduğu vantilatörlerde düşük eğrilikli profiller tercih edilmelidir.

Hücum kenarında firar kenarında olduğu gibi sivreltilmiş uç kullanılmama sebebi burada hızın teğetsel olmasıdır. Genellikle bağıl hız teğetsel durumdan sapar ve bu da türbülansla birlikte artan sürüklemeye yol açar. Ayrıca hücum kenarının küt yapılması kanadın dayanımını artırır.

3.1.2 Kaldırma ve Sürüklenme Kuvveti Katsayısı

Yapılan deneylerle elde edilen verilere göre :

$$\text{Kaldırma katsayısı : } C_L = \frac{844 * L}{A * V^2} \quad (3.1)$$

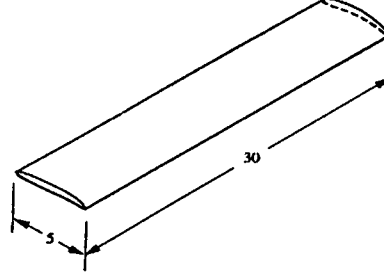
$$\text{Sürüklenme katsayısı : } C_D = \frac{844 * D}{A * V^2} \quad (3.2)$$

sonuçları elde edilmiştir.[7]

Burada L ve D kuvvetleri ‘pound’, A kanat yüzey alanı ft^2 , V bağıl hız ‘ft/sn’ cinsinden ve CL ile CD boyutsuz katsayılarıdır. Buradan görülmektedir ki $\frac{L}{D} = \frac{C_L}{C_D}$ olmakta, yani kuvvetlerin oranı katsayıların oranına eşit olmaktadır.

3.1.3 Aerodinamik Kanatlar İçin Karakteristik Eğriler

NACA tarafından yapılan rüzgar tüneli deneylerinde, genellikle 5 inch uzunlukta kanat boyu ile 30 inch uzunlukta kanat yüksekliği kullanılmaktadır. Bu, “uzunluk oranı 6” demektir. Şekil 3.3



Şekil 3.3 Rüzgar tüneli için hazırlanan uzunluk oranı 6 kanat profili

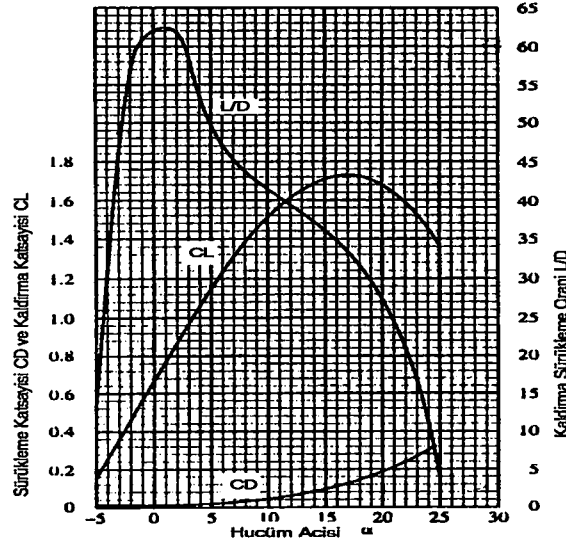
Şekil 3.3’ den görüldüğü gibi, kaldırma katsayısı, sürüklenme katsayısından çok daha büyüktür. Bu sebepten L/D oranı 10 ile 20 arasında değişebilmektedir. Vantilatör kanatlarında kullanılması için, karakteristik eğriler ‘6 uzunluk oranından sonsuz uzunluk oranına çevrilmektedir. Bu durum da maksimum L/D oranı üç katına çıkmaktadır. Yapılan bu çevrim aşağıdaki tabloda gösterilmektedir

Tablo 3.1 Sonsuz uzunluk oranına çevrim metodu

α_6	L/D	C_L	C_{L6}	$\Delta\alpha$	α_∞	ΔC_D	$C_{D\infty}$	$C_L/C_{D\infty}$
-5	12,3	0,16	0,013	0,49	-5,5	0,001	0,012	13,3
-1	22,4	0,47	0,021	1,43	-2,4	0,012	0,009	52,2
3	17,8	0,75	0,042	2,28	0,7	0,030	0,012	62,5
7	13,8	1,01	0,073	3,07	3,9	0,054	0,019	53,2
15	9,5	1,52	0,160	4,62	10,4	0,123	0,037	41,1
23	5,9	1,74	0,295	5,29	17,7	0,161	0,134	1,0
29	3,2	1,40	0,430	4,26	24,7	0,104	0,326	4,3

$\Delta\alpha=18,24\times 1/6=3,04\times C_L$, $\alpha_\infty=\alpha_6-\Delta\alpha$, $\Delta C_D=C_L^2/\pi\times 1/6=0,05305\times C_L^2$, $C_{D\infty}=C_{D6}-\Delta C_D$

İki şekil arasındaki fark açıkça görülmektedir. Sonsuz uzunluk oranında daha düşük sürüklenme dolayısıyla daha yüksek L/D oranı- vardır. Bunun sebebi aerodinamik kanat yüzeyinin iki ucunda sadece sonlu uzunluk oranlarında oluşan türbülanstır. Bu oluşum sonsuz oranlarında, dolayısıyla vantilatör kanatlarının göbek kısmı ile kovan duvarı ile sınırlandırılmış olması nedeni ile eksenel vantilatörde meydana gelemez. Bu nedenle eksenel vantilatör tasarımında, sonsuz uzunluk oranı için hazırlanan aerodinamik kanat karakteristik eğrileri kullanılmalıdır.

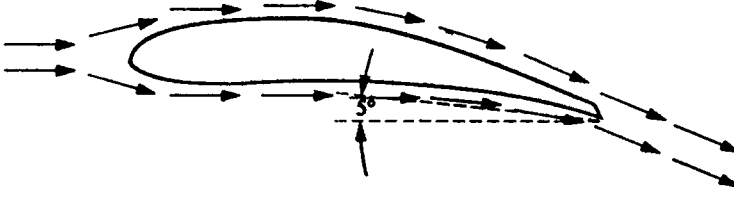


Şekil 3. 4 Sonsuz uzunluk oranındaki kanat için kanat karakteristik eğrileri

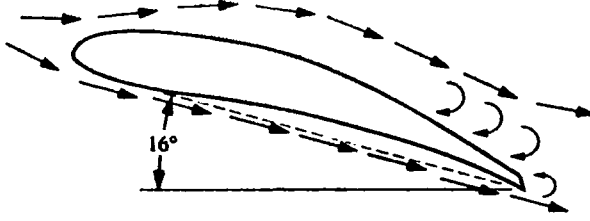
Bu karakteristik eğriler incelenirse;

- 1) Kaldırma katsayısı, α hücum açısının -8 olduğu noktada sıfır değerini alır. Eğer simetrik bir aerodinamik kanat olsaydı, $\alpha=0^\circ$ 'de $C_L=0$ olacaktı.
- 2) α arttıkça, kaldırma katsayısı da $\alpha=15^\circ$ 'deki 1,7 değerine kadar yükselir.
- 3) L/D oranı hücum açısının 1° olduğu 62,4 değerinde maksimuma ulaşır. En iyi çalışma bölgesi, bu durumda $\alpha=1^\circ$ ile $\alpha=10^\circ$ arasındaki L/D oranının 62 ile 41 değerleri arasında değiştiği kısımdır. Bu kısımda akış şekli 2.5 'de görüldüğü gibi düzgündür.
- 4) Hücum açısının 10° ile 15° arasında olduğu bölgede, akış hala profil kesidini takip etmekte, fakat vantilatör verimi, daha düşük L/D oranları yüzünden azalmaktadır.

Hücum açısının 15° 'den büyük değerlerinde, aerodinamik kanatta ani hız düşümü olur, bu da kaldırma katsayısında bir düşüşe yol açar. Yüksek hücum açılarında, akış üst profil kesidini takip edemez ve ayrılmalara meydana gelir. Bu durum şekil 3.5 de gösterilmiştir.



Şekil 3. 5 Hücüm açısı 5° için akış düzgün ve profili takip ediyor.



Şekil 3. 6 Hücüm açısının 16° olma hali

Şekil 3.6 da $\alpha=16^\circ$ hali için akışta profilden ayrılmalar meydana geliyor.

3.1.4 Kanat Sayısının Seçimi

Kademede oluşan statik basınç 'Z' kanat sayısı ile kanat genişliğinin çarpımına bağlıdır. Yani bu durumda, kanat sayısını iki katına çıkartıp, kanat genişliğini de yarıya düşürürsek statik basıncın aynı değerde kalması gereklidir. Fakat türbülans oluşumu unutulmamalıdır. Türbülans çoğunlukla kanadın giriş ve çıkışında meydana gelmektedir. Bu nedenle daha az sayıda ve daha geniş kanat yapımı daha iyi verim ve daha düşük gürültü seviyesi verebilir. Ama, bunun yanında kanat sayısı çok az, dolayısıyla kanat genişliği çok uzun olursa, vantilatörün göbek kısmı akış yönünde çok uzun olacaktır. Yani ağır, pahalı ve dengesi zor sağlanan bir vantilatör tasarlanmış olur. Bu durumda karşılanan problem, birbiri ile çakışan iki isteğin bir optimum noktasını bulmaktır. Az sayıda kanat ile düşük gürültü ile iyi verim, ve çok sayıda kanat ile hafiflik elde edilir.[7]

Teorik olarak kanat sayısının optimum sayısı bir tane çok geniş kanattır. Çünkü bu tek kanat türbülans oluşumunun en azıdır. Böylece daha az gürültü ve daha iyi verim elde edilir. Fakat bu da pratik olarak mümkün değildir. Kanat sayısının 5 ile 12 arasında seçimi, verim ile maliyet arasında pratik olarak uygundur.

3.1.5 Yönlendirici Kanat Sayısının Seçimi

Yönlendirici kanat sayısının seçiminde göz önüne alınacak olan iki husus vardır. Bunlar :

- 1) Yönlendirici kanat sayısının, kanat sayısından daha büyük olması gerekir. Çünkü yönlendirici kanatların birbirlerine daha yakın olması gerekir.
- 2) Kanat sayısı ile yönlendirici kanat sayısının ortak böleni olmaması gerekir. Aksi takdirde iki kanat iki yönlendirici kanatla aynı zamanda geçerler ve bu da gürültüye yol açar.

Kanat sayısının örneğin 7 seçilmesi iyi bir tercihtir. Çünkü 14 hariç, 10,11,12,13,15 yönlendirici kanat yukarıdaki şartı sağlamaktadır.

3.2 Eksenel Vantilatör Tasarımı

Bir kademede yapılan iş Euler eşitliğinden faydalınılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir.[5]

$$w_{kd} = u * (c_{u3} - c_{u2}) \quad (3.3)$$

İdeal şartlarda mükemmel sapma ve adyabatik akışta rotora verilen işin tümü havanın entalpisindeki artışa eşit olmalıdır.

$$(\Delta h_0)_{kd} = w_{kd} = u * (c_{u3} - c_{u2}) \quad (3.4)$$

Vantilatörden geçen akışkanın kütle debisi :

$$\dot{m} = \rho * A * c_m = \rho * \frac{\pi}{4} * (d_2^2 - d_1^2) * c_m \quad (3.5)$$

Güç :

$$P = \dot{m} * (\Delta h_0)_{kd} = \dot{m} * c_p * (\Delta T_0)_{kd} = \dot{m} * u * (c_{u3} - c_{u2}) \quad (3.6)$$

Kademedeki basınç artışı (izantropik akış için)

$$(\Delta h_0)_{kd} = \frac{1}{\rho} * (\Delta P_0)_{kd} \quad (3.7)$$

$$(\Delta P_0)_{kd} = \rho * u * (c_{u3} - c_{u2})$$

Bu rotor ve yönlendirici kanatlardaki basınç değişimlerinin toplamına eşittir.

Kademe basınç sayısı

$$\psi = \frac{(\Delta P)_{kd}}{\frac{1}{2} * \rho * u^2} \quad (3.8)$$

Kademe reaksiyonu :

Reaksiyon derecesi, rotordaki statik basınç artımı ile kademedeki yığılma basınç artımının oranıdır. Bu değer 0 dan 1 e kadar değişir.

$$R = \frac{(\Delta P)_r}{(\Delta P_0)_{kd}} \quad (3.9)$$

Vantilatör verimleri :

Kayıplar sebebi ile izantropik iş her zaman gerçek işten azdır.

$$\eta_{fi} = \frac{(\Delta P_0)_{kd}}{\rho * u * (c_{u3} - c_{u2})} \quad (3.10)$$

Kademedeki gerçek güç girişi

$$P = m * u * (c_{u3} - c_{u2}) \quad (3.11)$$

Mekanik verim η_m ile gösterilirse toplam verim

$$\eta_t = \eta_{fi} * \eta_m \quad (3.12)$$

olarak elde edilir.

Vantilatör kademeleri boyunca oluşan basınç farkı genellikle mmss olarak verilir. Buradan yola çıkılarak elektrik motoruna olan güç girişi;

$$P = \frac{1}{\eta_t} * \frac{9.81 * Q * \Delta l}{1000} = \frac{Q * \Delta l}{102 * \eta_t} \text{ kW} \quad (3.13)$$

olarak elde edilir.

Eğer vantilatör giriş ve çıkışındaki hızlar eşit veya dikkate alınmayacak kadar küçük ise toplam verim ve motor gücü;

$$\eta_{fi} = \frac{(\Delta P)_{kd}}{\rho * u * (c_{u3} - c_{u2})} \quad (3.14)$$

ve

$$P = \frac{1}{\eta_{f(statik)}} * Q * (\Delta P)_{kd} \quad (3.15)$$

şeklinde yazılabilir.

Volümetrik Verim :

Vantilatörler için volümetrik verim, giriş ve çıkıştaki debilerin oranı olarak ifade edilir.

$$\eta_v = \frac{Q_g}{Q_s} \quad (3.16)$$

3.3 Eksenel Vantilatör Kademe Tipleri

Gösterilen tüm örneklerde eksenel hız bileşenleri sabit alınmıştır.

$$c_m = c_{m1} = c_{m2} = c_{m3} = c_{m4} \quad (3.17)$$

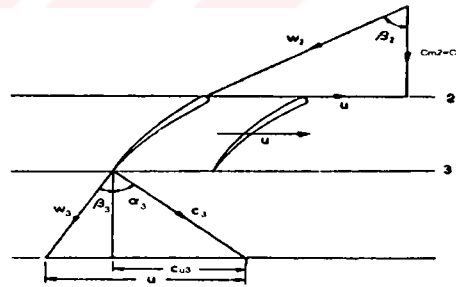
Tüm kademelerde akış eksenel olarak girer ve çıkar. Takip eden bölümde yönlendirici kanat içermeyen ve içeren kademeler incelenecektir.

3.3.1 Yönlendirici Kanat Bulunmayan Kademeler

Bu tip vantilatörlere en iyi örnek parvane ve boru tipi vantilatörlerdir. Yönlendirici kanadı bulunmayan vantilatörlerde kademe sadece rotordan ibarettir. Böylece kademedeki statik basınç artışı rotorunkine eşittir. Rotor ve kademedeki basınç artışı;

$$(\Delta p)_{kd} = (\Delta p)_r = \frac{1}{2} * \rho * (w_2^2 - w_3^2) \quad (3.18)$$

şeklinde verilir.



Şekil 3. 7 Yönlendirici kanadı bulunmayan kademe hız üçgenleri

Şekilde verilen hız üçgenlerinden yola çıkarak

$$u^2 + c_{m2}^2 = w_2^2 \quad (3.19)$$

$c_{m2} = c_{m3}$ olduğundan

$$(u - c_{u3})^2 + c_{m3}^2 = w_3^2$$

$$(\Delta p)_{kd} = \frac{1}{2} * \rho * (w_2^2 - w_3^2) = \frac{1}{2} * \rho * (u^2 + c_{m2}^2 - (u - c_{u3})^2 - c_{m3}^2)$$

$$(\Delta p)_{kd} = \rho * u * c_{u3} - \frac{1}{2} * \rho * c_{u3}^2 \quad (3.20)$$

Son denklemden görüldüğü üzere $\frac{1}{2} * \rho * c_{u3}^2$ kadarlık bir basınç kaybı oluşmaktadır. Gerekli olursa bu kayıp akışaşağı yönlendirici kanatlar kullanılması ile gazın aksenel yönde dönmesi sağlanılarak tekrar kazanılabilir. Bu da doğal olarak maliyetin artmasına neden olacaktır.

$$(\Delta p)_{kd} = \rho * u^2 * \left(\frac{c_{u3}}{u} - \frac{1}{2} * \left(\frac{c_{u3}}{u} \right)^2 \right) \quad (3.21)$$

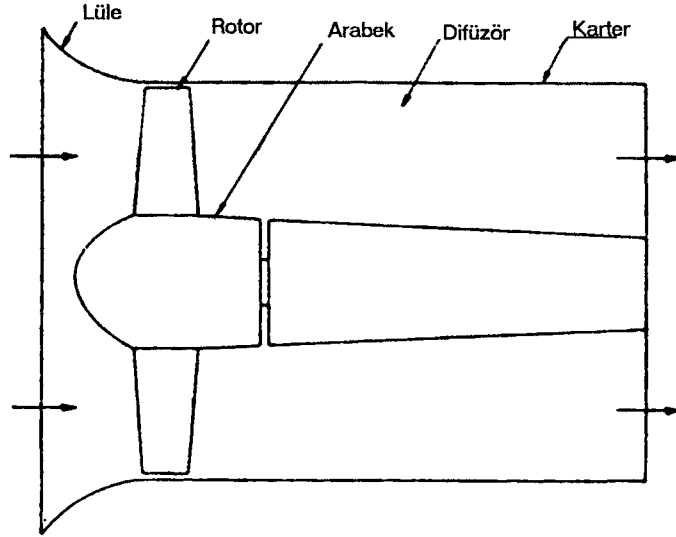
şeklinde yazılabilir.

Hız üçgenleri kullanılarak

$$c_{u3} = u - c_m * \operatorname{tg} \beta_3 \quad (3.22)$$

$$\frac{c_{u3}}{u} = 1 - \frac{c_m}{u} * \operatorname{tg} \beta_3 = 1 - \phi * \operatorname{tg} \beta_3 \quad (3.23)$$

bulunur. Burada $\phi = \frac{c_m}{u}$ olarak alınmıştır. Böylece



Şekil 3. 8 Yönlendirici kanat bulunmayan aksenal vantilatör

$$(\Delta p)_r = (\Delta p)_{kd} = \rho * u^2 * \left\{ (1 - \phi * tg \beta_3) - \frac{1}{2} * (1 - \phi * tg \beta_3)^2 \right\} \quad (3.24)$$

$$(\Delta p)_r = (\Delta p)_{kd} = \frac{1}{2} * \rho * u^2 * (1 - \phi^2 * tg^2 \beta_3) \quad (3.25)$$

bulunur.

Rotor için basınç sayısı

$$\psi_r = \frac{(\Delta p)_{kd}}{\frac{1}{2} * \rho * u^2} = 1 - \phi^2 * tg^2 \beta_3 \quad (3.26)$$

Kademe için özgül iş

$$w_{kd} = (\Delta h_0)_{kd} = u * (c_{u3} - c_{u2}) = u * c_{u3} \quad (3.27)$$

$$w_{kd} = u^2 * (1 - \phi * tg \beta_3)$$

Tersinir adyabatik akış için,

$$\frac{(\Delta p_0)_{kd}}{\rho} = (\Delta h_0)_{kd} = u * c_{u3} = u^2 * (1 - tg\beta_3)$$

$$(\Delta p_0)_{kd} = \rho * u^2 * (1 - tg\beta_3) \quad (3.28)$$

$$\psi_{kd} = \frac{(\Delta p)_{kd}}{\frac{1}{2} * \rho * u^2} = 2 * (1 - \phi * tg\beta_3) \quad (3.29)$$

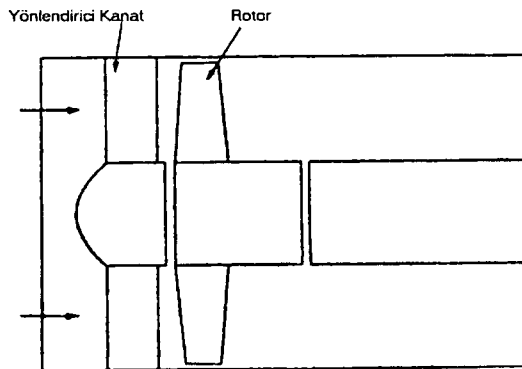
$$R = \frac{(\Delta p)_r}{(\Delta p)_{kd}} = \frac{\psi_r}{\psi_{kd}} = \frac{1}{2} * (1 + \phi * tg\beta_3) \quad (3.30)$$

3.3.2 Akışyukarı Yönlendirici Bulunan Kademeler

Bu tip kademeler için yönlendirici kanatlar akışı ivmelendirir ve teğetsel hızın rotora “-c_{u2}” şeklinde girmesini sağlar. Rotorun hareketi de bu dönüşü sıfırlar (c_{u3}=0).[2]

$$c_{u2} + u = c_{m2} * tg\beta_2 \quad (3.31)$$

$$c_{u2} = u * (\phi * tg\beta_2 - 1) \quad (3.32)$$



Şekil 3. 9 Akışyukarı yönlendirici kanadı bulunan vantilatör

Kademe işi

$$w_{kd} = (\Delta h_0)_{kd} = u * (c_{u3} - (-c_{u2})) \quad (3.33)$$

$$w_{kd} = (\Delta h_0)_{kd} = u * c_{u2} = u^2 * (\phi * \tan \beta_2 - 1) \quad (3.34)$$

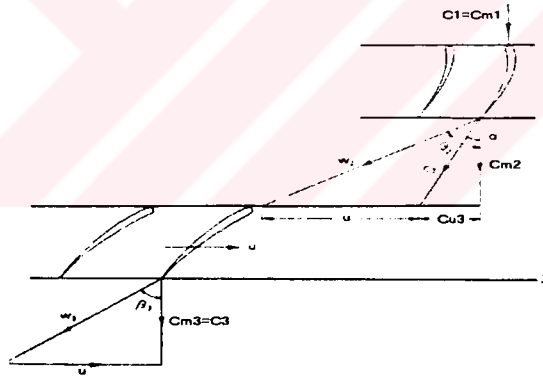
Kademeki basınç artışı;

$$(\Delta p_0)_{kd} = \rho * (\Delta h_0)_{kd} = \rho * u * c_{u2} \quad (3.35)$$

$$(\Delta p_0)_{kd} = \rho * u^2 * (\phi * \tan \beta_2 - 1) \quad (3.36)$$

Kademe basınç katsayısı;

$$\Psi = \frac{(\Delta p_0)_{kd}}{\frac{1}{2} \rho * u^2} = \frac{\rho * u^2 * (\phi * \tan \beta_2 - 1)}{\frac{1}{2} \rho * u^2} = 2 * (\phi * \tan \beta_2 - 1) \quad (3.37)$$



Şekil 3. 10 Akışyukarı yönlendirici kanatlı kademe hız üçgenleri

Bu kademedeki reaksiyon derecesi 1'den büyüktür. Bunun sebebi yönlendirici kanatlardaki basınç kaybıdır.

Rotordaki basınç artışı;

$$(\Delta p)_r = \frac{1}{2} \rho * (w_2^2 - w_3^2)$$

Giriş ve çıkıştaki hız üçgenlerinden;

$$(\Delta p)_r = \frac{1}{2} \rho * (c_m^2 + (u + c_{u2})^2 - c_m^2 - u^2)$$

$$(\Delta p)_r = \frac{1}{2} \rho * (2u * c_{u2} + c_{u2}^2) \quad (3.38)$$

Reaksiyon derecesi;

$$R = \frac{(\Delta p)_r}{(\Delta p o)_{kd}} = \frac{\frac{1}{2} \rho * (2 * u * c_{u2} + c_{u2}^2)}{\rho * u * c_{u2}} = \frac{(2 * u * c_{u2} + c_{u2}^2)}{2 * u * c_{u2}} = 1 + \frac{1}{2} \frac{c_{u2}}{u} > 1 \quad (3.39)$$

olduğu görülmektedir.

Reaksiyon derecesi;

$$R = 1 + \frac{1}{2} \frac{c_{u2}}{u} = 1 + \frac{1}{2} * (\phi + \tan \beta_2 - 1)$$

$$R = 1 + \frac{1}{2} * \phi * \tan \beta_2 = \frac{1}{2} * (1 + \phi * \tan \beta_2) \quad (3.40)$$

şeklinde de yazılabilir.

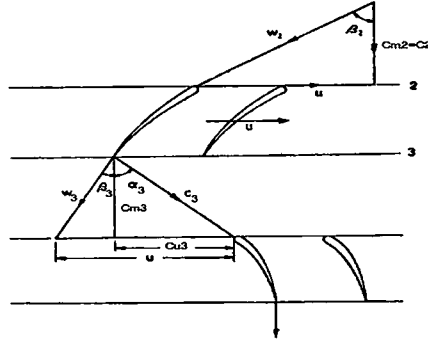
3.3.3 Akışaşağı Yönlendirici Kanat Bulunan Kademeler

Akış, rotor kanatlarına aksenal olarak girmektedir. Yönlendirici kanatlar rotor çıkışındaki mutlak hız vektörünün dönel olan c_{u3} hızını ortadan kaldırır. Böylece, akış sistemi aksenal olarak terk eder.

Hız üçgenleri kullanılarak (Şekil 3.11) ;

$$c_{u3} = u - c_m * \tan \beta_3$$

$$c_{u3} = u * \left(1 - \frac{c_m}{u} \tan \beta_3 \right) = u * (1 - \phi * \tan \beta_3) \quad (3.41)$$



Şekil 3. 11 Akışaşağı yönlendirici kanat bulunan hız üçgenleri

Kademede yapılan iş;

$$w_{kd} = u * (c_{u3} - c_{u2}) = u * c_{u3} \quad (3.42)$$

$$w_{kd} = u^2 * (1 - \phi * \tan \beta_3)$$

Kademe basıncı;

$$(\Delta p_o)_{kd} = \rho * u * c_{u3} = \rho * u^2 * (1 - \phi * \tan \beta_3) \quad (3.43)$$

Bu nedenle basınç katsayısı;

$$\Psi = \frac{(\Delta p_o)_{kd}}{\frac{1}{2} \rho * u^2} = \frac{\rho * u^2 * (1 - \phi \tan \beta^3)}{\frac{1}{2} \rho * u^2} = 2(1 - \phi \tan \beta^3) \quad (3.44)$$

Rotordaki basınç artışı;

$$(\Delta p)_r = \rho * u * c_{u3} - \frac{1}{2} \rho * c_{u3}^2 \quad (3.45)$$

Reaksiyon derecesi;

$$R = \frac{(\Delta p)_r}{(\Delta p_o)_{kd}} = \frac{\rho * u * c_{u3} - \frac{1}{2} \rho * c_{u3}^2}{\rho * u * c_{u3}} = 1 - \frac{1}{2} \frac{c_{u3}}{u} < 1 \quad (3.46)$$

olduğu gözükmemektedir.

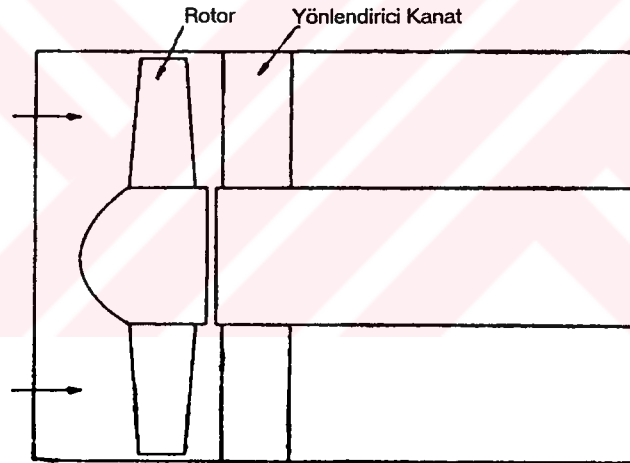
Aynı şekilde;

$$\frac{c_{u3}}{u} = (1 - \phi \tan \beta_3)$$

$$R = 1 - \frac{1}{2}(1 - \phi \tan \beta_3) = 1 - \frac{1}{2} + \frac{\phi}{2} \tan \beta$$

$$R = \frac{1}{2}(1 + \phi \tan \beta_3) \quad (3.47)$$

yazılabilir.



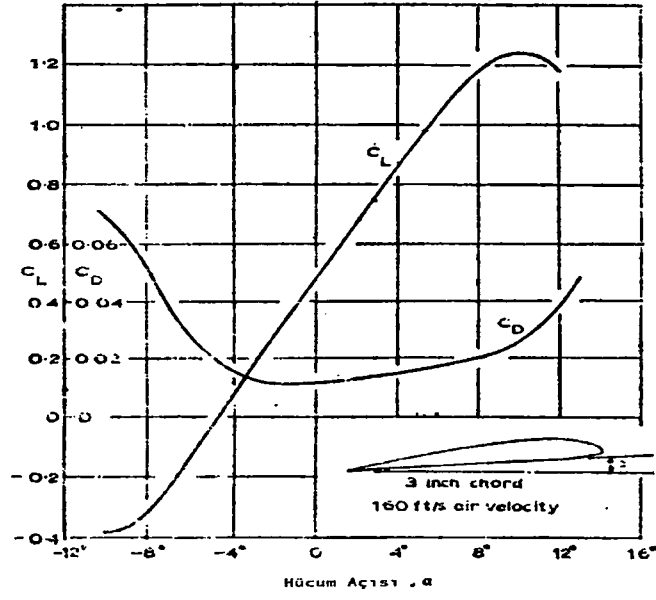
Şekil 3. 12 Akışaşağı yönlendirici kanat bulunan vantilatör

3.4 Kullanılan Kanat Profili

Eksenel vantilatörle ilgili olarak geliştirilen programda aerodinamik kanat profili olarak Göttingen 436 kullanılmıştır. Bu bölümde bu profile ait hücum açısına bağımlı olarak çizilmiş sürüklenme ve kaldırma katsayıları değişim grafiği ile bu profil kesitine ait kesit değerleri sunulmuştur.[7]

Tablo 3.2 Göttingen 436 Profilinin kanat uzunluğuna bağlı değişimi

Nokta	Üst yüzey ordinatı	Alt yüzey ordinatı
0	2,66	2,66
1,25	4,53	1,21
2,5	5,54	0,79
5	7	0,37
7,5	8.11	0,15
10	8.98	0,05
15	10,16	0
20	10,82	0
30	11,08	0
40	10,55	0
50	9,6	0
60	8,28	0
70	6,60	0
80	4,7	0
90	2,64	0
95	1,45	0
100	0,25	0

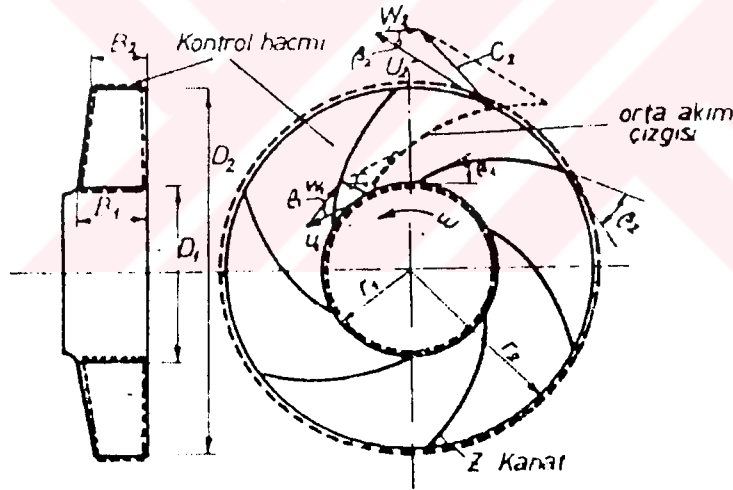


Şekil 3. 13 Hücum açısına bağımlı kaldırma-sürüklenme katsayısı değişimi

BÖLÜM 4. MERKEZKAÇ VANTİLATÖR TASARIMI

4.1 Enerji Dönüşümü (Euler Denklemi)

Enerjinin dönüşümü için , radyal akımlı bir vantilatörü ele alalım.



Şekil (2.1) [1]

Şekil 4. 1 Merkezkaç vantilatörler için tanımlanmış kontrol hacmi

W açısal hızıyla dönen döner çark , içindeki havayla dışarıya doğru ivmelendirecektir. Böylece fan girişinde alt basınç meydana gelir , sürtünmesiz , sürekli bir akış olduğu , akım çizgilerinin kanat eğriliğine duyduğu ve sonsuz sayıda kanat olduğu kabulü yaparak. mil merkezinden r kadar uzaklıkta bir yerde kanat üzerindeki havanın çevre hızı $U=w.r$ 'dir.

Mutlak hız (C) , çevre hızı (U) ve bağıl hız (W)'nin vektörel toplamıdır.

$$c=u+w \quad (4.1)$$

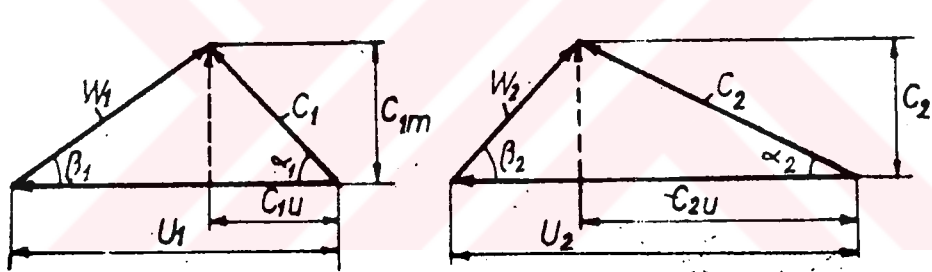
Girişteki hız için,

$$c_1=u_1+w_1$$

Çıkıştaki hız için

$$c_2=u_2+w_2$$

şeklinde yazılır. Şekil (4.2c) giriş üçgenini ve Şekil (4.2b) çıkış üçgenini ifade etmektedir.



Şekil 4. 2 Vantilatör giriş-çıkış hız üçgenleri

Döner çarkın havaya aktardığı enerji (dönüşümü) bakımından giriş-çıkış üçgenleri önem taşır. Döndürme momentinde mutlak hızın C_m meridyen ve C_u çevresel bileşenlerinden yalnız C_u bileşeninden moment elde edilir.

$$\text{Giriş Momenti} = m \cdot C_{1u} \cdot r_1 \quad (4.2)$$

$$\text{Çıkış Momenti} = m \cdot C_{2u} \cdot r_2 \quad (4.3)$$

$$\text{Mil Momenti} = m \cdot (C_{2u} \cdot r_2 - C_{1u} \cdot r_1) \quad (4.4)$$

$$\text{Güç} = m \cdot (C_{2u} \cdot r_2 \cdot w - C_{1u} \cdot r_1 \cdot w) \quad (4.5)$$

$$N = C_{2u} \cdot U_2 - C_{1u} \cdot U_1 \quad (4.6)$$

$$gH = \Delta P / \rho = C_{2u} \cdot U_2 - C_{1u} \cdot U_1 \quad (4.7)$$

4.2 Dik Giriş

Döner kanatlara giren hava , girişte klavuz kanatlar yoksa , radyal olarak giriyorsa $\alpha_1 = 90^\circ$ olduğundan C_1 hızı U_1 hızına dik olur.

Euler denklemi tekrar uyarlanarak yazılır.

$$gH = C_{2u} \cdot U_2 \quad (4.8)$$

4.3 Güç Azalma Faktörü

Pratikte belirli sayıda kanat kullanılır ve yeteri kadar akımı yöneltmez. Kanat sayısı çoğaldıkça akımın doğrultusu H_{th} - koşuluna yaklaşır. C. Pfleiderer'e göre:

$$\Delta P_{th} = \mu \cdot \Delta P_{th-} \quad (4.9)$$

olur. 'μ' ye güç azalma faktörü adı verilir.

4.4 Hidrolik Verim

Vantilatör kanalları içindeki sürtünme kayıpları nedeniyle hidrolik verimi de hesaba katarak hakiki basıncın teorik basınçtan daha düşük olduğunu açıklayabiliriz.

$$\eta_h = \Delta P / \Delta p_{th} \quad (4.10)$$

C. Pfeleiderer'e göre;

$$\Delta P / \rho = U_2 \cdot \eta_h \cdot \frac{C_{2u}}{1 + \frac{2 \cdot \psi}{Z \cdot [1 - (D_1 / D_2)^2]}} \quad (4.11)$$

yazılır.

Denklem (4.11)'deki hidrolik verim (η_h) vantilatör sürtünme kayıplarını saptarken önemli bir yer tutar. Bu verimin yüksek olması gerekir.

Geriye dönük kanatlarda , kanat eğriliği akım tekniği bakımından noksansız ve uygun şekilde dizayn edilmişse $\eta_h = 0,85$ ve daha yüksek olarak kabul edilebilir.

4.5 Basma Yüksekliği

Havanın özgül ağırlığı sabit kabul edilirse ,

$$H = \Delta P / \gamma \quad (4.12)$$

yazabiliriz. Yüksek basınç artışlarında integrasyon metoduyla α basınç altında sıkışma etkisidir.

$$H = \frac{\Delta P_{stat}}{\gamma} \cdot \alpha \quad (4.13)$$

Tablo (4.1) Vantilatoren ; Bruno Eck'e 4. basım , sayfa 4'den , [1] , sf 17.

P_{stat}	100	200	400	1000	2000
α	0,996	0,993	0,986	0,966	0,960

tablosundan α bulunur.

4.6 Volumetrik Verim

Tek girişli çarkın toplam debisi (Q'), Q faydalı debisi ile ΔQ kaçak debisinin toplamı anlaşılmaktadır. Vantilatör debisinin (faydalı debi), döner çark içinden geçen debiye (toplam debi) oranına 'Volümetrik verim' denir. (0,95-0,98) alınır. [1],sf. 47

$$\eta_v = Q / Q' \quad (4.14)$$

4.7 Döner Çark Dış Yüzeylerinin Sürtünme Verimi

Vantilatör iç gücünden, döner çarkın dış yüzeylerinin sürtmesi yoluyla harcanan gücün çıkarılıp vantilatör iç gücüne bölünmesi ile elde edilir.

$$\eta_r = \frac{N_i - N_r}{N_i} \quad (4.15)$$

4.8 Vantilatör İç Verimi

Vantilatör gücünün, vantilatör iç gücüne oranına denir.

$$\eta_i = N / N_i = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_t \quad (4.16)$$

4.9 Mekanik Verim

Makinaya verilen mekanik enerjinin bir kısmı dış kayıplar (yataklar arasındaki sürtünmeler) tarafından yutulur ve mekanik kayıpları teşkil ederler. Vantilatörün iç gücünün, vantilatör gücüne oranına 'Mekanik verim' denir.

$$\eta_m = N_i / N_c \quad (4.17)$$

4.10 Genel Verim

Vantilatör faydalı gücünün , yukarıdaki sebeplerden dolayı vantilatör miline ulaşabilen güce oranına ‘Genel verim’ denir.

$$\eta_g = N / N_c = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_t \cdot \eta_m \quad (4.18)$$

4.11 Özgül Hız

1 m³/sn debiyi 1 m. yukarı basmak için gereken devir sayısıdır. Özgül hız akım makinelerinde biçim tayini için kullanılan önemli bir sayıdır. Biçim sayısı da denilen bu sayı küçüldükçe döner çark çapı büyür. Ayrıca n_q küçüldükçe döner çark eni o nispette daralmaktadır. D₂ / D₁ oranı ise , n_q azaldıkça küçülür. Özgül hız,

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (4.19)$$

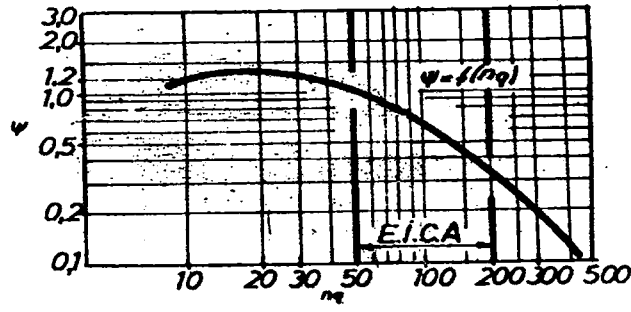
şeklinde bulunur.

4.12 Basınç Sayısı

Çevresel hızın basma yüksekliğine oranını tayin eden basınç sayısı,

$$\psi = 2 \cdot g \cdot H / U_2^2 \quad (4.20)$$

şeklinde ifade edilir. ψ direkt olarak aşağıdaki grafikten veya tablodan vantilatör tipine ve dizayn şartlarına göre seçilir.



Şekil 4. 3 Özgül hız-basınç sayısı eğrisi

Yüksek Basınçlı Vantilatörler

Tablo(4.2) Yüksek basınçlı vantilatörler için basınç sayısının özgül hızla değişimi

(Öne Eğik Kanatlı)	$1,2 < \psi < 1,6$
Yüksek basınçlı santrifüj çarklar.....	$n_q < 40 \dots\dots\dots 1,0 < \psi < 1,2$
Yüksek basınçlı santrifüj çarklar	$40 < n_q < 80 \dots\dots\dots 1,0 < \psi < 1,1$
Yüksek basınçlı santrifüj çarklar.....	$80 < n_q < 100 \dots\dots\dots 0,9 < \psi < 1,0$
Orta basınçlı santrifüj çarklar.....	$100 < n_q < 200 \dots\dots\dots 0,6 < \psi < 0,9$
Alçak basınçlı santrifüj çarklar.....	$150 < n_q < 350 \dots\dots\dots 0,6 < \psi < 0,7$

4.13 Kademe Reaksiyon Değeri

Bu bölümde ise merkezkaç vantilatörlerle ilgili kademe işi, basınç artışı, basınç sayısı ve reaksiyon derecesi gibi değerler hız üçgenlerindeki açılar cinsinden elde edilecektir.

Kademe İşi

Kademe işi Euler denklemiyle tanımlanmıştır.

$$w_{st} = u_2 \cdot c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (4.21)$$

Eğer girişte kılavuz kanatlar yoksa aksenal hız sıfır kabul edilebilir.

$$\alpha_1 = 90^\circ, c_{1u} = 0 \text{ ve } u_1 \cdot c_{1u} = 0$$

Bu nedenle sabit radyal hız,

$$c_1 = c_{1m} = c_{2m} = u_1 \cdot \tan \beta_1 \quad (4.22)$$

4.21 denkleminde,

$$w_{st} = u_2 \cdot c_{2u} = u_2^2 \left(\frac{c_{2u}}{u_2} \right) \quad (4.23)$$

Çıkış hız üçgeninden,

$$u_2 - c_{2u} = c_{2m} \cot \beta_2$$

$$\frac{c_{2u}}{u_2} = 1 - \frac{c_{2m}}{u_2} \cot \beta_2 \quad (4.24)$$

4.23 ve 4.24 denklemlerinden,

$$w_{st} = u_2^2 (1 - \phi \cot \beta_2) \quad (4.25)$$

$$\frac{c_2}{\sin \beta_2} = \frac{u_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} \quad (4.26)$$

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \frac{u_2 \cdot \sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}$$

$$\frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2}{\sin \alpha_2 \cos \beta_2 + \cos \alpha_2 \sin \beta_2} = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (4.27)$$

(4.27)denklemini (4.23) de yerine konulursa kademe işi,

$$w_{st} = \frac{\tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} u_2^2 \quad (4.28)$$

Akışın tam olarak çark geometrisini takip ettiği kabul edilerek, adyabatik işlemde elde edilen özgül iş,

$$(\Delta h_o)_{st} = w_{st} = u_2 \cdot c_{2u} = u_2^2 (1 - \phi \cot \beta_2) \quad (4.29)$$

Fanı döndürmek için gerekli güç,

$$P = m(\Delta h_o)_{st} = m \cdot c_p \cdot (\Delta T_o)_{st} = m \cdot u_2 \cdot c_{2u} \quad (4.30)$$

Kademe Basınç Artımı

Eğer sıkıştırma işlemi tersinir adyabatik kabul edilirse,

$$(\Delta h_o)_{st} = \frac{1}{\rho} (\Delta p_o)_{st}$$

Buradan,

$$(\Delta p_o)_{st} = \rho \cdot u_2 \cdot c_{2u} = \rho \cdot u_2^2 \cdot (1 - \phi \cot \beta_2) \quad (4.31)$$

Daha önce belirtildiği gibi bağıl akışın difüzyonu ve merkezkaç enerjisindeki değişme sebebiyle statik basınç çarka doğru artar. Bu nedenle,

$$p_2 - p_1 = (\Delta p)_r = \frac{1}{2} \rho (u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2} \rho (w_1^2 - w_2^2) \quad (4.32)$$

Euler'in kompresörler için tanımladığı denklemden,

$$(\Delta p_0)_{st} = \frac{1}{2} \rho (u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2} \rho (w_1^2 - w_2^2) + \frac{1}{2} \rho (c_2^2 - c_1^2) \quad (4.33)$$

4-32 denkleminde yerine konulursa,

$$(\Delta p_o)_{st} = (p_2 - p_1) + \frac{1}{2} \rho (c_2^2 - c_1^2) = p_{02} - p_{01}$$

$$(\Delta p_o)_{st} = (\Delta p)_r + \frac{1}{2} \rho (c_2^2 - c_1^2) \quad (4.34)$$

Kademe basınç sayısı

Kademe basınç sayısı şu şekilde tanımlanır,

$$\psi_{st} = (\Delta p_0)_{st} / \frac{1}{2} \rho u_2^2$$

4-31 denkleminde,

$$\psi_{st} = 2 \frac{c_{2u}}{u_2} = 2(1 - \phi \cot \beta_2) \quad (4.35)$$

4-27 denklemini 4-35'da yerine konursa,

$$\psi_{st} = \frac{2 \cdot \tan \beta_2}{\tan \alpha_2 + \tan \beta_2} \quad (4.36)$$

Rotor veya çark basınç sayısı şu şekilde tanımlanır,

$$\psi_r = (\Delta p)_r / \frac{1}{2} \rho u_2^2 \quad (4.37)$$

Kademe Reaksiyonu

Tanımdan, fan kademesinin reaksiyon derecesi

$$R = (\Delta p)_r / (\Delta p_0)_{st}$$

Bu aynı zamanda rotor ve kademe için basınç sayıları cinsinden tanımlanabilir.[5]

$$R = \psi_r / \psi_{st} \quad (4.38)$$

Giriş hız üçgenlerinden,

$$w_1^2 - u_1^2 = c_1^2$$

4-32 'de yerine koyduğumuzda,

$$(\Delta p)_r = \frac{1}{2} \rho (u_2^2 - w_2^2 + c_1^2) \quad (4.39)$$

4-22 denklemi 4-39'a uygulandığında,

$$(\Delta p)_r = \frac{1}{2} \rho (u_2^2 - w_2^2 + c_{2m}^2) \quad (4.39a)$$

Çıkış hız üçgenlerinden,

$$w_2^2 - c_{2u}^2 = (u_2 - c_{2u})^2$$

$$u_2^2 - w_2^2 + c_{2m}^2 = u_2^2 - (u_2 - c_{2u})^2$$

$$u_2^2 - w_2^2 + c_{2m}^2 = 2u_2 c_{2u} - c_{2u}^2$$

Bu ifade 4-39a denklemine konduğunda,

$$(\Delta p)_r = \frac{1}{2} \rho (2u_2 c_{2u} - c_{2u}^2) \quad (4.40)$$

4-31 ve 4-40 denklemleri reaksiyon derecesini,

$$R = 1 - \frac{1}{2} \frac{c_{2u}}{u_2} \quad (4.41)$$

olarak verir.

Denklem 4-41 üç tip merkezkaç çark için reaksiyon derecesini verir.

(a) Geriye eğik kanatlı ($\beta_2 < 90^\circ$)

Geriye eğik kanatlı için $c_{2u}/u_2 < 1$

Bu nedenle reaksiyon derecesi birleşme her zaman 1'den küçüktür.

(b) Radyal kanatlar ($\beta_2 = 90^\circ$)

Radyal kanatlar için $c_{u2} = u_2$. Bu nedenle,

$$R = 1/2$$

(c) Öne eğik kanatlar ($\beta_2 > 90^\circ$)

Öne eğik kanatlar için $c_{2u} > u_2$. Buradan,

$$R < 1/2$$

bulunur.

4.24 ve 4.41 denklemlerinin kombinasyonundan,

$$R = \frac{1}{2}(1 + \phi \cot \beta_2) \quad (4.42)$$

bulunur.

Reaksiyon derecesi ve kademe basınç sayısı arasında bir ilişki elde edilebilir.

4.35 denklemi,

$$\frac{c_{2u}}{u_2} = \frac{1}{2} \psi_{st}$$

4.41 denkleminde yerine koyarsak,

$$R = 1 - \frac{1}{4} \dot{\psi}_{st} \quad (4.43)$$

$$\psi_{st} = 4(1 - R) \quad (4.44)$$

Bu, kademe basınç sayısının reaksiyon derecesinin artmasıyla azaldığını gösterir.

Kademe Verimi

Kademeye giren esas iş,

$$w_{st} = u_2 \cdot c_{2u}$$

formülüyle hesaplanır.

Burada c_{2u} fanda elde edilen gerçek değerdir. Kademe kayıpları sebebiyle izentropik iş

$\frac{1}{\rho}(\Delta p_o)_{st} = v(\Delta p_o)_{st}$ gerçek işten ($u_2 \cdot c_2$) düşüktür. Buradan fan kademe verimi

$$\eta_{st} = (\Delta p_o)_{st} / \rho u_2 \cdot c_{2u} \quad (4.44)$$

olarak elde edilir.



BÖLÜM 5. MERKEZKAÇ VANTİLATÖR TASARIMI (RADYAL AKIMLI)

Döner çarkın konstrüksüyonu için gerekli hesaplar, Euler denklemlerine göre akım çizgileri esas alınarak yapılır.

Akım çizgilerinin gerçekte daha değişik bir yön takip etmesi nedeniyle , teorik olarak saptanan değerler Pfleiderer teorik esaslarına göre yeterli şekilde düzeltilir.

5.1 Özgül Hız (n_q) Hesabı

Q,H ve n değerleri verildiğine göre , (4.19) denkleminde ,

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

Özgül hız bulunur ve tanımda anlatıldığı gibi basınç sayısına verilen Şekil (4.3)'den veya Tablo (4.2)'den geçilir.

5.2 Vantilatörü Çalıştıran Güç

$$\text{İş Gücü} \quad N_i = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102 \cdot \eta_i} \quad (5.1)$$

$$\text{Mil Gücü} \quad N_e = \frac{Q \cdot H \cdot \gamma}{102 \cdot \eta_i \cdot \eta_m} \quad (5.2)$$

Burada η_i iç verim, η_m mekanik verimdir. ($\eta_m = \frac{N_i}{N_e}$) Genellikle

$\eta_m=0,80-0,97$ kadardır. Küçük vantilatörlerde düşük , büyük vantilatörlerde büyük verim alınır.

5.3 D₂ Çapının Geçici Hesabı

U₂ hızının hesabında geriye eğik konstrüksiyonlarında Şekil (4.3)'den , öne eğik ve radyal vantilatörlerde Tablo (4.2)'den özgül hız alınır ve (5.3) denkleminde yerine konularak bulunur.

$\psi = 2.g.H / U_2^2$ olduğundan

$$U_2 = \sqrt{2.g.H / \psi} \quad (5.3)$$

yazılır. U₂ hızı yukarıdaki formülden bulunarak ,

$$U_2 = \pi.D_2.n / 60$$

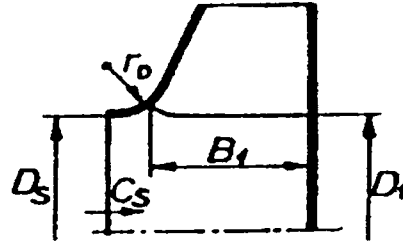
formülüne geçilir.

Bu değer (5.4)'de kullanılarak çıkış çapı bulunur.

$$D_2 = 60.U_2 / \pi.n \quad (5.4)$$

Burada elde edilen çap kesin çap değildir. Daha sonra yapılacak hesaplar sonucunda elde edilecek çap ile karşılaştırılacak ve değerler yakın değilse işlemler tekrarlanacaktır.

5.4 Fan Giriş Çapı



Şekil 5. 1 Düz kanat giriş ve D_1 giriş çapının gösterilişi

Şekil (5.1)'de görüldüğü gibi (D_s) çapındaki alandan C_s hızı ile giren debi ;

$$Q' = \frac{\pi \cdot D_s^2}{4} \cdot C_s \quad (5.5)$$

formülüyle saptanır.

C_s =Emme hızı (m/sn.)

Q' =Fan debisi ($m^3/sn.$)

D_s =Emme çapı (m.)

D_1 = Giriş çapı (m.)

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v}$$

Kaçak debi gözönüne alınarak (4.14) bağıntısından toplam debi çekilir. Verim (0,95-0,98) alınır.

$$D_s = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'}{\pi \cdot C_s}} \cong D_1 \quad (5.6)$$

Pfleiderer'e göre [1], sf.49

$$C_s = \varepsilon \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (5.7)$$

şeklinde verilir.

Deneyle sonuçta elde edilen ε değerlerinden yola çıkılarak

$$n_q < 30 \text{ için } \dots \varepsilon = 0,1-0,3$$

$$n_q > 30 \text{ için } \dots \varepsilon = 0,55(n_q/100)^{1/3}$$

olarak saptanır.

5.5 Kanat Giriş Eni (B_1)'in Hesabı

Sürekli olarak giren akımın ortalama hızını , kanat önünde (C_{om}) olarak ifade edelim. (C_{om}) gerçekten meridyenel ortalama hızdır. Fan miline paralel olarak giren hava akımının (C_s) giriş hızı kanat girişinde aynı kalmaz. Böylece $Q' = \pi \cdot D_1 \cdot B_1 \cdot C_{om}$ olarak ifade edilir. Buradan yüksek verimli fan dizaynı için ,

$$m = C_{om} / C_s = 0,5 \cdot (100 / n_q)^{1/6} \quad (5.8)$$

formülünden yararlanarak;

$$B_1 = \frac{Q}{\pi \cdot D_1 \cdot C_{om}} \quad (5.9) \quad [1], \text{ sf.-51}$$

bulunur.

C_s giriş hızı aksenal durumdan radyal duruma geçerken (yön değiştirmesi anında) yavaşlar, hızlanır veya aynı kalabilir. Bunlardan birisini kabul ederek fan dizayn etmek mümkündür.

Yukarıdaki sonucun sağlanması için fan ağzının (r_D) eğrilik yarıçapının (deneylere göre) $r_D=0,14 D_1$ olarak alınması gerekir.

5.6 Kanat Kalınlığı

Genellikle vantilatörlerde kanat kalınlığı $S=3-5$ mm. arasında dizayn edilir. (sf 53,[1])

t_1 : Giriş kanat hatvesi

t_2 : Çıkış kanat hatvesi

β_1 : Giriş açısı

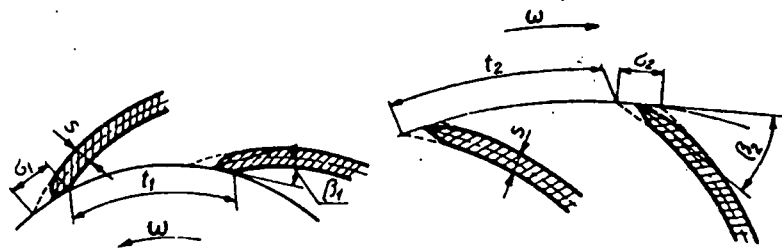
β_2 : Çıkış açısı

$$\sin \beta_1 = S / \sigma_1 \quad (5.10)$$

$$\sin \beta_2 = S / \sigma_2 \quad (5.11)$$

$$t_1 = \pi * D_1 / Z \quad (5.12)$$

$$t_2 = \pi * D_2 / Z \quad (5.13)$$



Şekil 5. 2 a-b Merkezkaç vantilatörün kanat kesiti üzerinde σ_1 in gösterimi

Şekil (5.2a)'da girişte çevre üzerindeki kanat kalınlığı (σ_1) ile ve Şekil (5.2b)'de çıkışta , çevre üzerindeki kanat kalınlığı σ_2 ile gösterilmiştir.

5.7 Daralma Faktörü

Kanat önündeki ortalama meridyen giriş hızını (C_{0m}) olarak ifade etmiştik. Ancak kanat kalınlığından dolayı daralma olacağından kanala giriş artacaktır. Havanın kanala giriş yerinde (D_1) çapında C_{1m} hızı meydana gelecektir. $C_{1m} > C_{0m}$ olur. ξ : Daralma faktörüdür.

$$C_{0m} / C_{1m} = \xi = 1 - \sigma_1 / t_1 \quad (5.14)$$

olarak ifade edilir. Burada t_1 taksimat hatvesini ifade eder.

ξ , geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler 0,92 ile 0,96 ; radyal ve öne eğik kanatlı vantilatörlerde daha küçük alınır. Ayrıca çıkış meridyen hızı

$$C_{2m} = (0,6 \sim 0,8) \cdot C_{1m} \quad (5.15)$$

İç verim η_i , hidrolik verim η_h , C_{2m} ve C_{1m} arasında aşağıdaki bağıntılar vardır.

$$\eta_h = (1,05 \sim 1,1) \cdot \eta_i \quad (5.16)$$

$C_{2m} / C_{1m} = 0,6-0,8$ olarak alınacaktır.

($n_q < 40$) değerler için , küçük sayısal değerler , ($n_q = 80-100$) değerleri için , büyük sayısal değerler seçilmelidir. [1] , sf 5

5.8 U_1 Hızının ve (β_1) Açısının Hesabı

Giriş ve çıkış çapları oranı , giriş ve çıkış hızları oranına eşitlenerek girişteki çevre hızı bulunur.

$$U_1 = U_2 \cdot (D_1 / D_2) \quad (5.17)$$

Seçilen ξ değeri kullanılarak kanat giriş açısı (5.16) formülünden bulunur.

$$tg\beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} = \frac{C_{om}}{\xi \cdot U_1} \quad (5.18)$$

5.9 Kanat Sayısı (Z)

Kanat sayısının optimum değerini elde etmek mümkün değildir. Bazı kabullerle elde edilen , [3] sf 53

$$Z = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \cdot \frac{1 + (D_1 / D_2)}{1 - (D_1 / D_2)} \quad (5.19)$$

formülü iyi bir netice verir. Ayrıca bu değer çıkış açısının bulunmasından sonra aşağıdaki Eck veya Pfleiderer formülleri ile karşılaştırılarak daha iyi bir netice elde edilir.

Ayrıca geriye eğik kanatlı vantilatörler için β_1 açısının ön kabulü ile β_2 açısı da saptanır. Genellikle $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$ olarak alındığında verim artmaktadır. Ancak yapılan deneyler $\beta_2 = \beta_1 + 10^\circ$ alınması gerektiğini göstermiştir.

Kanat sayısı:

$$Z = K \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \beta_m$$

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

olarak yerine konur ve $K=3-8$ arası alınabilir.

5.10 (β_2) Açısının Hesabı

Eck⁵⁴² bağıntısından , β_2 elde edilir. [4] , sf 152.

$$Z = \frac{8,5 \cdot \sin \beta_2}{(1 - D_1/D_2)}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{Z}{8,5} \cdot (1 - D_1 / D_2) \quad (5.20)$$

5.11 Daralma Faktörü Kontrolü

(5.12) formülünden,

$$t_1 = \pi \cdot D_1 / Z$$

taksimat hatvesini ifade eder.

Kanat kalınlığı $S=(3\sim5)$ alınarak,

$$\sigma_1 = S / \sin \beta_1 \quad (5.21)$$

(5.14) formülünden ,

$$\xi_1 = (t_1 - \sigma_1) / t_1$$

Daralma faktörü bulunarak ilk seçilen değer kontrol edilir. Fark az ise devam edilir.

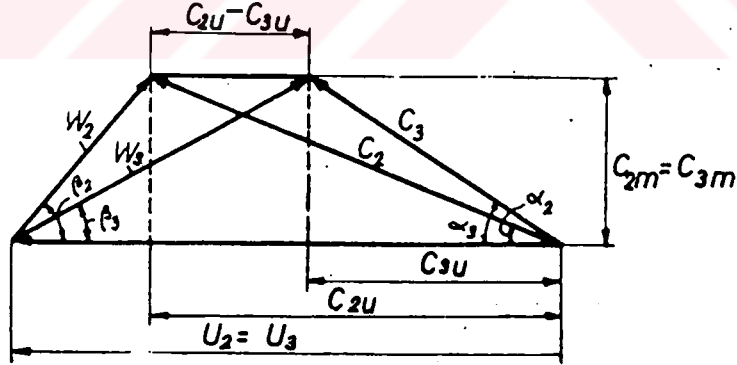
5.12 Güç Azalma Faktörü (μ)

Euler denklemine göre, kanallar içersindeki hava (w_2) hızıyla ve u_2 çevre hızıyla (β) açısı yaparak kanalı terk eder.

Gerçekte bu durum daha farklıdır. Kanat belirli sayıda olduğu için kanatlar yeteri kadar akımı yöneltmez. Kanat sayısı çoğaldıkça , akımın doğrultusu $H_{th\infty}$ koşuluna yaklaşır. Gerçek koşulda geriye dönük kanat sisteminde ($\beta_2 < 90^\circ$) kanalı terkeden hava , dönüş yönüne ters yöndedir. Relatif hız artacağından (β_2) açısı azalarak (β_3) durumuna gelir. Çıkış üçgeni Şekil (5.3)'deki durumdadır.

Gerçek bir vantilatörde kanat sayısı belirli olduğu için $C_{2u} > C_{3u}$ 'dur.

$$\frac{C_{3u}}{C_{2u}} = \mu = \frac{1}{1 + \frac{2 \cdot [0,75 \cdot (1 + \beta_2 / 60)]}{Z \cdot [1 - (D_1 / D_2)^2]}} \quad (5.22)$$



Şekil 5. 3 Giriş ve çıkıştaki hız üçgenlerinin beraber gösterimi

FLEIDERER düzeltme sayısının değeri [1] , sf 11.(5.22) formülünden bulunur.

5.13 Sonsuz Kanat Teorik Basma Yüksekliği

Sonsuz kanat yüksekliği (5.24) bağıntısından düzeltme katsayısı konularak hesaplanır.

$$H_{th}=H / \eta_h \quad (5.23)$$

$$H_{th\infty}=H / \mu \quad (5.24)$$

5.14 Çevresel Hız Kontrolü

$$U_2 = \pm \frac{C_{2m}}{2 \cdot \tan \beta_2} \cdot \sqrt{\left(\pm \frac{C_{2m}}{2 \cdot \tan \beta_2} \right)^2 + g \cdot H_{th\infty}} \quad (5.25)$$

Yeni çevresel hıza göre gerekirse çıkış çapı (5.4) formülünden hesaplanarak işlemler tekrarlanır. (5.25) formülünde öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler için (-) değerler , geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler için (+) değerler alınır. [1] ,sf 57

$$D_2=60.U_2 / \pi.n$$

5.15 Çıkış Kenarı Hesabı

(5.13) formülünden t_2 bulunduktan sonra (5.26)'den kanat kalınlığı ve (5.27)'den çıkış daralma faktörü bulunur.

$$t_2=\pi.D_2 / Z$$

$$\sigma_2 = S / \sin \beta_2 \quad (5.26)$$

$$\xi_2= (t_2-\sigma_2) / t_2 \quad (5.27)$$

$$B_2 = \frac{Q'}{\pi \cdot D_2 \cdot C_{2m} \cdot \xi_2} \quad (5.28)$$

Formülünde yukarıdan bulunan değerler (5.28) formülünde konularak kanat çıkış eni elde edilir.



BÖLÜM 6. ÖRNEK PROBLEM ÇÖZÜMLERİ

Bu bölümde eksenel ve merkezkaç vantilatör tipleri için örnekler sunulmuştur.

6.1 Eksenel Vantilatör

VERİLENLER:

$$Q=2.36 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_s=12.7 \text{ mm}$$

SEÇİLEN DEĞERLER:

$$\eta=0.8$$

$$\gamma = D_e / D_m = 0.5$$

$$\psi=0.35$$

$$Z=8 \text{ (kanat sayısı)}$$

$$c/s = 1 \text{ (} D_m \text{ çapı için)}$$

$$c/s = 0.4 \text{ (} D_e \text{ çapı için)}$$

$$c/s = 0.55 \text{ (} D^* \text{ çapı için)}$$

$$n = 975 \text{ d/dak} = 16.3 \text{ d/s}$$

Profil : Göttingen 436

$$\text{Kanat kalınlık katsayısı} = 1.06$$

Tablo 6.1 Verimle basınç sayısının değişimi

γ	ϕ	ψ	η	
0.33	0.198	0.044	%78	Yukarı yönlendirici kanatlı
0.33	0.180	0.086	%79	
0.47	0.230	0.16	%84	
0.7	0.365	0.5	%77	
0.5	0.25	0.3	%85	
0.45	0.277	0.38	%86	Aşağı yönlendirici kanatlı
0.5	0.268	0.52	%85	
0.5	0.244	0.155	%78	Yönlendirici kanatsız Aşağı yönlendirici kanatlı Ters Dönüslü
0.25	0.17	0.11	%84	
0.55	0.145	0.25	%86	
0.55	0.225	0.24	%79	
0.5	0.203	0.49	%75	

ÇÖZÜM :

$\eta=0.8$ için $\gamma = D_e / D_m = 0.5$ ve $\psi=0.35$ olarak seçilir.

$$\rho_s * H_s = \rho_h * H_h \text{ den}$$

$$H_h = \frac{1000 * 12.7}{1000 * 1.25} = 10.16m.$$

$$H_t = H_s / \eta = 10.16 / 0.8 = 12.7mAs$$

Çevresel hız

$$u = \sqrt{\frac{2 * g * H}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 * g * 12.7}{0.35}} = 26.68 \text{ m/s}$$

bulunur.

$u_2 = \pi * D_e * n$ formülü kullanılarak

$D_e = 0.52 \text{ m}$ bulunur

$\gamma = 0.5$ den yola çıkarak

$D_m = 0.5 * D_e = 0.26 \text{ m}$. bulunur.

Akışkanın dik geçiş alanı

$$A = \frac{\pi * (D_e^2 - D_m^2)}{4 * 1.06} = 0.15 \text{ m}^2$$

bulunur. Buradaki 1.06 katsayısı kanat kalınlıklarını dikkate almak amacıyla eşitliğe konulmuştur.

$Q = \frac{v_m}{A}$ eşitliği kullanılarak

$$v_m = \frac{Q}{A} = \frac{2.36}{0.15} = 15.66 \text{ m/s}$$

eksenel hız olarak bulunur.

Kanat dibindeki çevresel hız ise

$$u_1 = \pi * D_m * n = \pi * 0.26 * 16.3 = 13.36 \text{ m/s}$$

olarak elde edilir.

Hesaplara hız üçgenleri yardımı ile dönecek olursak

$$v_u = \frac{g * H_t}{u_1} = \frac{9.81 * 12.7}{13.36} = 9.32 \text{ m/s}$$

$$\beta - \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{v_m}{u - v_u / 2} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{15.66}{13.36 - 9.32 / 2} \right) = 60^\circ$$

$$w_\infty = \sqrt{v_m^2 + \left(u - \frac{v_u}{2}\right)^2} = \sqrt{15.66^2 + \left(13.36 - \frac{9.32}{2}\right)^2} = 17.32 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_u}{w_\infty} = \frac{9.32}{17.91} = 0.52$$

$$\frac{v_u}{w_\infty} = \frac{1}{2} * c_L * \frac{c}{s}$$

Yukarıdaki formülde

C_L : Kaldırma katsayısı

C : Kanat genişliği

S : Adım $\left(s = \frac{2 * \pi * r}{Z}\right)$

Göbekteki c/s oranı 1 olarak seçilmişti. Formülde yerine konulursa

$$0.52 = \frac{1}{2} * c_L * 1$$

$$C_L = 1.04$$

olarak elde edilir. Bu değerle Göttingen 436 profili için verilmiş olan şekil (3.13) den atak açısı $\alpha = 6^\circ$ olarak bulunur.

Böylece $\beta = 66^\circ$ olarak elde edilir.

Akışaşağı yönlendirici kanat kullanılırsa doğrultucu kanatta akışkan sapması

$$\alpha_1 = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{v_u}{v_m} \right) = 30^\circ$$

$$\alpha_2 = 0 \quad \text{ve} \quad \alpha_m = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} = \frac{30 + 0}{2} = 15^\circ$$

olarak alındığında

$$c_L = 2 * \frac{c}{s} * (\operatorname{tg} \alpha_1 - \operatorname{tg} \alpha_2) * \cos \alpha_m$$

denklemini kullanarak

$$c_L = 2 * \frac{s}{c} * (0.591 - 0) * 0.966 = 1.14 * \frac{s}{c}$$

$$1.04 = 1.14 * \frac{s}{c}$$

$$\frac{c}{s} = 1.096$$

olarak bulunur.

D_e dış çap için aynı hesaplar tekrarlanırsa;

$$u_2 = \pi * D_e * n = \pi * 0.52 * 16.3 = 26.62 \text{ m/s}$$

$$v_u = \frac{g * H_t}{u_2} = \frac{9.81 * 12.7}{26.62} = 4.66 \text{ m/s}$$

$$\beta - \alpha = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{v_m}{u - v_u / 2} \right) = \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{15.66}{26.62 - 4.66 / 2} \right) = 32^\circ$$

$$w_{\infty} = \sqrt{v_m^2 + \left(u - \frac{v_{u2}}{2}\right)^2} = \sqrt{15.66^2 + \left(26.62 - \frac{4.66}{2}\right)^2} = 28.9 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_u}{w_{\infty}} = \frac{4.66}{28.9} = 0.16$$

$$\frac{v_u}{w_{\infty}} = \frac{1}{2} * c_L * \frac{c}{s} = 0.16$$

$c/s=0.4$ alındığında

$$c_L = 0.8$$

olarak bulunur.

Bu değere karşılık gelen atak açısı α - C_L grafiği kullanılarak 3° olarak bulunur.

$$\beta = 32 + 3 = 35^\circ$$

bulunur.

Doğrultucu kanattaki akışkan sapması

$$\alpha_1 = \tan^{-1}\left(\frac{v_u}{v_m}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{4.66}{15.66}\right) = 16^\circ 30'$$

$$\alpha_2 = 0 \quad \text{ve} \quad \alpha_m = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} = 8^\circ 15'$$

alınırsa

$$c_L = 2 * \frac{s}{c} * (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) * \cos \alpha_m = 2 * \frac{s}{c} * (0.297 - 0) * 0.99 = 0.588 * \frac{s}{c}$$

$$c_L = 0.8 \quad \text{için}$$

$$\frac{c}{s} = 1.36$$

olarak elde edilir.

Aynı hesaplar D_e ve D_m çapları arasındaki bir D^* çapı için de tekrarlanırsa;

$$D^* = 0.4 \text{ m.}$$

$$u = \pi * D^* * n = \pi * 0.4 * 16.3 = 20.48 \text{ m/s}$$

$$v_u = \frac{g * H_t}{u} = \frac{9.81 * 12.7}{20.48} = 6.08 \text{ m/s}$$

$$\beta - \alpha = \tan^{-1} \left(\frac{v_m}{u - v_u / 2} \right) = 42^\circ$$

$$w_\infty = \sqrt{v_m^2 + \left(u - \frac{v_u}{2}\right)^2} = 23.43 \text{ m/s}$$

$$\frac{v_u}{w_\infty} = \frac{6.08}{23.43} = 0.26$$

$$\frac{v_u}{w_\infty} = \frac{1}{2} * c_L * \frac{c}{s} = 0.26$$

$c/s = 0.55$ seçildiğinde

$$c_L = 0.94$$

olarak bulunur.

Bu değere karşılık gelen atak açısı Göttingen 436 profili için α - C_L grafiği kullanılarak

$\alpha = 3^\circ$ olarak bulunur.

$$\beta = 42 + 3 = 45^\circ$$

bulunur.

Doğrultucu kanat hesabı

$$\alpha_1 = \tan^{-1}\left(\frac{v_u}{v_m}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{6.08}{15.66}\right) = 21^\circ$$

$$\alpha_2 = 0 \quad \text{ve} \quad \alpha_m = \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} = 10^\circ 30'$$

$$c_L = 2 * \frac{s}{c} * (\tan \alpha_1 - \tan \alpha_2) * \cos \alpha_m = 2 * \frac{s}{c} * (0.384 - 0) * 0.98 = 0.75 * \frac{s}{c}$$

$$c_L = 0.94$$

için

$$\frac{s}{c} = 1.25$$

olarak elde edilir.

Kanat boyu hesabı için tekrar göbek çapına geri dönülürse,

$$\frac{c}{s} = 1 \quad \text{ve} \quad c_L = 1.04 \quad \text{olarak bulunmuştur.}$$

Kanat sayısı $Z=8$ için

$$s = \frac{\pi * D_m}{Z} = 0.102$$

bulunur. $c/s=1$ olduğundan

$c=0.102$ m. olarak hesaplanır.

Aynı çap üzerindeki doğrultucu kanatların hesabında ise aşağıdaki yol kullanılır.

Doğrultucu kanat sayısı çarkın kanat sayısı ile aynı seçilmez ve 1 eksik veya fazla seçilir. Burada doğrultucu kanat sayısı 7 olarak seçilmiştir.

$$s = \frac{\pi * D_m}{Z} = 0.116$$

D_m çapında $c/s=1.096$ olarak bulunmduğundan yola çıkılarak s değeri yerine konulduğunda

$c=0.128$ m. olarak bulunur ve şekillendirme bu değerlere göre yapılır.

6.2 Merkezkaç Vantilatörler

Bu bölümde geriye eğik kanatlı ve öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör tipleri ile ilgili birer örnek problem incelenecektir.

6.2.1 Geriye Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatör

VERİLENLER:

$$Q = 20000 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 1400 \text{ d/d}$$

$$\Delta P = 300 \text{ mmSS}$$

KABULLER:

$$T = 293 \text{ K}$$

$$P_{hava} = 760 \text{ mmHG}$$

$$P_{giriş} = 750 \text{ mmHG}$$

$$\gamma = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

ÇÖZÜM:

$$H_{sta} = \frac{\Delta P}{\gamma}$$

$$H_{sta} = 250 \text{ mHS}$$

$$Q = \frac{Q}{3600}$$

$$Q = 5.556 \text{ m}^3/\text{sn}$$

Q,H ve n değrrleri bilindiğine göre (4.19) denkleminde özgöl hız bulunur.

$$nq = \frac{Q^{0,5}}{(Hsta)^{0,75}} \cdot n \quad nq = 52.485$$

Stator ile rotor arasındaki kaçak debi gözönüne alınırsa, Volümetrik verim η seçilerek $\eta=0,96$ alındı, böylece vantilatörden geçen debi;

$$Q' = \frac{Q}{n} \quad Q' = 5.787 \text{ m}^3/\text{sn}$$

PFLEIDERER bağıntısı; $nq > 30$ şartı sağlandığından,

$$\varepsilon_1 = 0.55 \cdot \left(\frac{nq}{100} \right)^{0,3333} \quad \varepsilon_1 = 0,444$$

Emme hızı bağıntısında kullanılan KAPPA katsayısı yukarıdaki şekilde bulunur. Böylece emme hızı (5.7) formülünden bulunur.

$$Cs = \varepsilon_1 \cdot \sqrt{2.9,81 \cdot Hsta} \quad Cs = 31.072 \text{ m/s}$$

$$Ds = \sqrt{4 \cdot \frac{Q'}{(\pi \cdot Cs)}} \quad D_1 = Ds \quad D_1 = 0.487 \text{ m}$$

Fan ağzının eğrilik yarıçapı;

$$rd = 0.14 \cdot D_1 \quad rd = 0.068 \text{ m}$$

PFLEIDERER'in yüksek verimli fanlar için verdiği (5.8) bağıntısından,

$$m = 0.5 \cdot \left(\frac{100}{nq} \right)^{\left(\frac{1}{6} \right)} \quad m = 0.557$$

$$Com = m \cdot Cs \quad Com = 17.298 \text{ m/s}$$

Kanat giriş eni (5.9) fomülünden;

$$B_1 = \frac{Q'}{(3.14.D_1.Com)}$$

$$B_1 = 0.219 \text{ m}$$

U_2 hızının hesabında geriye eğik kanatlarda şekil (4.3)'da öne eğik ve radyal vantilatörlerde Tablo (4-2)'den özgül hız alınır ve (5.3)denkleminde çıkış çapı bulunur.

$$\psi = 0.96$$

$$U_2 = \sqrt{2.9,81 \cdot \frac{Hsta}{\psi}}$$

$$U_2 = 71.48 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 60 \cdot \frac{U_2}{(\pi.n)}$$

$$D_2 = 0.975 \text{ m}$$

İç verim; $\eta_i = 0.88$ seçildi

$$U_1 = U_2 \cdot \frac{D_1}{D_2}$$

$$U_1 = 35.696 \text{ m/s}$$

$$N_1 = Q \frac{\Delta P}{(102.\eta_i)}$$

$$N_1 = 18.568 \text{ kw}$$

Daralma faktörü ön kabul ile 0.95 olarak seçildi. $\xi_1 = 0,95$

$$Clm = \frac{Com}{\xi_1}$$

Seçilen daralma faktörüne göre kanat giriş açısı (5.18) fomülünden bulunur.

$$\beta_1 = a \tan \left[\frac{Com}{(\xi_1 U_1)} \right] \frac{180}{\pi}$$

$$\beta_1 = 27.026$$

Kanat sayısı A.R Büyüktür'ün deneylerden elde edilen (5.19) bağıntısından bulunur.

$$Z = \frac{2\pi}{\sqrt{3}} \cdot \frac{\left[1 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)\right]}{\left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)\right]}$$

$$Z = 10.865 \quad Z = 11 \text{ Adet}$$

Buradan çıkış açısına geçilerek Eck bağıntısından (5.20)

$$\beta_2 = a \sin \left[\frac{Z}{8.5} \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right) \right] \cdot \frac{180}{\pi}$$

$$\beta_2 = 40.379$$

Genellikle vantilatörlerde kanat kalınlığı $s=3-5$ mm arasında seçilir

$$s = 0.003 \text{ m}$$

$$t_1 = \pi \cdot \frac{D_1}{Z} \quad t_1 = 0.139 \text{ m}$$

$$\sigma_1 = \frac{s}{\sin \left(\beta_1 \cdot \frac{\pi}{180} \right)} \quad \sigma_1 = 0.007 \text{ m}$$

$$\xi_1 = \frac{(t_1 - \sigma_1)}{t_1} \quad \xi_1 = 0.953$$

İlk kabulde KSI1 değeri 0.95 seçilmişti. Bulunan son değer ile ilk değer arasında fazla fark olmadığı için hesabı tekrarlamaya gerek yoktur.

Hidrolik Verim;

$$\eta_h = 1.08 \cdot \eta_i, \quad \eta_h = 0.95$$

PFLEIDERER düzeltme katsayısının bulunması;

$$\psi = 0.75 \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60} \right)$$

$$\mu = \frac{1}{1 + 2 \cdot \frac{\psi}{Z \cdot \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad \mu = 0.767$$

Sonsuz kanat yüksekliği (5.24) bağıntısından düzeltme katsayısı konularak bulunur.

$$H_{th} = \frac{H_{sta}}{\eta_h} \quad H_{th} = 263.047 \text{ mHS}$$

$$H_{th\infty} = \frac{H_{th}}{\mu} \quad H_{th\infty} = 342.996 \text{ mHS}$$

(5.15) Formülünden;

$$C_{2m} = 0.6 \cdot \frac{C_{om}}{\xi_1} \quad C_{2m} = 10.896 \text{ m/s}$$

U_2 ve D_2 değerlerinin hesabı tekrar yapılırsa kesin sonuçlar, (5.25)'dan,

$$U_2 = \frac{C_{2m}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{180} \beta_2\right)} + \sqrt{\left[\frac{C_{2m}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{180} \beta_2\right)} \right]^2 + 9.81 \cdot H_{th\infty}}$$

$$U_2 = 64.766 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 60 \cdot \frac{U_2}{(\pi n)} \quad D_2 = 0.88 \text{ m}$$

$$t_2 = \pi \cdot \frac{D_2}{Z}$$

$$t_2 = 0.252 \text{ m}$$

$$\sigma_2 = \frac{s}{\sin\left(\beta_2 \cdot \frac{\pi}{180}\right)}$$

$$\sigma_2 = 0.005$$

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

$$\xi_2 = 0.982$$

$$B_2 = \frac{Q}{(\pi \cdot D_2 \cdot C2m \cdot \xi_2)}$$

$$B_2 = 0.195 \text{ m}$$

VANTİLATÖR ÇARKININ TEMEL BÜYÜKLÜKLERİ

$$\beta_1 = 27.026$$

$$U_1 = 35.696 \text{ m/s}$$

$$D_1 = 0.487 \text{ m}$$

$$B_1 = 0.219 \text{ m}$$

$$\beta_2 = 40.379$$

$$U_2 = 64.766 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 0.884 \text{ m}$$

$$B_2 = 0.195 \text{ m}$$

$$nq = 52.485$$

$$Z = 11 \text{ Adet}$$

$$rd = 0.068 \text{ m}$$

$$s = 0.003 \text{ m}$$

$$\eta = 0.95$$

$$\eta_1 = 0.88$$

6.2.2 Öne Eğik Kanatlı Merkezkaç Vantilatör

$$Q = 20000 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$n = 1400 \text{ d/d}$$

$$\Delta P = 300 \text{ mmSS}$$

KABULLER

$$T = 293K$$

$$P_{hava} = 760 \text{ mmHG}$$

$$P_{giriş} = 750 \text{ mmHG}$$

$$\gamma = 1.2 \text{ Kgf/m}^3$$

ÇÖZÜM

$$H_{sta} = \frac{\Delta P}{\gamma} \quad H_{sta} = 250 \text{ mHS}$$

$$Q = \frac{Q}{3600} \quad Q = 5.556 \text{ m}^3/\text{s}$$

Q,H ve n değerleri bilindiğine göre (4.19) denkleminde özgül hız bulunur.

$$nq = \frac{Q^{0.5}}{(H_{sta})^{0.75}} \cdot n \quad nq = 52.485$$

Stator ile rotor arasındaki kaçak debi gözönüne alınırsa, Volümetrik Verim η seçilerek

$\eta = 0.90$ alındı, böylece vantilatörden geçen debi;

$$Q' = \frac{Q}{\eta} \quad Q' = 6.173 \text{ m}^3/\text{s}$$

PFLEIDERER bağıntısı; $nq > 30$ sağlandığından,

$$\varepsilon_1 = 0.55 \left(\frac{nq}{100} \right)^{0.3333} \quad \varepsilon_1 = 0.444$$

Emme hızı bağıntısından kullanılan KAPPA katsayısı yukarıdaki şekilde bulunur. Böylece emme hızı (5.7) formülünden bulunur.

$$C_s = \varepsilon_1 \sqrt{2 * 9.81 * H_{sta}} \quad C_s = 31.072 \text{ m/s}$$

$$D_s = \sqrt{4 * \frac{Q'}{(\pi * C_s)}} \quad D_1 = D_s = 0.503 \text{ m}$$

Fan ağzının eğrilik yarıçapı;

$$rd = 0.14 * D_1 \quad rd = 0.07 \text{ m}$$

PFLEIDERER'in yüksek verimli fanlar için verdiği (5.8) bağıntısından;

$$m = 0.5 \left(\frac{100}{nq} \right)^{\left(\frac{1}{6} \right)} \quad m = 0.557$$

$$Com = m * C_s \quad Com = 17.298 \text{ m/s}$$

Kanat giriş eni (5.9) formülünden;

$$B_1 = \frac{Q'}{(3.14 * D_1 * Com)} \quad B_1 = 0.226 \text{ m}$$

U_2 hızının hesabında geriye eğik kanatlarda şekil 4.3 den öne eğik ve radyal vantilatörlerde Tablo 4.2 den özgül hız alınır ve 5.3 denkleminde çıkış çapı bulunur.

$$\Psi = 1.4$$

$$U_2 = \sqrt{2 * 9.81 * \frac{H_{sta}}{\Psi}} \quad U_2 = 59.191 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 60 \frac{U_2}{(\pi m)} \quad D_2 = 0.807 \text{ m}$$

İç verim; $\eta_i = 0.80$ seçildi

$$U_1 = U_2 \frac{D_1}{D_2} \quad U_1 = 36.867 \text{ m/s}$$

$$N_1 = Q \frac{\Delta P}{(102\eta_i)} \quad N_1 = 20.425 \text{ kW}$$

Daralma faktörü on kabul ile 0.95 olarak seçildi. $\xi = 0.88$

$$C_{1m} = \frac{Com}{\xi_1}$$

Seçilen daralma faktörüne göre kanat giriş açısı 5.18 formülünden bulunur.

$$\beta_1 = 28.066^\circ$$

Kanat sayısı A.R.Büyüktür'ün deneylerden elde edilen 5.19 bağıntısından bulunur.

$$Z = \frac{2\pi \left[1 + \frac{D_1}{D_2} \right]}{\sqrt{3} \left[1 - \frac{D_1}{D_2} \right]} \quad Z = 15.609 \quad Z = 16 \text{ adet}$$

Buradan çıkış açısına geçilerek Eck bağıntısından 5.12

$$\beta_2 = \text{asin} \left[\frac{Z \left(1 - \frac{D_1}{D_2} \right)}{8.5} \right] \frac{180}{\pi}$$

$$\beta = 180 - \beta_2$$

$$\beta_2 = 134.771^\circ$$

Genellikle vantilatörlerde kanat kalınlığı $s=3\sim 5$ mm arasında seçilir. 5.12

$$s = 0.005 \text{ m}$$

$$t_1 = \pi \frac{D_1}{Z} \quad t_1 = 0.099 \text{ m}$$

$$\sigma_1 = \frac{s}{\sin\left(\beta_1 \frac{\pi}{180}\right)} \quad \sigma_1 = 0.011 \text{ m}$$

$$\xi_1 = \frac{(t_1 - \sigma_1)}{t_1} \quad \xi_1 = 0.892$$

İlk kabulde KSI değeri 0.88 seçilmişti. Bulunan son değer ile ilk değer arasında fazla fark olmadığı için hesabı tekrarlamaya gerek yoktur.

Hidrolik verim;

$$\eta_h = 1.08 \eta_I \quad \eta_h = 0.864$$

PFLEIDERER düzeltme katsayısının bulunması;

$$\psi = 0.75 \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right)$$

$$\mu = \frac{1}{1 + 2 \frac{\psi}{Z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right]}} \quad \mu = 0.668$$

Sonsuz kanat yüksekliği 5.24 bağıntısından düzeltme katsayısı koyularak bulunur.

$$H_{th} = \frac{H_{sta}}{\eta_h} \quad H_{th} = 289.352 \text{ mHS}$$

$$H_{th\infty} = \frac{H_{th}}{\mu} \quad H_{th\infty} = 433.224 \text{ mHS}$$

5.15 formülünden

$$C_{2m} = 0.6 \frac{C_{0m}}{\xi_1} \quad C_{2m} = 11.631 \text{ m/s}$$

U_2 ve D_2 değerlerinin hesabı tekrar yapılırsa kesin sonuçlar 5.25 den

$$U_2 = \frac{C_{2m}}{2 \tan\left(\frac{\pi}{180} \beta_2\right)} + \sqrt{\left[\frac{C_{2m}}{2 \tan\left(\frac{\pi}{180} \beta_2\right)}\right]^2 + 9.81 * H_{ths}}$$

$$U_2 = 59.677 \text{ m/s}$$

$$D_2 = 60 \frac{U_2}{(\pi m)} \quad D_2 = 0.814 \text{ m}$$

$$t_2 = \pi \frac{D_2}{Z} \quad t_2 = 0.16 \text{ m}$$

$$\sigma_2 = \frac{s}{\sin\left(\beta_2 \frac{\pi}{180}\right)} \quad \sigma_2 = 0.007$$

$$\xi_2 = \frac{(t_2 - \sigma_2)}{t_2} \quad \xi_2 = 0.956$$

$$B_2 = \frac{Q'}{(\pi D_2 C_{2m} \xi_2)} \quad B_2 = 0.217 \text{ m}$$

VANTİLATÖR ÇARKININ TEMEL BÜYÜKLÜKLERİ

$$\beta_1 = 28.066 \quad U_1 = 36.867 \text{ m/s} \quad D_1 = 0.503 \text{ m} \quad B_1 = 0.226 \text{ m}$$

$$\beta_2 = 134.771 \quad U_2 = 59.677 \text{ m/s} \quad D_2 = 0.814 \text{ m} \quad B_2 = 0.217 \text{ m}$$

$$nq = 52.485 \quad Z = 16 \text{ adet} \quad r_d = 0.07 \text{ m} \quad s = 0.005 \text{ m}$$

$$\eta = 0.864 \quad \eta_i = 0.8$$



BÖLÜM 7 VANTİLATÖR TASARIM PROGRAMLARI

Başlangıçta bu çalışmada güdülen amaç, vantilatör tasarımının parametrik olarak yapılması ile kullanıcı tarafından rutin olarak yapılan işlemlere harcanan zamanın ortadan kaldırılması olarak belirlenmişti. Bu amaca uygun olacak şekilde hazırlanmış programlar sayesinde defalarca kullanıcı tarafından yapılacak hesaplamalar ve bu hesaplamalar sırasında yapılacak iterasyonlar programlar tarafından kendiliğinden yapılmakta olup kullanıcı hataları da ortadan kaldırılmaktadır. Ayrıca endüstride bu tip iterasyonlardan kaçmak ve vantilatörü en kısa zamanda tasarlayabilmek için çeşitli hesaplar yapılmamakta ve birçok önemli parametre hesaplanmaksızın gözardı edilmektedir. Bu programlar sayesinde her parametre olması gerektiği şekilde hesaplanarak vantilatörü oluşturan parçalardaki boyutlara etkimektedir.

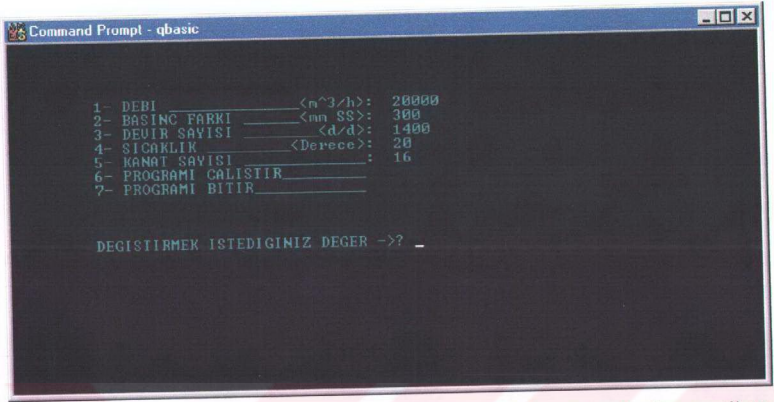
Önceki bölümlerde sunulan teorilere uygun olarak hazırlanmış programlar aracılığıyla, vantilatörü oluşturan tüm parçalar için (çark, difüzör, salyangoz) çizimi oluşturmakta gerekli boyutlar hesaplanmakta ve bu boyutlar çizimin yapılacağı programa uygun formatta çıktı olarak alınmaktadır. Tüm hesapların yapıldığı taban program Qbasic ve çizimin yapıldığı program ise I-DEAS tır. QBASIC te eksenel vantilatörler için tek ve merkezkaç vantilatörlerin geriye eğik, öne eğik ve radyal kanatlı tipleri için kanat sayısı girilen ve program tarafından hesaplanılan olmak üzere ikişer program yani toplamda yedi program hazırlanmıştır. Bu programlar çalıştırıldığında vantilatör için gerekli verileri kullanıcıdan istemekte ve bunları kullanarak oluşturduğu çizim komutlarını I-DEAS için program dosyası (prg uzantılı) olarak vermektedir.

Program çalıştırıldığında ekrana, çalıştırılan programa bağıntılı olarak merkezkaç vantilatörler için debi, basınç düşümü, motor devir sayısı, ortam sıcaklığı ve opsiyonel olarak kanat sayısı bunun yanında eksenel vantilatör için ise ek olarak verim için girilmiş öndeğerleri içeren bir form gelmekte ve bu formu kullanarak istenilen değerler değiştirilebilmektedir. Aşağıda örnek olarak merkezkaç vantilatör tiplerinden geriye eğik kanatlı için kanat sayısı program tarafından hesaplanan, öne eğik kanatlı için ise kanat sayısı kullanıcı tarafından girilen ve eksenel vantilatör için ön formlar sunulmuştur.(Şekil 7.1-7.3)



Şekil 7. 1 Kanat sayısı program tarafından hesaplanan geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için ön form

Şekil 7.1 de görüldüğü üzere kanat sayısı kullanıcıdan istenmemekte ve hesaplanması program tarafından yapılmaktadır. Şekil 7.2 deki ön formda ise kanat sayısı kullanıcı tarafından girilmekte ve vantilatörün tüm boyutları girilen bu değer üzerinden hesaplanmaktadır.



Şekil 7. 2 Kanat sayısı kullanıcı tarafından girilen öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için ön form



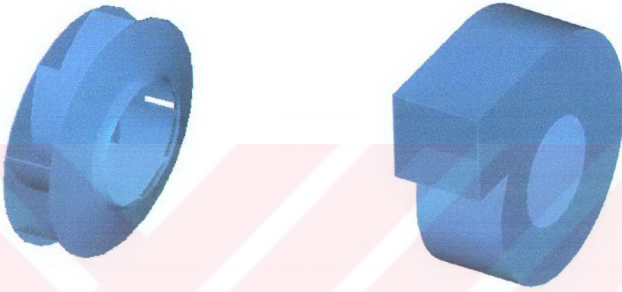
Şekil 7. 3 Eksenel vantilatör için ön form

Gelen bu ön forma istenilen değerler girildikten sonra program çalıştırılır ve vantilatörü belirleyen ana boyutları veren bir form sunulur.(Şekil 7-4)

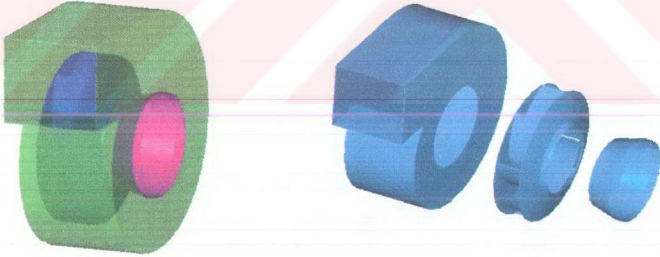
7.1 Programlardan Alınan Örnek Çıktılar

Bu bölümde QBASIC programlarının çıktı olarak verdiği program dosyalarının I-DEAS ta oluşturduğu vantilatör geometrileri ile ilgili şekiller sunulmuştur.

7.1.1 Geriye ve öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör şekilleri



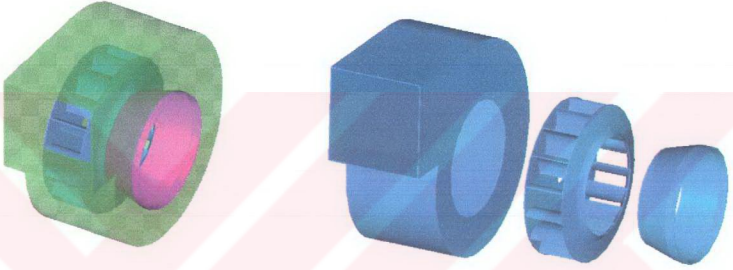
Şekil 7. 5 Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için 3D çark ve salyangoz resmi



Şekil 7. 6 Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörün montaj ve montajın patlatılmış halleri için 3D resim

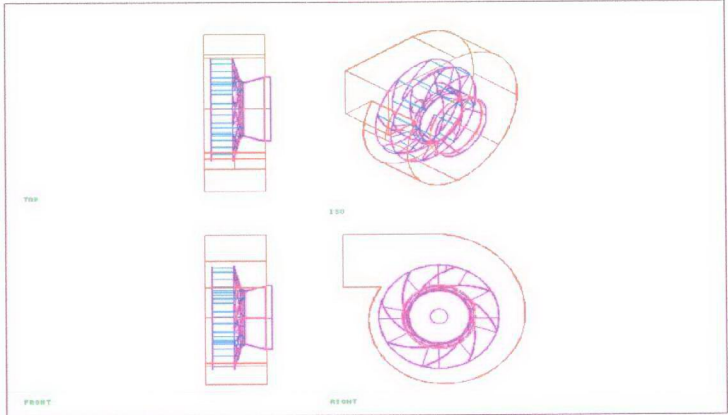


Şekil 7. 7 Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için çarkın 3D resmi



Şekil 7. 8 Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için 3D montaj ve patlatılmış montaj resimleri

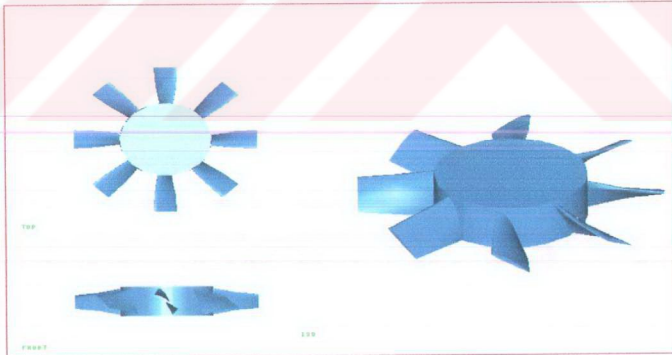
Şekil 7.5 den 7.9 a kadar geriye ve öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatörlere ait 2D ve 3D resimler sunulmuştur . Şekillerden de görüldüğü üzere öne eğik kanatlı tipler daha fazla kanat içermektedirler.



Şekil 7. 9 Geriye eğik vantilatör montaj teknik resmi

7.1.2 Eksenel Vantilatör Resmi

Şekil 7.10 da boyutları eksenel vantilatöre ait QBASIC programı tarafından hesaplanmış ve I-DEAS ta çizdirilmiş eksenel vantilatör teknik resmi sunulmuştur.



Şekil 7. 10 Eksenel vantilatör teknik resmi

BÖLÜM 8 SONLU HACİMLER YÖNTEMİYLE AKIŞ ANALİZİ

Yapılan çalışmalarda belirli kabullerle ve ampirik formüller aracılığıyla hesaplanan boyutlara göre çizdirilmiş olan vantilatör tasarımlarının gerçekte kullanıcının istediği değerleri sağlayacak şekilde verimli olarak çalışıp çalışmadığının kontrol edilmesi gelinen aşama olarak belirtilebilir.

Yaratılan tasarımın gerçek bir deney tertibatı üzerinde denenmesi en iyi yoldur fakat bu tip bir tesisata ulaşmanın zorluğu yüzünden genellikle bilgisayar ortamında analiz yapma metoduna gidilmiştir. Bilgisayar ortamında analiz yapmak hem daha kolay hem de vantilatörü üretmeden zaten bilgisayar ortamında bulunan modelinin üzerinden yapılması sebebiyle tercih edilen metod olmuştur. Bu şekilde kurulan zincirle Qbasic te hazırlanmış programlar aracılığıyla vantilatörü oluşturan tasarım boyutları hesaplanmakta, burada elde edilen değerler kullanılarak I-DEAS yazılımında vantilatör parçaları ve montajı üç boyutlu ve teknik resim olarak elde edilmekte, son olarak da bu model üzerine I-DEAS yazılımı kullanılarak atılan mesh yapısının FLUENT yazılımına aktarılak sonlu hacimler yöntemiyle akış analizinin yapılması ile vantilatör tasarımı tamamı ile bilgisayar ortamında otomatik hale getirilmiş durumdadır. Tüm yapılan çalışmalara rağmen gerçek sonuçlara ulaşabilmek için ise deneylerle tasarımın kontrolü zorunludur.

Bu bölümde başlangıç olarak bilgisayar ortamında yapılan analizlerde kullanılan metodlar kısa bir şekilde açıklanacaktır. Konunun ileri aşamalarında ise I-DEAS ta mesh atarken nelere dikkat edilmesi gerektiği ve analizin FLUENT yazılımında nasıl yapıldığına dair bilgiler sunulacaktır.

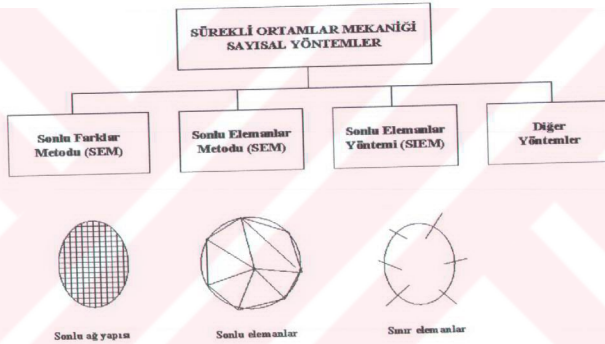
8.1 HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ TEKNOLOJİSİ

Hesaplamalı Yöntemler ve bunu destekleyen bilgisayar donanım ve yazılım imkanları ile pratik mühendislik problemleri istenen hassasiyette çözülür. Sürekli ortamlar mekanizmasının temel prensiplerine bağlı olarak akışkan hareketini tanımlayan denklemlerin yaklaşık olarak çözümüne imkan veren sayısal yöntemler bu tip

çalışmalarda tabanı oluşturur. Çözüm hacminin küçük diferansiyel parçalara ayrılarak bu parçalarda ana denklemlerin yaklaşık temsili sonrası bütün sürekli sistem için formülasyonlar geliştirmek Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics) teknolojisini oluşturmaktadır.

8.1.1 Sürekli Ortamlar Mekanikinde Sayısal Yöntemler

Sürekli ortamlar mekanikinde kullanılan sayısal yöntemleri dört ana sınıfta toplamak mümkündür. Şekil 8.1 bu yöntemlerin dağılımını göstermektedir.[9]

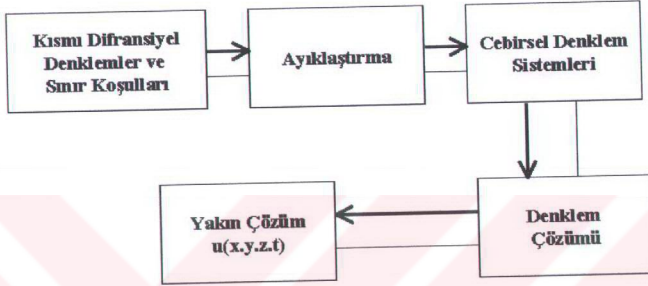


Şekil 8. 1 Sürekli ortamlar mekanikinde sayısal yöntemler

8.1.1.1 Sonlu Farklar Yöntemi Yaklaşımı

Akışkanlar Mekanikinde akışkan hareketini tanımlayan kısmi diferansiyel denklemlerin türevlerinin ve diğer terimlerinin birbirinden sonlu farklı uzaklıklarla ayrılmış sonlu noktalarda 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 teşkil eder.

Sonlu noktalarda ayrıklaştırılan sürekli denklemlerin çözüldüğü alan ağ yapısını (grid network) oluşturur. Sonlu noktalardaki yaklaşık temsilin mertebesi arttıkça ağ noktalarındaki hatalarda azalacaktır. Bu düşünceler şekil 8.2 de şematik olarak sunulmuştur. [9]



Şekil 8. 2 Sonlu farklar yönteminin çalışma mantığı

Sonlu Farklar Yönteminin temelinde sürekli kısmi diferansiyel denklemlerinde görülen türevlerin sonlu ve ayrık noktalarda yakın temsili (örneğin Taylor Serisi yaklaşımı) üzerine kuruludur. Sonlu Farklar yaklaşımı en pratik ve kullanımı en kolay olan HAD yaklaşımıdır. Ancak probleme ait olan geometrinin karmaşıklığı uygulamasında en önemli zorluktur. Ayrıca sonlu noktada oluşturulan ağ noktalarının yoğunluğunu istenildiği gibi değiştirmek pek kolay değildir. Bu nedenle gerilme alanlarının öngörümü gibi katı mekanik problemlerine uygulamak pek pratik değildir. Bunun yanı sıra ısı geçişi ve akış alanı problemlerine uygulamak daha kolaydır.

8.1.1.2 Sonlu Elemanlar Yöntemi Yaklaşımı

Sürekli ortamlar mekanik problemlerinin Sonlu elemanlar Yöntemi (Finite Element Metod) ile analizinde 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 seti haline döndürür.

8.1.1.3 Sınır Elemanlar Yöntemi Yaklaşımı

Sınır Elemanları Yönteminde (Boundary Element Method) çözüm alanı içindeki fiziksel davranışı karakterize eden ana diferansiyel çözüm yüzeyinde veya sınırlarında integral denklemlere dönüştürülmüştür. Bu integral sınır üzerinde küçük sınır elemanlar (boundary elements) üzerinde çözümlenmesi ile lineer cebirsel denklem sistemi elde edilir. Sınır elemanları yönteminin kompleks geometrilere uygulanması çok yaygındır.

8.1.1.4 Sonlu Hacim Yöntemi

Sonlu (Finite Volume) veya Sonlu Hücre (Finite Cell) yöntemi çözülecek denklemlerin integral halde kullanımı ve işlemi üzerine kurulmuştur. Hesaplama bölgesinin quadratik hacimlere ayrılması ile hesaplamalara başlanır. Böylece çok karmaşık geometrilerle de hesaplamalara cisim uyumlu ağ yapılarının oluşturulmasına gerek duyulmadan gerçekleştirilebilir (MacCormack ve Paullay, 1972). Gudanov, 1959 tarafından gerçekleştirilen ve çok karmaşık sıkıştırılabilir akışların modellenmesinde kullanılan 1-Boyutlu yöntemin kullanım alanı çoktur.

8.1.1.5 Lagrange Parçaçık Yöntemleri

Lagrange parçaçık yöntemleri esesli birçok yaklaşım mevcuttur. Bunların arasında Ayrık Girdap Yöntemi en popüler olanıdır. Cloud-in-Cell ve diğer hibrid parçaçık yöntemleri taşıma ağırlıklı terimlerin girdap parçacıklarının hareketleri ile benzeşimi üzerine kurulmuştur

8.2 AKIŞ ANALİZİ

Kullanılan teoriler doğrultusunda yapılan hesaplarla elde edilmiş vantilatör üzerine I-DEAS ta yapılan çeşitli düzenlemelerle shell ve solid mesh atılması ile Fluent yazılımına aktarılması ve burada tanımlanan sınır koşulları ile akış analizinin yapılması sonucu vantilatöre ait karakteristik eğriler elde edilebilmektedir. Bu şekilde, tasarımı yapılan vantilatörün ne ölçüde başlangıçta belirlenen tasarım kriterlerine yakınsadığı gözlemlenmiştir.

Sonuç olarak analizle ilgili çalışmalar I-DEAS yazılımı tarafı ve FLUENT yazılımı tarafı olarak iki bölümde incelenebilir. Çünkü model I-DEAS ta hazırlanarak üzerine mesh tanımlanmış olup solver olarak FLUENT kullanılmıştır.

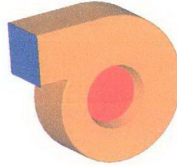
8.2.1 I-DEAS Yazılımı Kullanılarak Model Üzerine Mesh Atılması

I-DEAS ta oluşturulan model üzerine direk mesh atılarak Fluent te çözüm yapılamadığı için önceden I-DEAS ta modelle ilgili bazı düzenlemelerin yapılması gerekmektedir. Bilindiği üzere Fluent sonlu hacimler metodolojisine bağımlı olarak çalıştığından dolayı yapılacak analiz için modelde bu metodolojiye uygun olarak kapalı hacimler yaratılmalıdır. Fluent te sınır koşullarının hacimlere uygulanması sebep olarak verilebilir.

Merkezkaç vantilatörler için I-DEAS ta yaratılmış olan montaj salyangoz, çark ve difüzör olmak üzere üç parça içermektedir. Bu parçalar birbirleriyle birleştirilerek tek parça halinde Fluent e aktarılırlar. Parçalar birleştirildiğinde ortaya çıkan tek parçanın tamamen kapalı hacimler içermesi için difüzörün emme ağzının ve salyangozun basma ağzının yüzeylerle kapatılmış olması gerekmektedir. Ayrıca salyangozun kabuk kısmına ihtiyacımız olmadığı için burasının geometriden kaldırılması ile atılacak mesh yapısındaki eleman sayısı azaltılmış olur ki bu da çözüm zamanını hızlandırmaktadır. Sınır koşulu olarak Fluent te bu salyangozun akışkanla temas eden yüzeyine “stationary wall” tanımlaması yapılacaktır.

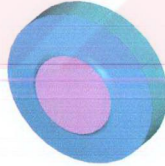
Salyangoz ve difüzörün açık bölgelerinin yüzeylerle kapatılması ile vantilatörün içindeki akışkan tek bir hacimde sıkışmış olur. (Şekil 8.3) Difüzörün kapatılan

ağızındaki yüzeye Fluent te giren basınç (pressure inlet) salyangozun kapatılan ağızındaki yüzeye ise çıkan basınç (pressure outlet) sınır koşulları tanımlanacaktır.



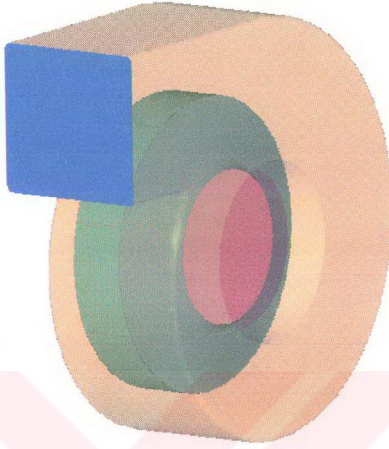
Şekil 8. 3 Kapalı hacme sahip salyangoz geometrisi

Çark geometrisi de Fluent te sınır koşulu tanımlamaya uygun hale getirilmelidir. Çünkü analiz sırasında çarkın kanatları arasında kalan akışkan için “moving reference frame” sınır koşulu tanımlaması ile dönme tanımlanacaktır. Bu sebeple çarkın kanatları arasındaki akışkanı belirleyebilmek için çarkın kanatları arası yüzeylerle kapatılır ve böylece çarkın gövdesi ile oluşturulan yüzeylerle çark arasında akışkan için kalan hacim olmak üzere iki hacim elde edilmiş olur. Fluent yazılımında çarkın gövdesi için “moving wall” , kanatlar arasındaki akışkan için ise “moving reference frame” sınır koşulları tanımlamaları yapılarak çarka ve akışkana dönme hareketi tanımlanabilir.Şekil 8.4



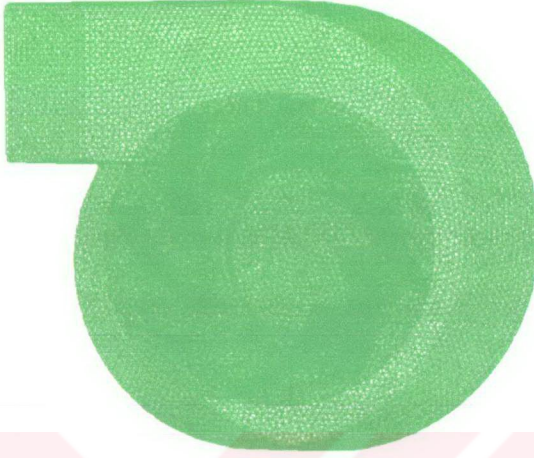
Şekil 8. 4 İki hacme sahip çark geometrisi

Geometrinin son ulaştığı durumda kapalı salyangoz hacmi içerisinde çarka ait iki hacim bulunmaktadır. Bu durumda toplam üç hacme sahip bir geometri elde edilmiş olur (şekil 8.5).Salyangoz ile çark arasında kalan hacme gelecek akışkana Fluent yazılımında “stationary fluid” tanımlaması yapılacaktır.



Şekil 8. 5 Mesh atılmaya hazır hale getirilmiş vantilatör

Şekil 8.5 den de görüldüğü üzere yüzeylere özellikle değişik renkler atanmıştır. Çünkü yüzeylere mesh attıktan sonra Fluent yazılımında aynı sınır koşulları tanımlanacak olan ilişkili yüzeylere gelen elemanlar, üzerlerinde bulundukları yüzeylerin sahip oldukları aynı renkler sayesinde gruplanabileceklerdir. I-DEAS ta oluşturulan kabuk mesh sonrası yüzeylere gelen elemanları içeren gruplar Fluent yazılımı tarafından tanınmakta ve istenilen sınır koşullar istenilen eleman gruplarına uygulanabilmektedir (örneğin gelen basıncın tanımlanacağı elemanların “pinlet”, çıkan basıncın tanımlanacağı elemanların “poutlet” olarak I-DEAS ta gruplandığında Fluent te tanınması). Diğer bir yöntem de Fluent te gruplar yaratmaktır ki bu çok daha zor olmaktadır.Şekil 8.6 da üzerinde kabuk mesh yaratılmış merkezkaç vantilatör görülmektedir.



Şekil 8. 6 Üzerine mesh atılmış merkezkaç vantilatör geometrisi

Bir sonraki aşamayı ise Fluent te akışkan bölgesini oluşturacak olan katı mesh oluşturma kısmı oluşturmaktadır. Bunun için I-DEAS yazılımında salyangoz ile çark arasına ve çarkın kanatları arasındaki, daha önceden üçgen eleman kullanılarak kabuk mesh atılmış olan yüzeylerle çevrili hacimlere solid (tetrahedral) mesh atılmalıdır. Bu şekilde iki hacim de Fluent te akışkan bölgeleri gösterecek şekilde tetrahedral elemanlarla doldurulmuş olur. Burada çark gövdesi içersine de katı elemanların yaratılarak çözüm zamanının ve boyutların uzatılmasına gerek yoktur. Çünkü çarkı ve kanatları oluturan yüzeyler Fluent te “moving wall” sınır koşulu tanımlamak için yeterli olmaktadır. Katı mesh yaratmanın diğer bir yolu da I-DEAS ta yüzeylere atanmış olan üçgen elemanların TGRID yazılımına aktarılması ve katı meshin burada oluşturulmasıdır. TGRID FLUENT ile beraber çalıştığı için Fluent için daha uygun katı mesh oluşturabilmektedir.

Eksenel vantilatörlerde de aynı mantık kullanılarak vantilatör geometrisi Fluent te analiz yapmak için uygun hale getirilmelidir. Boru tipli eksenel vantilatör tasarımı yapıldığı için çarkın çevresine yerleştirilen borunun uçları yine aynı nedenlerle kapatılarak hacim yaratılması sağlanır. Borunun bir ucuna örülen yüzeye gelen

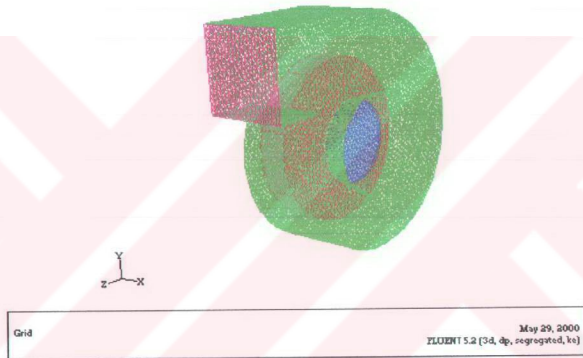
elemanlar gelen basınç, diğer ucuna örülen yüzeye gelen elemanlar ise çıkan basınç sınır koşulunun Fluent te tanımlanması için kullanılırlar. Ayrıca çarkın çevresine de çarkı tam içerek şekilde bir silindir hacim daha yaratılmalıdır. Şekil 8.7. Böylece çarkın duvarlarına Fluent te “moving wall” tanımlanırken çark ile dış boru arasında kalan ve çarkı içeren silindirik hacmin içerisinde kalan akışkana da “moving reference frame” sınır koşulu tanımlanabilmektedir. Boru ile çarkı çevreleyen hacmin arasında kalan hacmi oluşturan hacim ise “stationary fluid” ve boru duvarları da “stationary wall” olarak tanımlanmalıdır.



Şekil 8. 7 Mesh için uygun hale getirilmiş eksenel vantilatör ve mesh atılmış hali

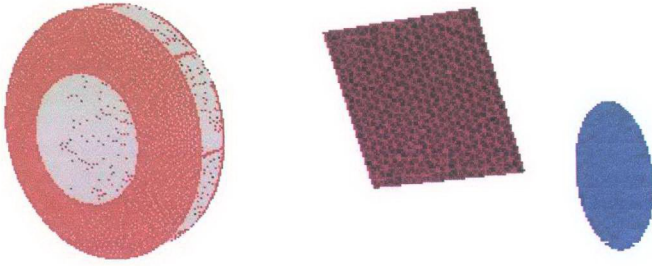
8.2..2 Fluent Yazılımında Sınır Koşullarının Tanımlanması

I-DEAS ta üzerinde mesh yapılmış olan vantilaör geometrisi I-DEAS tan universal file olarak export edilir ve Fluent bu dosya tipini direk olarak okur. Bu şekilde I-DEAS ta yaratılarak gruplanmış olan üçgensel kabuk ve tetrahedron katı elemalar Fluent e aktarılmış olurlar (şekil 8.8). I-DEAS tan alınan bu elemanların Fluent yazılımında kontrol edilerek düzeltilmesi gerekmektedir. Eğer I-DEAS tan sadece kabuk mesh TGRID e aktarılır ve TGRID de katı mesh yaratılırsa mesh kalitesi daha iyi olmaktadır.

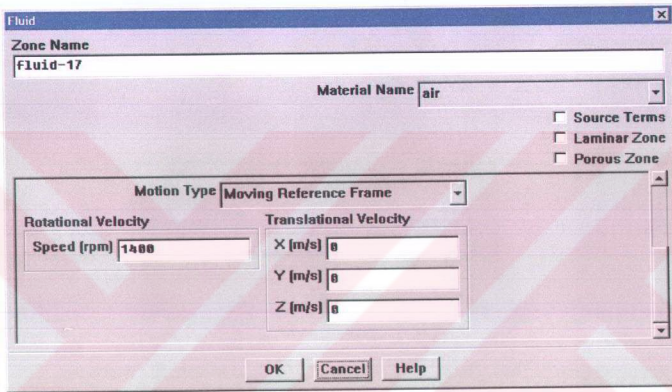


Şekil 8. 8 Fluent yazılımına aktarılmış vantilatöre ait mesh yapısı

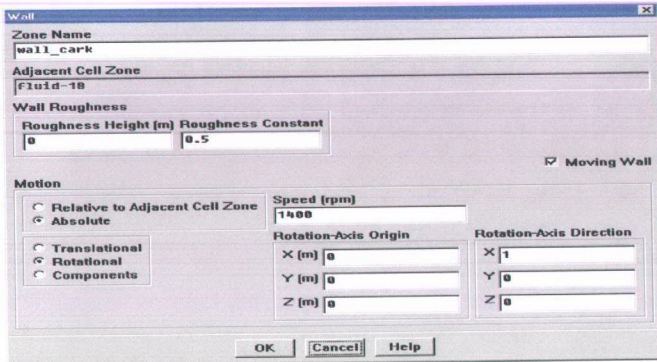
Sonraki aşamada ise çözümü belirleyici sınır koşulları tanımlanır. Bu tanımlamalar yapılırken I-DEAS tan aktarılan eleman gruplarından faydalanılabilir. Konunun başlangıcında bahsedilen pinlet, poutlet, moving wall ve moving reference frame sınır koşulları ve hangi mesh geometrisine uygulandıkları aşağıda örneklendirilmiştir.



Şekil 8. 9 Wall_cark ile pin ve pout yüzeyleri



Şekil 8. 10 Çarkın kanatları arasında kalan hacmi dolduran akışkana uygulanan “moving reference frame” sınır koşulunun tanımlanması



Şekil 8. 11 Çark duvarlarına “moving wall” sınır koşulu tanımlanması

Pressure Inlet

Zone Name
pin

Gauge Total Pressure (pascal) 0 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 0 constant

Direction Specification Method Normal to Boundary

Turbulence Specification Method Intensity and Hydraulic Diameter

Turbulence Intensity (%) 5

Hydraulic Diameter (m) 0.5

OK Cancel Help

Şekil 8. 12 Girişteki ortam basıncı (pinlet) sınır koşulunun tanımlanması

Pressure Outlet

Zone Name
pout

Gauge Pressure (pascal) 0 constant

☐ Radial Equilibrium Pressure Distribution

Turbulence Specification Method Intensity and Hydraulic Diameter

Backflow Turbulence Intensity (%) 5

Backflow Hydraulic Diameter (m) 0.482

OK Cancel Help

Şekil 8. 13 Çıkıştaki ortam basıncı (poutlet) sınır koşulunun tanımlanması

Çarkın üstüne ve kanatların arasına, çarkla beraber dönecek akışkan için hacim yaratmak için ördüğümüzden dolayı oluşan bu yüzeylere her iki taraflarında akışkan bulunduğu için (iç tarafta çarkla beraber dönen ve dışta duran) interior sınır koşulu tanımlaması yapılır.

Sınır koşulları tanımlandıktan sonra Fluent te analiz için çözüm başlatılır. Akışkan olarak kullanılan havanın çok büyük hızlara çıkmamasından ötürü sabit yoğunluklu sıkıştırılmayan akışkan olduğu kabulü ile çözüme başlanır. Türbülans modeli ile ilgili olarak da başlangıçta K-ε standart ve ilerleyen iterasyonlar sonrasında da dönel akışlar için daha iyi sonuçlar veren K-ε RNG kullanılır.

Analiz yaparken başlanılan nokta vantilatörün tanımından gelmektedir ki bu da vantilatör, istenilen gaz debisini gazı hareket ettirebilecek kadar enerji vererek

sağlayan cihazdır olarak verilebilir.Bu sebeple analize başlarken girişteki ortam basıncı atmosfer basıncı olarak sabit tutulur ve çıkıştaki basınç değerleri değiştirilerek farklı debilerdeki basınç farkları bulunmaya çalışılır.Çıkıştaki ortama veilen basınçlar vantilatörün karşılaması gereken kayıplar olarak düşünülerek bu şekilde çalışılmaya gidilmiştir

Bu şekilde yapılacak birçok çözüm sonucunda analizi yapılan vantilatöre ait karakteristik eğriler elde edilerek tasarıma başlarken sağlaması gereken değerlerle çıkan sonuçların yakınsaması gözlenebilir ve ayrıca vantilatörün çalışma aralığı belirlenebilir Elde edilen sonuçlarla ilgili açıklamalar değerlendirme bölümünde sunulacaktır.

BÖLÜM 9 DEĞERLENDİRME VE SONUÇLAR

Yapılan çalışmalar ana başlıkları ile üç ana bölüme ayrılabilir. Bunlardan birincisi, merkezkaç vantilatör tipleri olan geriye eğik kanatlı, öne eğik kanatlı ve radyal kanatlı vantilatörler ile eksenel vantilatörlerle (boru tipli, yönlendirici kanatsız) ilgili teori araştırması, tasarım kriterlerini belirleme ve hesaplama aşaması ile QBASIC tabanlı olarak yazılan programlar aracılığı ile kullanıcı tarafından girilen verilere uygun akış sağlayacak vantilatör geometrisinin belirlenmesi olarak verilebilir. İkinci ana adım ise vantilatör tasarımı için QBASIC te yazılan programlar tarafından hesaplanan boyutlardaki vantilatör geometrisini , yüksek seviye bir tasarım programı olan I-DEAS yazılımında tüm parçalarıyla çizdirebilecek şekilde bir program yazılması ve bunun QBASIC programlarına adaptasyonudur. Üçüncü ana kısım ise içerisinde birçok ampirik formül içeren hesap yöntemleriyle elde edilmiş vantilatör tasarımının gerçekte kullanıcı tarafından tasarımın başlangıcında istenen değerleri gerçekleştirmesini kontrol amacıyla, sonlu hacimler yöntemi teoremine dayanarak çalışan FLUENT yazılımında vantilatörde oluşan akışın analizinin yapılarak vantilatörün karakteristik eğrilerinin elde edilmesi, çalışma bölgesinin bulunması ve akışta oluşan istenmeyen durumlarla karşılaşıldığında bunları önceden analiz sonuçlarında görerek tasarımı düzeltici önlemler alınmasının sağlanabilmesi olarak söylenebilir.

9.1 Vantilatör Tiplerinin Karşılaştırılması

Vantilatör istenen gaz debisini, gazı hareket hareket ettirebilecek kadar enerji vererek sağlayan araçtır. Amaç akışkanın hareket sürekliliğini sağlayacak şekilde akışkanın atalet ve sürtünme kuvvetlerini yenmesini sağlamaktır. Vantilatörün dönen çarkından

sağlanan mekanik enerji gaza geçer, gazın hızını ve gerekli debi için yük kayıplarını yenecek kadar basıncını artırır. Gaz, vantilatör çarkının eksenini doğrultusunda akıyorsa “eksenel”, yarıçapı doğrultusunda akıyorsa “merkezkaç” vantilatör denir. Merkezkaç vantilatör ise kendi içinde öne eğik kanatlı, radyal kanatlı ve geriye eğik kanatlı olmak üzere üçe ayrılır.

Tez çalışmasının ilk aşamasında üç merkezkaç vantilatör tipi ve eksenel vantilatörler (boru tipi ve yönlendirici kanat bulunmayan) için toplam yedi adet QBASIC programı yazılmıştır. Eksenel vantilatör için tek ve her bir merkezkaç vantilatör tipi için kanat sayısının kullanıcı tarafından girildiği ve programa hesaplatıldığı olmak üzere ikişer program hazırlanmıştır.

Merkezkaç programlarının girişinde kullanıcıdan debi , basınç düşümü, motor devir sayısı ve ortam sıcaklığı istenmektedir. Eksenel vantilatörler için ise ek olarak kullanılan Göttingen 436 profili için verim değeri istenmektedir.

Geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler için kanat sayısının hesaplanması ile ilgili geliştirilen farklı teoriler programa dahil edilebilir.

Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatör tipi için ise bugüne kadar yapılmış deney ve çalışmalarla tam bir dizayn yöntemi geliştirilememiş olduğundan hesaplamalarda bu vantilatör tipi için geriye eğik kanatlı vantilatörler için geliştirilmiş teorilerden de yararlanılmıştır.

Vantilatör tipleri birbirleriyle karşılaştırıldığında geriye eğik kanatlı vantilatörler en verimli ve gürültüsüz tiptir. Güç debi arttıkça yükselir ve sonra düşer. Verim maksimum güçte en yüksektir. Çıkış açısı büyüdükçe giriş açısının küçüldüğü, statik basınç arttıkça giriş açısının büyüdüğü ve çıkış açısının küçüldüğü görülür. İç güç arttıkça giriş açısı ve statik basınç artar.

Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatörlerde verimi geriye eğik kanatlı vantilatörlere göre azdır. Ama ters olarak debi arttıkça güç artar ve ayrıca çıkış açısı artınca giriş açısı da artar. Statik basınç arttıkça giriş ve çıkış açıları büyür. İç güç statik basınç ve giriş açılarıyla doğru orantılıdır.

Radyal kanatlı merkezkaç vantilatörler ise en verimsiz ve en gürültülü çalışan tiptir. Çıkış açısı 90° olup iç güç statik basınç ve giriş açısı ile doğru orantılıdır.

Yapılan hesaplardan merkezkaç vantilatör tipleri içerisinde en verimli geriye eğik kanatlı, en çok kanata sahip ise öne eğik kanatlı vantilatörlerdir.

Eksenel vantilatörler ise düşük basınç üretirler. Giriş ve çıkış arasında hızın artması fazla istenmez. Eksenel vantilatörlerde düşük basınçlarda yüksek akış debileri elde edilirken, merkezkaç vantilatörlerde yüksek basınçlarda düşük akış debileri elde edilir.

Tablo 9.1 de QBASIC te hazırlanmış geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatör programının yarattığı vantilatör ana boyutları ile piyasada üretilmiş ve şu anda kullanımda olan vantilatörlerin ana boyutlarının karşılaştırılması verilmiştir. Tablonun sol kısmında üretilmiş olan vantilatörün boyutları, sağ tarafta ise kanat sayısı kullanıcı tarafından girilen ve programca hesaplanan olmak üzere iki ayrı modelin boyutları karşılaştırılmıştır.

Tablo 9.1 Hesaplanamı vantilatör ve piyasada tasarlanan vantilatörün karşılaştırılması

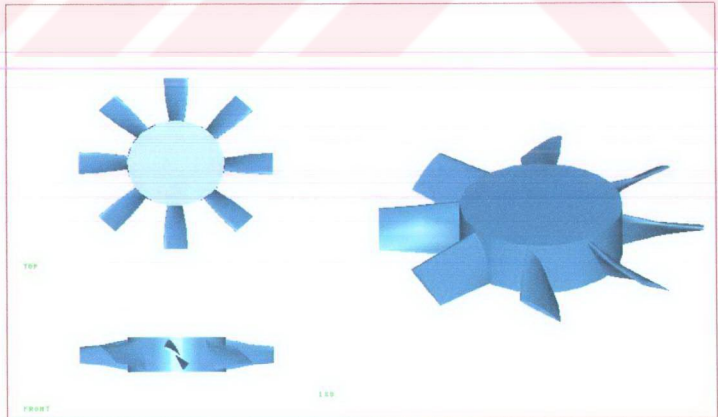
	Z	D1	D2	B1/B2	β_1	β_2	Z	D1	D2	B1/B2	β_1	β_2
4000 m ³ /h 300 mmSS 2900 d/d 5.5 kW Geriye eğik	10	222	458	59/58	28	38	8	220	450	98/75	28	39
							10	220	422	98/77	29	59
9000 m ³ /h 300 mmSS 1450 d/d Geriye eğik	10	268	788	108/46	37.04	63	10	270	754	107/61	37	62
							8	270	792	107/59	36.1	60.3
10000m ³ /h 300mmSS 1450 d/d Geriye eğik	10	364	880	50/80	31	77	8	360	880	155/102	32.3	50.5
							10	364	834	155/108	32.3	79.2

9.2 Vantilatörlerin Çiziminin Yapılması

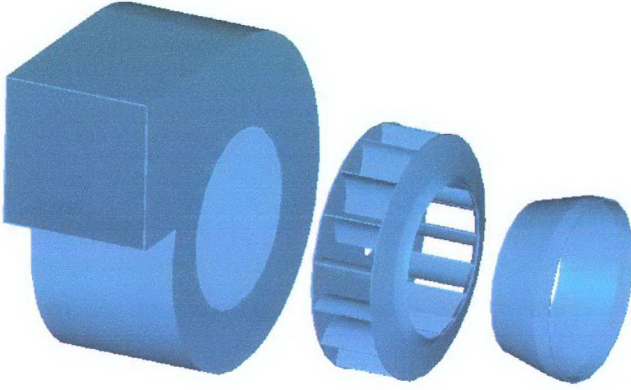
Bir vantilatörün çizilmesi ile ilgili tüm ölçüler programlar tarafından hesaplanır. Bu hesaplanan ölçülerle vantilatör geometrisi I-DEAS (Integrated Design Engineering and Analysis Software) yazılımında iki boyutlu ve üç boyutlu olarak çizdirilir.

Burada I-DEAS ın seçilmiş olmasının nedeni sadece bir tasarım programı olmaması ayrıca analizle ilgili (sonlu elemanlar) modüller içerdiği için platform değiştirmeden üzerine kolayca mesh atılabilesidir. Ayrıca parametrik olarak çalıştığı için geometri çok kolay olarak değiştirilebilir. Eğer FEM model yaratılırken başlangıçta Geometry based anahtarı açılı ise, parametrelerle oynanarak değiştirilen geometri ile beraber üzerindeki mesh de kendisini geometrinin son haline göre günceller sonuç olarak bir daha mesh tanımlamasına ihtiyaç duymaksızın, geometrinize uygun mesh daima güncellenir.

I-DEAS yazılımında QBASIC te hesaplanmış vantilatör geometrisini çizdirmek için program dosyası mantığından faydalanılmıştır. Bu dosya Qbasic programları tarafından yaratılır ve I-DEAS ta çalıştırılması ile vantilatör geometrisi I-DEAS'ta çizdirilmiş olur. Merkezkaç vantilatörler için salyangoz, çark ve difüzör parçalarını içeren montajla beraber montajın teknik resmi de programca çizdirilir. Eksenel vantilatör için ise sadece çark geometrisi üç ve iki boyutlu olarak çizdirilir. Ayrıca bu üç boyutlu geometrilerde düzeltmeler yapılırsa iki boyutlu teknik resimleri de otomatik olarak güncellenir. Aşağıda öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatörün I-DEAS tan alınma patlatılmış montaj resmi ile eksenel vantilatöre ait iki boyutlu teknik resim sunulmuştur. Şekil 9.1-9.2



Şekil 9. 1 Eksenel vantilatör teknik resmi



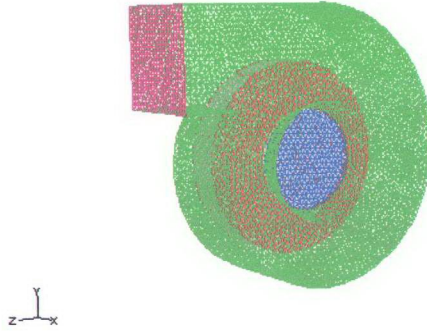
Şekil 9. 2 Öne eğik kanatlı merkezkaç vantilatörün patlatılmış montaj resmi

9.3 Akış Analizi

I-DEAS ta açık yüzeyleri kapatılarak uygun hacimlere bölünmüş vantilatör geometrisine uygun olarak mesh atılır ve bu mesh uygun gruplara ayrılarak Fluent yazılımına aktarıldığında vantilatörün akış analizi yapılabilir. Bu analizin yapılmasındaki amaç vantilatörün tasarım kriterlerine uyup uymadığının kontrolü, karakteristik eğrilerinin çıkartılması ile debi-basma yüksekliği grafiği çizdirilerek vantilatöre ait verimli çalışma bölgesinin bulunmasıdır.

Bu bölümde basma yüksekliği 300 mmss, debisi 20.000 m³/s ve 1400 d/d motor devir sayısına sahip geriye eğik merkezkaç kanatlı vantılar için QBASIC programında hesaplamalar yapılmış, hesaplamalarla ortaya çıkan tasarım I-DEAS ta 3 boyutlu model olarak çizdirilmiş ve gerekli düzeltmelerden sonra mesh atılarak Fluent e aktarılmış (şekil 9.3) geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatör için Fluent te yapılmış akış analizi sunulacaktır.

Postprocessor olarak Fluent yazılımının tercih edilme sebebi ise sonlu hacimler yöntemi ile çalışması nedeni ile akış analizlerinin yapılmasına çok uygun olmasıdır. Fluent ta domain olarak seçilen hacimlere sınır koşulları atanabilmekte ve çözüm buna göre sağlanabilmektedir.



Grid	JUN 03, 2000 FLUENT 5.2 (3d, dp, segregated, single)
------	---

Şekil 9. 3 Fluent yazılımına aktarılmış vantilatör

I-DEAS tan aktarılan geometri çarkın kanatları arasında kalan ve çark ile salyangoz arasında kalan olmak üzere iki akışkan hacmine sahiptir. Çark kanatları arasında kalan domain e 1400 devir/d ile dönen “moving reference frame” ve çark duvarlarına “moving wall” sınır koşulları tanımlanır. Salyangoz duvarları “stationary wall” ve salyangoz ile çark arasında kalan kısmı dolduran akışkan ise “stationary fluid” olarak tanımlanarak buralara gelen sınır koşulları atanmış olur.

Analiz yapılırken dönel çerçeveler 3 boyutlu uzayda mutlak hızları dikkate alınarak çözülür ki bu sonuçları raporlamada bize yardımcı olur.

Akışkan olan hava çok yüksek hızlara çıkmadığı için sıkıştırılmaz kabulü yapılarak çözüm yapılır. Türbülans modeli olarak çözüme K-ε standart seçilerek başlanır ve ileriki iterasyonlarda çözüme daha çabuk yakınsayan K-ε RNG modeli ile devam edilir.

Giriş ve çıkıştaki ortamlara basınç değerleri atanarak çözüme başlanılır ve çözümde istenilen yakınsaklığa geldiğimizde, geçen debi ve karşılık gelen basma yüksekliği değerleri elde edilir. Debi-basma yüksekliği eğrisinde farklı noktaları elde edebilmek için başlangıçta giriş ve çıkıştaki ortamalar için basınç sıfır (ortam atmosfer basıncına bağlı olarak) tanımlanır ve çözüme başlanır. Yeterli yakınsamayı sağlayacak kadar iterasyon yapıldıktan sonra ulaşılan haldeki değerler debi-basma yüksekliği grafiğinin debinin maksimum, basma yüksekliğinin minimum olduğu

noktayı verir. Debi-basma yüksekliği eğrisindeki diğer noktalar için girişteki ortam basıncı sabit tutulup çıkıştaki ortam basıncı için pozitif değerler girilerek çözüme gidilir. Bu şekilde davranmanın amacı, giriş ortam basıncında kalırken çıkışta ise vantilatörün basması gerektiği, kayıpları ve sürtünmeyi karşılayacak basıncın yakalanmasıdır (sanki bu bölgedeki akış kısmen engeleniyormuş şeklinde düşünülebilir). Bu şekilde girişteki basınç sabit tutulurken çıkışta beş ayrı pozitif değer tanımlanarak değerler hesaplanmıştır.

Fluent ten okunan değerler Tablo 9.2 de sunulmuştur. Bu tabloda gözükten verim değerleri şu şekilde hesaplanır:

$$verim = \frac{Alinan_güç}{mil_gücü} = \frac{debi * basmayükseklği}{mil_momenti * \omega} = \frac{Q * \Delta P}{M * \omega} \quad (9.1)$$

$$\omega = 146.6 \text{ rad/s} \quad (\text{açısal hız}) \quad (9.2)$$

Tablo 9.2 den okunan debiler kütesel debi olup bunların hacimsel debiye çevrilmesi gerekmektedir. Hava düşük hızlarda olduğu için sıkıştırılmaz kabul edildiğinden faydalanılarak :

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{\dot{m}}{1.225} \quad (9.3)$$

olarak yazılabilir. Örnek olarak

$$P_{in} = 0 \text{ Pa}$$

$P_{out} = 1000 \text{ Pa}$ için toplam verim şu şekilde hesaplanır.

$$\eta = \frac{\Delta P * Q}{M * \omega} = \frac{1406,7 * 6,66 / 1,225}{115,6 * 146.6} = 0,451$$

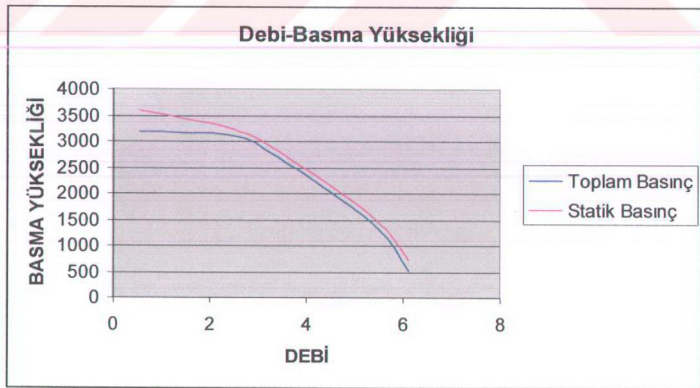
olarak bulunur.

Tablo 9.2 Analizler sonucu elde edilen değerler

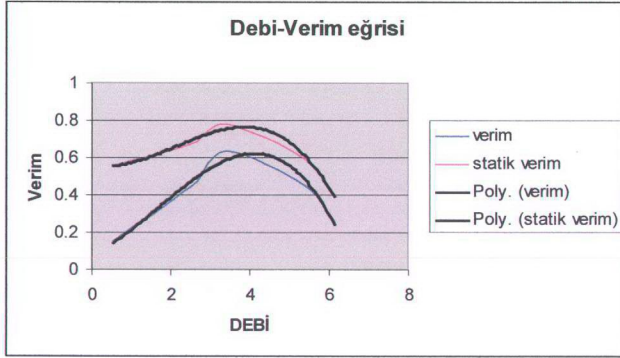
Pin=0 (tüm Pout değerlerinde)	Pout=0 Pa	Pout=1000 Pa	Pout=2500 Pa	Pout=300 0 Pa	Pout=3500 Pa
Salayangoza Giren/çıkan debi kg/s	7.5/7.5	6,66/6,66	4,2/4,2	3,05/3,05	0,66/0,67
Çarka Giren/çıkan debi kg/s	8.4/8.4	7,78/7,78	5.,58/5,58	4,54/4,53	2,18/2,16
Toplam basınç Pin Pa	43,2	21,9	30,52	74,8	427,5
Toplam Basınç Pout Pa	567	1428,6	2726	3183,9	3608
Statik Basınç Pin Pa	-639,5	-543,8	-326,5	-243,5	-96,3
Statik Basınç Pout Pa	88	1001,9	2498,6	2997,5	3489,5
Toplam Basınç Çark girişı Pa	-52	11,5	162	281,5	797
Toplam Basınç Çark çıkışı Pa	1607,3	1976	3099,6	3444,2	3920,8
Statik Basınç Çark girişı Pa	-994,5	-852,3	-529,4	-417,7	-225,6
Statik Basınç Çark çıkışı Pa	666,8	1101,9	1946,4	2271,3	2721,3
Mile Etkiyen Moment Nm	108	115,6	125	124,4	98

Salyangoz Toplam Basınç Farkı Pa	523,8	1406,7	2695,5	3109,1	3180
Salyangoz Statik Basınç Farkı Pa	727,5	1545,7	2825,2	3241	3585,8
Çark Toplam Basınç Farkı	1659	1964,5	2937,6	3162,7	3123
Çark Statik Basınç Farkı	1661,3	1954,2	2475,8	2689	2947
Toplam verim	0,26	0,45	0,634	0,44	0,15
Statik verim	0,4	0,59	0,78	0,675	0,56

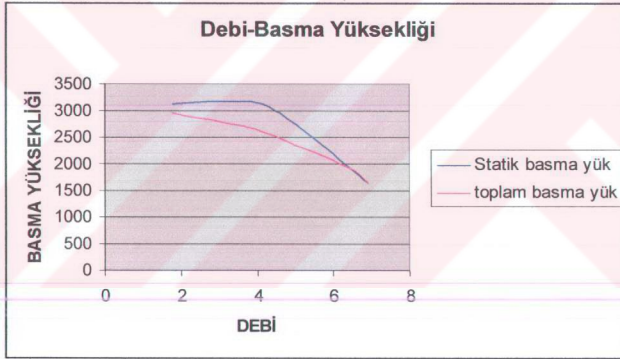
Tablo 9.2 de bulunan değerlerin hepsi kesin tam değerler değildir. Belli iterasyonlardan sonra yakınsadığı düşünülen değerler alınmıştır. İterasyon sayısı artırılrsa da bu değerlerin yüzdelikli değerleri değişeceği için bu yakınsama kabul edilerek değerler kabul edilmiştir. Görüldüğü üzere verimli çalışıldığı düşünülen bölge içinde sadece 5 noktada değer alınmıştır. Gerçek sonuca ulaşmak için mutlaka daha fazla nokta alınması gerekmektedir. Grafiğin sağ tarafında grafikte gözükmesi de verimli bölge dışında kalındığından ötürü basınçta bir düşme gözlenecektir. Bu da geriye eğik kanatlı merkezkaç vantilatörler için klasik debi-basma yüksekliği eğrisine uymaktadır. Şekil 9.4



Şekil 9. 4 Debi-Basma yüksekliği eğrisi (m³/s-Pa)



Şekil 9. 5 Debi-Verim eğrisi ($\text{m}^3/\text{s-Pa}$)



Şekil 9. 6 Çark için Debi-Basma Yüksekliği eğrisi

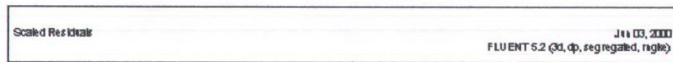
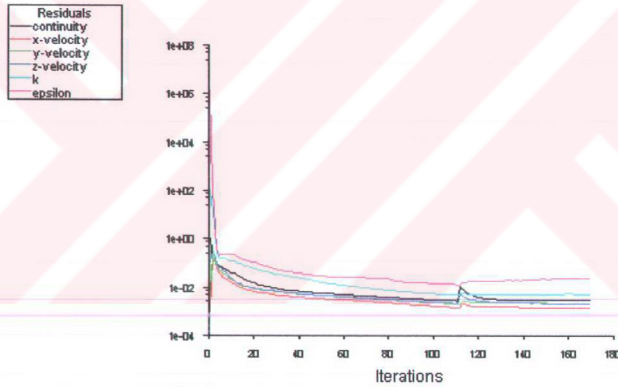
Şekil 9.5 de vantilatöre ait debinin verimle değişim grafiği görülmektedir. Burada maksimum verimin %79 civarında olduğu görülmektedir. Bu noktaya debi-basma yüksekliği grafiğinde yaklaşık olarak 2500 Pa karşılık gelmektedir (debi= $4.3 \text{ m}^3/\text{s}$ için). Vantilatörü tasarlarken $20000 \text{ m}^3/\text{saat}$ için 300mmss basma yüksekliği sağlaması beklenmekte idi. Buradan yola çıkarak tasarım kriterlerine göre bir verim hesaplamaya kalkarsak;

$$\eta = \frac{\text{Elde edilen güç}}{\text{Amaçlanan güç}} = \frac{4.3 * 2500}{(20000 / 3600) * 300.9.8} = 0.66$$

verim elde ederiz. Bu değerin daha fazla değer için hesaplama yapıldığında daha da artacağı şekil 9.4 den aşıkardır. Çünkü basma yüksekliği orta kısımda biraz doğrusaldır ki bu arada yeni hesaplamalar yapıldığında bu kısımda basma yüksekliği değeri, eğrinin diğer kısımlarından anlaşılabacağı üzere biraz daha artacaktır.

Şekil 9.6 da ise çarkın içindeki toplam basınç ve statik basıncın debi ile değişimi verilmiştir. Görüldüğü üzere çarkta istenen statik basınç artımı sağlanmaktadır.

Analiz sırasında Pout değerine pozitif yüksek değerler verildiğinde salyangoza giriş ve çıkışta, Fluent yazılımından kaynaklanan ters akışlar oluşmakta ve istenen çözüme ulaşmak çok daha zor olmaktadır ve zaman almaktadır.

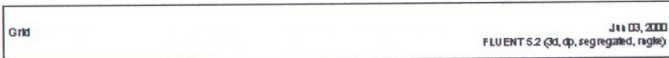
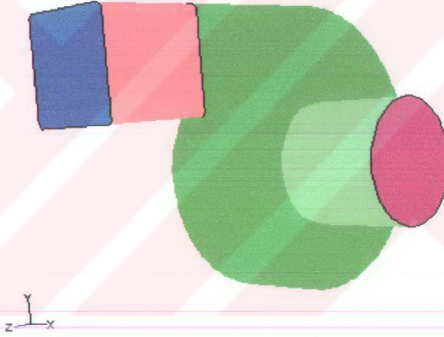


Şekil 9. 7 Yüksek Pout için çözüme yakınsama eğrisi

Şekil 9.7 den görüldüğü üzere belli bir noktada Pout değeri artırılmış ve bu noktada çözüm eğrilerinde doğal olarak sıçramalar oluşmuştur. Bu bölgeden sonra ise “Turbulent dissipation rate-Epsilon” artma yani çözümden uzaklaşma eğilimine girmiştir. Bunu çözmek için ise birinci yol bizi çözümden uzaklaştıran bölgelerde mesh yapısını düzeltmektir. Bunu yapmanın en iyi yolu ya çözüme başlamadan çok iyi bir mesh yapısı yaratmak ya da fluent yapısı içerisinde sonuca bağımlı olarak

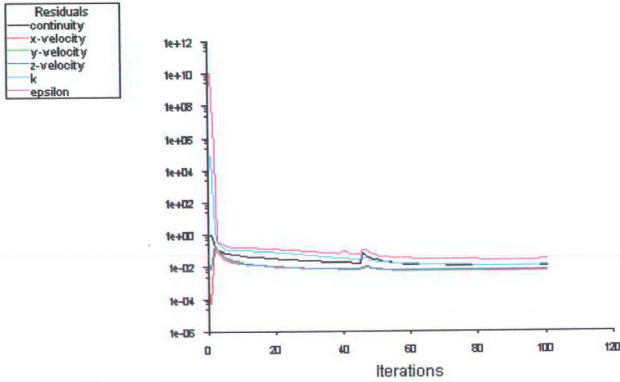
gerçekleşen “Adaptive mesh” atmasıdır. Burada “boundary” veya residual grafiğinde çözümden uzaklaşan değişkene göre “gradient” adaptive mesh kullanmak daha iyi sonuç vermektedir. Bu şekilde ya sorunlu sınırlara yakın akışkan bölümündeki eleman sayısını artırırız ya da artık kısmi çözümden uzaklaşan değişken için değişimin eğimine uygun olarak bu değişimi küçültecek şekilde sorunlu bölgelerde değişkenin gradientini azaltacak şekilde Fluent yazılımına yoğun mesh attırabiliriz.

İkinci yol ise I-DEAS tan vantilatör geometrisini değiştirerek getirmektir. Salyangoz giriş ve çıkışı uzatılarak ters akışların salyangozun gerçek giriş ve çıkışından uzak bölgede oluşması sağlanarak gerçek giriş ve çıkışta bu ters akışlardan etkilenilmeden değerler okunabilir.



Şekil 9. 8 Salyangozun giriş ve çıkışta uzatılmış hali

Şekil 9.9 da çözüme yakınsama eğrilerinin yapılan uzatmalardan sonra düzelmiş hali görülmektedir.



Scaled Residuals
JUN 03, 2000
FLUENT 5.2 (3d, dp, segregated, rigid)

Şekil 9. 9 Yakınsama eğrileri

Bu şekilde hazırlanmış bir geometri ile çözüm yaptırıldığında 100 adet kadar, az iterasyon yapılmasına ve sonuçların Fluent in 10^{-3} olan sonuca ulaşma kriterinin (residual değerlerinin hepsi 10^{-3} mertebesine indiğinde gerçek çözüme ulaşılır) üzerinde olmasına rağmen aşağıda çok gerçekçi sonuçlar alınabilmektedir.

Tablo 9.2 den de görüldüğü üzere çarka giren debi vantilatöre giren debiden biraz daha fazladır. Bu da olmasını beklediğimiz bir sonuçtur ki bu kaybı volümetrik verim olarak adlandırıyoruz.

Tek girişli çarkın toplam debisi (Q'), Q faydalı debisi ile ΔQ kaçak debisinin toplamıdır. Vantilatör debisinin (faydalı debi), döner çark içinden geçen debiye oranına volümetrik verim denir.

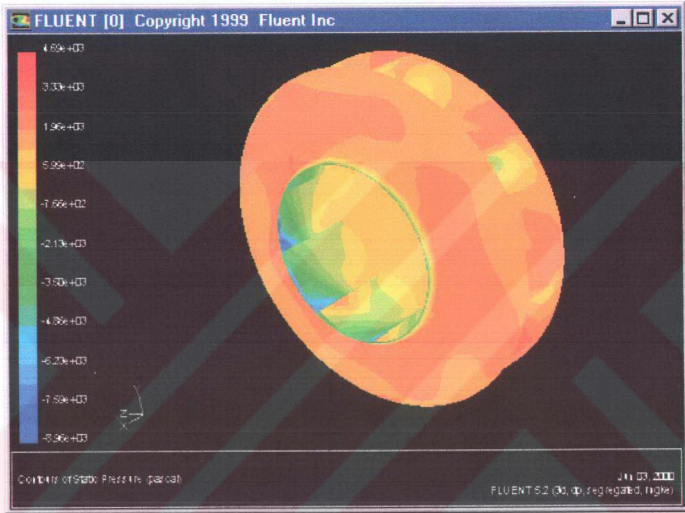
$$\eta_v = \frac{Q}{Q'}$$

Hesaplama yapılan toplam beş nokta için volümetrik verimlerin sırasıyla

0,88 - 0,85 - 0,75 - 0,67 - 0,3 olduğu düşünülünce salyangoz içindeki ters akış sonucu (kaçaklar) oluşan debi kaybı, debi azaldıkça artmakta ve volümetrik verim

oldukça düşmektedir. Bunu düzeltmenin en iyi yolu salyangozu enlemesine (B yönünde) daraltıp çarka yakınlaştırarak kaçan debiyi azaltmaktır.

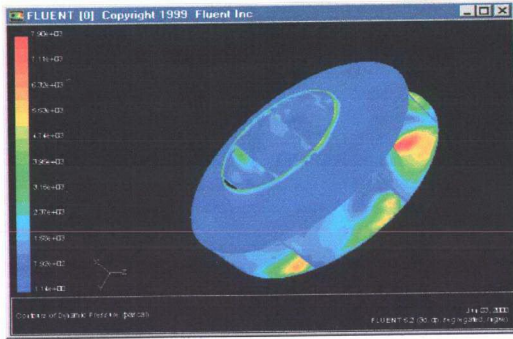
Ayrıca bilindiği üzere emme ağzında oluşan vakumdan ötürü burada statik basınç düşmekte, buna karşılık dinamik basınç artmaktadır. Ayrıca kanatların arasından geçen hava hızını kaybederek statik basınç kazanır. Bu açıklamalar ışığı altında şekil 9.10 daha iyi anlaşılabilir.(Pout=3000 Pa için hesaplanan model)



Şekil 9. 10 Çark üzerinde statik basınç dağılımı

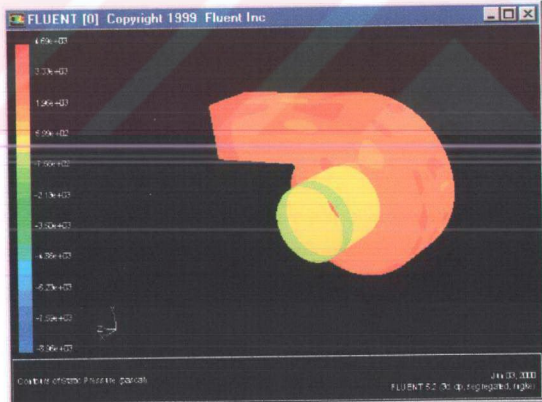
Şekilden görüldüğü üzere statik basınç emme kısmında negatif çarkın sonuna doğru ise pozitifdir.

Şekil 9.11 de ise çark üzerindeki dinamik basınç dağılımı görülmektedir. Görüldüğü üzere salyangozun dar tarafındaki kanatlar arasında tabanda hızlar çok artmaktadır. Bu kısımlar şekilde kırmızı renkte görülmektedir.

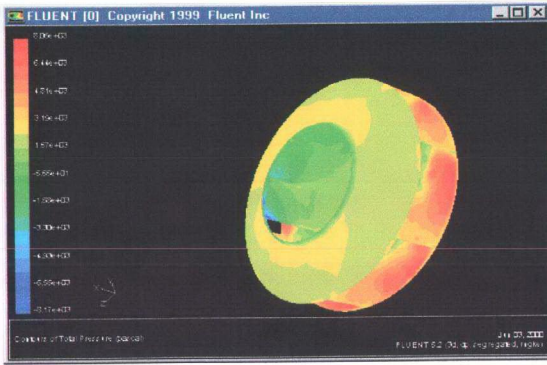


Şekil 9. 11 Çark üzerinde dinamik basınç dağılımı

Şekil 9.12 de ise salyangoz üzerindeki statik basınç dağılımı görülmektedir. Genişleyen kesite sahip salyangoz hızı düşürüp statik basıncı arttırmak için kullanılır. Üzerindeki statik basınç dağılımının süreklilik içermemesinden aslında salyangozun ne kadar verimsiz bir eleman olduğu anlaşılabilir (bunda analizi yapılan vantilatörün maksimum verimde çalıştırılmadığı da burada çok etkili olmaktadır.)

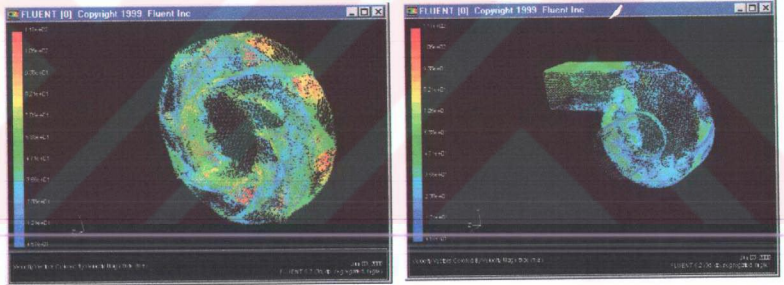


Şekil 9. 12 Salyangoz üzerinde statik basınç dağılımı



Şekil 9. 13 Çark üzerinde o anda tanımlı çalışma koşullarında toplam basınç dağılımı

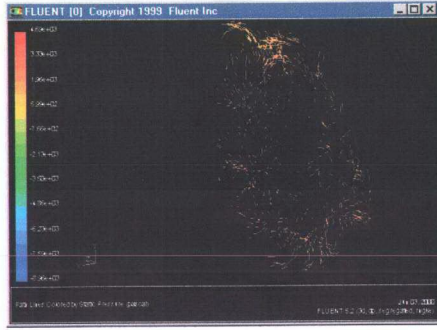
Şekil 9.13 ten görüldüğü gibi çark girişinde toplam basınç negatif, kanat çıkışlarında ise pozitif olarak oluşmuştur..



Şekil 9. 14 Çark ve salyangoz üzerinde hızın büyüklüğü cinsinden dağılımı

Şekil 9.14 den de görüldüğü üzere hava çarkın kanatlarını büyük hızlarda terkederken salyangozun çıkışına doğru hızını düşürüp statik basınca dönmüş.

Şekil 9.15 de kanadı terkeden havanın bir kısmını salyangoz içinde kayıplara yol açacak şekilde ters akışda bulunduğunu gözlemekteyiz.



Şekil 9. 15 Kanatları terkeden havanın salyangoz içindeki hareketi

Bu şekilde daha birçok parametre ile ilgili grafik alınıp yorumlanabilir. Ama sonuçta ortaya çıkan olumsuz sonuçların bir kısmının vantilatörü en verimli noktasında çalıştırmadığımızdan kaynaklandığı da aşıkardır.

9.4 ÖNERİLER

Sonuç olarak vantilatör seçimi yapılırken çalışma aralığının yüksek verimli bölgede kalmasına çalışılmalıdır. Optimum değer yüksek verim, sessiz çalışma ve geniş çalışma bölgesi sağlayan tasarım demektir. Uygun vantilatörü tasarlamak için, kanat yapısının iyi seçilmesi gerekir. Kanat sayısı, kanat boyu gerekiyorsa yönlendirici kanat kullanılmalı veya salyangoz kesitiyle oynanmalıdır. Optimum tasarımı sağlarken çalışma alanından maliyete kadar birçok faktör ele alınmalıdır.

Bu sebeplerle optimum vantilatör vantilatörü tasarlayabilmek için çok iyi analiz yapmak gerekir. Çünkü istekler birbirleriyle çakışabilirler. Bu şekilde bir teorik çalışma ile deneme-yanılma yöntemi ile kaybedilecek zaman ve para korunmuş olur veya en azından başlangıç için size yol gösterebilir. Teorik çalışma ile ulaştığımız birçok çözümden en optimum olanı seçmek gereklidir.

Görüldüğü üzere şu ana kadar yapılan çalışmalar sırasında hiçbir mukavemet veya dayanım hesabı gözönünü alınmamış sadece akış üzerinde durulmuştur. Aslında bu da çalışmaların bu yönde eksik kaldığını ve en kısa sürede bu yolda devam edilmesi gerektiğini göstermektedir. Çalışmaların şu anda ulaştığı durumla bu denilen linear

statik analizlerin yapılması çok kolaylaşmıştır. Herşey bilgisayar ortamında parametrik olarak yapıldığından ötürü Fluent'ten elde edilen basınç ve moment değerlerini tekrar I-DEAS 'a aktarak bu konuda çalışılabilir

Çalışma süresince yapılan herşey bilgisayarla sınırlı tutulmuş ve eldeki olanaksızlıklardan ötürü çalışmalar gerçek hayatta deneylerle desteklenememiştir. İleride yapılacak çalışmalarda bu eksik yöne de ağırlık verilmesi anlamlı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Gökelim, A.T.**, 1983. Endüstriyel Fan ve Kompresör Tesisleri, Birsan Yayınları
- [2] **Özgür, C. ve Yazıcı, H.F.**, Pompalar, Vantilatörler, Kompresörler
- [3] **Büyüktür, A.R.**, Radyal Vantilatörler, İTÜ
- [4] **Parmaksızoğlu, Cem ve Uğural Gazanfer.**, Vantilatörler ve Sistemleri
- [5] **Yahya, S.M.**, 1989. Türbines Compressors and Fans, TATA McGRAW-HILL Publishing Company Limited
- [6] **Eck, Bruno.** FANS
- [7] **Bleier, F.P.**, 1997. FAN HANDBOOK “Selection, Application and Design”, McGRAW-Hill
- [8] **Osborne, W.C.**, 1967. FANS, Pergamon Press
- [9] **Kaykayoglu, R.** 1994. Introduction to Computational Fluid Dynamics, Yıldız Teknik Üniversitesi

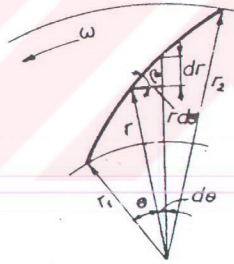
EK A-UYGULANAN ÇİZİM METODLARI

Bu bölümde merkezkaç vantilatörlerin çark ve salyangoz çizimleri ile ilgili izlenilen yol bu bölümde sunulmuştur.

A1 Kanat Çizimi

Değişik eğrilik yarıçapları ile dizayn edilen kanatları ele alalım. ($r_2 - r_1$) farkı, herbiri Δr uzunluğundaki parçalara bölünür.

Şekil 3.4'daki kanat üzerinde, (r) yarıçapından (dr) kadar ileride bir noktaya varılınca, sonsuz küçük yarıçap artışından dolayı, bir açısı (β) bu açığa karşı kenarı (dr) ve komşu kenarı ($r.d\theta$) olan üçgen ile ilgili olarak aşağıdaki trigonometrik bağıntılar yazılabilir.



Şekil A. 1 Bir kanadın açılımı

r yarıçapından $d\theta$ kadar sapma halinde:

$$\tan \beta = \frac{dr}{r.d\theta} \quad (A.1)$$

veya

$$d\theta = \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (\text{A.2})$$

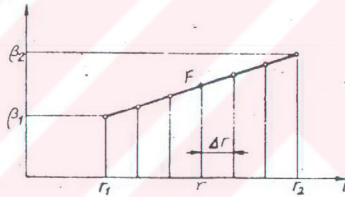
olarak yazılabilir.

(A.1) denklemi r_1 'den r_2 yarıçapına kadar sınırlı olarak (kanat boyunca) integre edilirse, dönme açısı olarak ,

$$\theta^\circ = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (\text{A.3})$$

alınır.

Bu integrali grafik metodla çözmek en uygun yoldur. Vantilatörlerde β_1 - β_2 değişimi r_1 - r_2 arasında lineer olarak alınabilir.



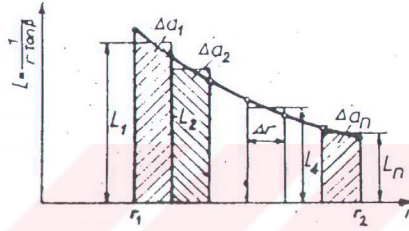
Şekil A. 2 Kanat açısı ile yarıçapın arasındaki değişim eğrisi [1]

$$\frac{\beta - \beta_1}{\beta_2 - \beta_1} = \frac{r - r_1}{r_2 - r_1}$$

$$\beta - \beta_1 = \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} (\beta_2 - \beta_1)$$

$$\beta = \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} (\beta_2 - \beta_1) + \beta_1$$

(Δr) aralıklarının sayısı çoğaldıkça , (β) açısında 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 A.3'de görülmektedir.

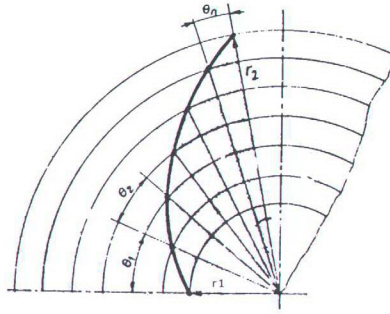


Şekil A. 3 Kanat uzunluğunun yarıçapa bağımlı değişimi

Bu mantıktan hareket ederek ,

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \cong (L_1 + L_2 + \dots + L_n) \cdot \Delta r \quad (\text{A.4})$$

olarak aranan integralin yaklaşık çözümü sağlanır.



Şekil A. 4 Kanadın açıya bağımlı yarıçapların yerleştirilmesi ile çizimi-

Tablo A.1 Yarıçapa bağımlı olarak elde edilmiş değişkenlerin tablosu

$r(\text{cm.})$	Δr	β (derece)	$\text{tg}\beta$	$L = \frac{1}{r \cdot \text{tg}\beta}$ (cm^{-1})	$\Delta a = L \cdot \Delta r$	θ° $\frac{180}{\pi} \cdot \Delta a$	$\Sigma \theta^\circ$
r_1	Δr_1	β_1	$\text{tg}\beta_1$	L_1	Δa_1	θ°_1	$\Sigma \theta^\circ_1$
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-
-	-	-	-	-	-	-	-
r_2	Δr_n	β_2	$\text{tg}\beta_2$	L_n	Δa_n	θ°_n	$\Sigma \theta^\circ_n$

A2 Salyangoz Gövde Çizimi

Radyal akımlı vantilatörlerin salyangoz gövdelerinin yan tarafları, paralel yüzölçü yapılıdır. Yani tarafların böyle düz bir şekilde imali ile hem iyi bir verim alınır, hem de konstrüksiyon çok daha basitleşir.

Bununla beraber değişik çeşitli salyangoz gövdeleri de mevcuttur.

Salyangoz gövdeyi hesaplarken , önce gövde içinde hareket eden hava hızının momentinin sabit olduğunu açıklayalım.

Akışkanlar mekaniğinden bilindiği gibi (dM) kütleindeki havanın merkezkaç kuvvetle savrulması halinde ;

Merkezkaç Kuvvet:

$$dF = dM \cdot \left(\frac{C_u^2}{r} \right) \quad (A.5)$$

denklemini yazmak yeterlidir.

Burada Kütle: $dM = Bdr \cdot rd\theta \cdot \frac{\gamma}{g}$

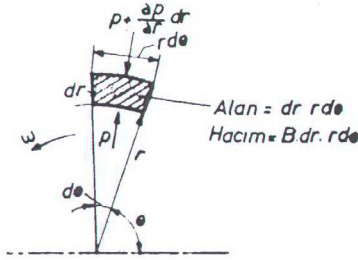
Hız: C_u (m/sn)

Yarıçap: r (m.)

olarak ifade edilmiştir.

Şekil A.5'deki elemanın alanı = $dr \cdot rd\theta$ olup , yüksekliği = B olarak kabul edilirse, hacmi = $Bdr \cdot rdQ$ olur.

Merkezkaç Kuvvet



Şekil A. 5 Akışkan parçacığına etkiyen kuvvetler

$$dF = B dr. r d\theta. \frac{\gamma}{g} \cdot \left(\frac{C_u^2}{r} \right) \quad (\text{A.6})$$

Basınç

$$dP = \frac{dF}{B. r. d\theta} = \left(\frac{C_u^2}{r} \right) . dr \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{\gamma}{g} = \rho \quad \text{konularak;}$$

$$\frac{dP}{dr} = \frac{\gamma}{g} \cdot \left(\frac{C_u^2}{r} \right) \quad (\text{A.8})$$

Ayrıca , aynı düzlemde geçen bir akım çizgisi boyunca Bernoulli Denklemini uygularsak;

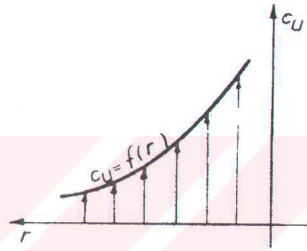
$$Z + \frac{P}{\rho} + \frac{C_u^2}{2g} = s.b.t. \quad (\text{A.9})$$

Bütün bunları gözönüne aldığımızda;

$$r_1 \cdot C_{1u} = r_2 \cdot C_{2u} = s b t. \quad (A.10)$$

buluruz.

Aksiye bir simetri ile , $C_u = f(r)$ olarak Şekil A.6'de hız değışimi bir hiperbol üzerinde gösterilir.



Şekil A. 6 Hızın aksel bileşeninin yarıçapla değışimi

Hızın momenti sabit olduğuna göre ve döner kanatları terkeden havanın çevre hızı yönündeki hız bileşeninde C_{3u} olarak ifade edildiğine göre;

$$C_{3u} \cdot r_2 = s b t.$$

sabit sayıyı işlem yapmak için (C) ile gösterelim.

$$C_{3u} = C / r_2 \quad \text{şeklinde yazılır.}$$

Salyangoz spirali başlangıcını (Z) ile gösterelim ve (Z) noktasından (θ) radyan kadar ilerleyelim , dönüş yönünde a noktasına varınca , b merkezinden (r_a) kadar uzakta olduğumuz için B.dr kesidinden geçen hız $C_u = C / r$ olarak gösterilir.

Spiral (θ) radyan dönünce (r_z) yarıçapından (r_a) yarıçapına gelir. Buradan hareketle;

$$\ln \frac{r_a}{r_z} = \frac{Q'}{B.C.2\pi} . \theta \quad (A.11)$$

ve bu denklemde;

$$C = r_2 . C_{3u} = \frac{g.H_{th}}{U_2} . r_2$$

yazılarak , spiralin şekli (θ)'ya bağlı olarak tayin edilir.

$\theta = 0 , \pi/2 , 3\pi/2 , 2\pi$ radyan değerleri verilerek salyangoz çizilir. $r_z > r_2$ alınması , gürültüyü minimuma indirmek bakımından gereklidir. $r_z = 25\text{mm} + r_2$ olarak alınması gürültüyü azaltır.

$$B = (3-6) B_2$$

olarak alınmalıdır.

Bilindiği gibi A.11 denkleminin çıkartılmasında sürtünme ihmal edilmiştir.

A.11 No'lu denklem pratikte olumlu sonuç sağlaması nedeniyle , genellikle çok kullanılmaktadır.

Salyangoz dizaynı için önce yatay ve düşey eksen çifti çizilir. r_a yarıçapları , eksenler merkezinden (orijinden) alınarak θ 'ya göre işaretlenir. 0° ve 270° derecedeki yarıçaplar bir doğru ile birleştirilir. Bu doğrunun ortasından çıkılan dikey 45° 'lik salyangoz eksenini kesinceye kadar uzatılıp kesişme noktası (a) ile gösterilir. Şekil A.7 (a) noktasından pergel ucu 2π 'deki yarıçap ile işaret edilen yere kadar açılır ve merkez (a) olmak üzere r_1 yarıçapı ile yarıçap/çap arasındaki daire yayı 90° 'lik çizilir.

b,c,d noktalarının bulunuşu aynen yukarıdaki gibi olur.

b noktasından r_2

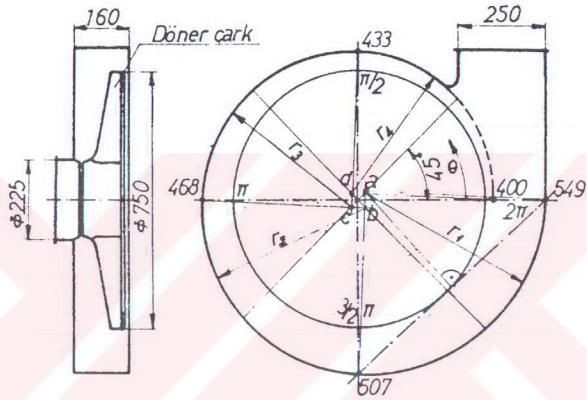
c noktasından r_3

d noktasından r_4

yarıçaplarıyla daireler çizilir.

Salyangoz dili, takriben 45° açıyla başlayacak ve iyice yuvarlatılacaktır.

Emme ve basma ağızları alanları aynı olmak üzere dizayn edilecektir.



Şekil A7 Salyangoz teknik resmi

EK B-ÇİZİM PROGRAMLARI

Sunulan disket içerisinde aşağıdaki çizim programları ve açıklayıcı metinler sunulmuştur.

- Geriye.exe
- Geriye_kanat.exe
- Öne.exe
- Öne_k.exe
- Radyal.exe
- Radyal_k.exe
- Eksenel.exe

Bu programlardan -k uzantılı olanlar kanat sayısının kullanıcı tarafından girildiği programlardır. Programların çalıştırılma mantığı disketteki README.txt dosyasında açıklanmıştır.

Ayrıca I-DEAS yazılımında sonlu elemanlar ağ yapısının nasıl kurulduğu ile ilgili I-DEAS.txt ve açıklayıcı dosya transfer.unv bulunmaktadır.

ÖZGEÇMİŞ

1975 yılında İstanbul'da doğdu.1992'de İzmir Atatürk Lisesini bitirdi . Aynı yıl İ.T.Ü. Makina Fakültesine girdi . 1996 yılında iyi derece ile bu fakülteden mezun oldu. 1996 yılında İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Enerji dalında yüksek lisans eğitimi almaya başladı. Şu anda Momentum A.Ş. de eğitim ve destek mühendisi olarak çalışmaktadır.