

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HİBRİT SOKAK SÜPÜRME ARACININ EMİŞ FAN
SİSTEMİNİN TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yasin AKYÜZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Ekrem BÜYÜKKAYA

Mayıs 2019

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

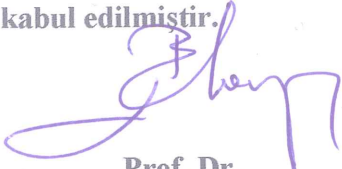
HİBRİT SOKAK SÜPÜRME ARACININ EMİŞ FAN
SİSTEMİNİN TASARIMI VE PROTOTİP İMALATI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Yasin AKYÜZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 18.06.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.



Prof. Dr.
Ekrem BÜYÜKKAYA
Jüri Başkanı



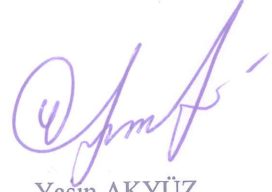
Prof. Dr.
Hakan Serhad SOYHAN
Üye



Doç. Dr.
Vezir AYHAN
Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.



Yasın AKYÜZ

09.05.2019

ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim boyunca desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından takibine yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. Ekrem BÜYÜKKAYA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam süresince yardımlarını ve desteklerini eksik etmeyen Prodem Ar-Ge ekip arkadaşlarım Mehmet DÖKÜMCÜ ve Yılmaz DÜZGÜN'ne, aileme ve Tuğçe TAŞKIRAN'a teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca tasarım ve analiz çalışmalarında bana destek veren Haydar ÇAKIR, Mert SELMANOĞLU, Oğuz Can ÇELEBİ ve Mustafa Fatih ERTAN'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER LİSTESİ	v
KISALTMALAR LİSTESİ	viii
ŞEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLolar LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı	2
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
2.1. Radyal Fanlar	3
2.1.1. Radyal fan geometrisi.....	4
2.1.2. Salyangoz parametleri.....	5
2.1.3. Rotor parametleleleri.....	6
2.1.4. Radyal fan çeşitleri.....	7
2.1.4.1 Öne eğik kanatlı radyal fanlar.....	7
2.1.4.2 Geriye eğik kanatlı radyal fanlar.....	9

2.1.4.3 Düz kanatlı radyal fanlar.....	10
2.1.4.4 Airfoil kanatlı radyal fanl.....	11
2.2. Fan Kanunları	11
2.3. Fanlarda Oluşan Kayıplar Ve Gerçek Karakteristik Eğriler	12
2.3.1. Sürtünme kayıpları.....	13
2.3.2. Difüzör kayıpları.....	13
2.3.3. Eddy kaybı.....	13
2.3.4. Şok kayıpları.....	14
2.4. Fanların Sistem Performansı Ölçüm Cihazları	14
2.4.1. Manometreler.....	15
2.4.2 Pitot tüpleri.....	17
2.4.3. Barometreler.....	19
2.4.4. Takometreler.....	19
2.4.4.1 Strob.....	19
2.4.4.2 Optik.....	19
2.4.4.3 Doğrudan temas.....	20
BÖLÜM 3.	
RADYALFANIN TEORİK HESAPLANMASI.....	21
3.1. Radyal Fanın Teorik Hesap Yöntemleri.....	21
3.1.1. Euler turbomakina denklemleri.....	21
3.1.2. Cordier diyagramı.....	25
3.2. Kanat Çizimi.....	27
3.3. Salyangoz Tasarım Yöntemi.....	28
BÖLÜM 4.	
FANLARIN HAD YARDIMIYLA İNCELENMESİ	30
4.1. Yönetici Denklemler.....	30
4.1.1. Süreklilik denklemleri.....	30

4.1.2. Momentum denklemleri.....	30
4.2. Türbilanslı Akışta Yönetici Denklemler.....	31
4.2.1. Türbilanslı akışta süreklilik denklemi.....	32
4.2.2. Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri.....	32
4.3. Türbilans Modelleri.....	33
4.3.1. k- ϵ türbilans modeli.....	33
4.3.1.1 k- ϵ standart türbilans modeli.....	33
4.3.1.2 k- ϵ RNG türbilans modeli.....	35
4.3.1.3 k- ϵ realizabl.....	35
BÖLÜM 5.	
RADYAL FANIN HAD ANALİZİ.....	36
5.1. Radyal Fanın Oluşturduğu Hava Akışının Had Yöntemiyle Modellenmesi.....	36
5.2. Çözüm Ağı (Mesh) Oluşturulması.....	38
5.3. Sınır Şartları.....	39
5.4. Analiz Sonuçları.....	40
5.5. Fan Geometrisinde Değiştirilen Parametreler Ve Had Analizleri.....	42
5.5.1. Radyal fanlarda kanar açılarının etkisi.....	43
5.5.2. Radyal fanlarda kanar sayısının etkisi.....	45
BÖLÜM 6.	
SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER.....	48
KAYNAKLAR	50
ÖZGEÇMİŞ	53

SİMGELER LİSTESİ

A_k	:	Planform kanat alanı (m ²)
$C_{1\varepsilon}$:	Türbülans sönümlenme hızı denklemi için deneysel sabit
c	:	Kanat profili veter hattı uzunluğu (m)
$C_{2\varepsilon}$:	Türbülans sönümlenme hızı denklemi için deneysel sabit
$C_{3\varepsilon}$:	Türbülans sönümlenme hızı denklemi için deneysel sabit
C_μ	:	Türbülans viskozitesi μ_t için deneysel denklem sabiti
CL	:	Taşıma katsayısı
CD	:	Sürükleme katsayısı
$C_{M,c/4}$:	Yunuslama moment katsayısı
D	:	Sürükleme kuvveti (N)
D	:	Çap (m)
F	:	Bileşke kuvvet (N)
G_b	:	Kaldırma kuvvetinin ürettiği türbülans kinetik enerjisi
G_k	:	Ortalama hız gradyentinin ürettiği türbülans kinetik enerjisi
g	:	Yerçekimi ivmesi (m/s ²)
g_i	:	Yerçekimi ivmesinin i yönündeki bileşeni (m/s ²)
k	:	Türbülans kinetik enerjisi
K	:	Katılık matrisi
L	:	Taşıma kuvveti (N)
L	:	Uzunluk (m)
L_0	:	Uzunluk (m)
M	:	Yunuslama momenti (Nm)
M_t	:	Türbülanslı akış Mach sayısı
M	:	Kütle matrisi
n	:	Fan devir sayısı (dev/dak)

p	:	Basınç (Pa)
Pr	:	Prandtl sayısı
Prt	:	Türbülans Prandtl sayısı
P	:	Güç (W)
Q	:	Hacimsel debi (m ³ /saat)
Re	:	Reynolds Sayısı
sp	:	Statik Basınç (Pa)
s	:	Kanat uzunluğu (m)
Sij	:	Şekil değiştirme hızları tensörü (s-1)
Sk	:	Türbülans kinetik enerjisi kaynak terimi
Sε	:	Türbülans sönümlenme hızı kaynak terimi
T	:	Sıcaklık (°C)
T	:	Tork (Nm)
t	:	Zaman (s)
u	:	x- yönündeki hız (m/s)
v	:	y- yönündeki hız (m/s)
va	:	Eksenel hız (m/s)
v∞	:	Ortalama hız (m/s)
v	:	Mutlak hız (m/s)
vθ	:	Teğetsel hız (m/s)
w	:	z- yönündeki hız (m/s)
x	:	x- eksenindeki mesafe (m)
y	:	Sınıra en yakın çözüm ağı elemanı kalınlığı (m)
y+	:	Boyutsuz türbülanslı sınır tabaka mesafesi
YM	:	Ortalama sönümlenme hızına katkı sağlayan dalgalanan genişleme
y	:	y- eksenindeki mesafe (m)
z	:	z- eksenindeki mesafe (m)
α	:	Hücum açısı (°)
β	:	Bağıl akış açısı (°)
β	:	Isıl genişleme katsayısı
ε	:	Türbülans kinetik enerjisi sönümlenme hızı
ρ	:	Yoğunluk (kg/m ³)

λ	:	Öz değer
η	:	Verim
σ_k	:	Türbülans kinetik enerjisi Prandtl sayısı
σ_ε	:	Türbülans sönümlenme hızı Prandtl sayısı
$\{\phi\}_i$:	inci öz vektör (mod şekli)
δ	:	Yer değiştirme (m)
δ	:	Hız (m/s)
δ^*	:	İvme (m/s ²)
δ_{ij}	:	Kronecker Delta
μ	:	Dinamik viskozite (Pa.s)
μ_t	:	Türbülans viskozitesi (Pa.s)
ν	:	Kinematik viskozite (m ² /s)
ω	:	Açısal hız (rad/s)
ω_i	:	inci doğal frekans (Hz)
ω_2	:	Öz değer
AF	:	Aeorodinamik Pervane

KISALTMALAR LİSTESİ

AMCA	:	Amerikan Hava Hareket ve Kontrolcüler Topluluğu
BI/BC	:	Geriye Eğimli/ Geriye Eğik
CVA	:	Temiz Hava
DLA	:	Tozlu Hava
HAD	:	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
PIV	:	Particle Image Velocimetry
RANS	:	Reynolds Averaged Navier Stokes
RBM	:	Rigid Body Motion
SST	:	Shear Stress Transport
RNG	:	Renormalization Group
SMM	:	Sliding Mesh Method

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Radyal fan; rotor ve salyangoz bölümleri.....	1
Şekil 2.2. Radyal fan parçaları.....	5
Şekil 2.3. Salyangoz parametreleri.....	6
Şekil 2.4. Rotor parametreleri.....	7
Şekil 2.5. Radyal fan çeşitleri.....	7
Şekil 2.6. Öne eğik kanatlı radyal fanın giriş ve çıkış kanat açıları.....	8
Şekil 2.7. Öne eğik radyal fanın kanat ve dönme yönü.....	8
Şekil 2.8. İleri dönek kanatlı radyal fanın kanat çıkış hız üçgeni.....	8
Şekil 2.9. Geriye eğik radyal bir fanın kanat giriş ve çıkış açıları.....	9
Şekil 2.10. Geriye dönük kanatlı radyal fan.....	10
Şekil 2.11. Geriye dönük kanatlı radyal fanın kanat çıkış hız üçgeni.....	10
Şekil 2.12. Düz kanatlı radyal fan.....	11
Şekil 2.13. Airfoil kanatlı radyal fan.....	11
Şekil 2.14. Radyal fan kanatlarındaki giriş ve çıkış hız vektörleri.....	13
Şekil 2.15. Gerçek basınç-debi ve güç-debi karakteristik eğirileri.....	14
Şekil 2.16. U tüplü manometer.....	16
Şekil 2.17. Eğik tüplü manometer.....	16
Şekil 2.18. Dijital manometer.....	17
Şekil 2.19. Küresel başlı, elipsoid başlı pitot statik tüpü.....	18
Şekil 2.20. Çift karşıt tüp.....	18
Şekil 2.21. Çift karşıt tüp-ucun yakın görünümü.....	18
Şekil 2.22. Barometre.....	19
Şekil 2.23. Strob takometre.....	20
Şekil 3.1. Kanat giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri.....	22
Şekil 3.2. Teorik basma yüksekliği-debi eğrileri.....	24

Şekil 3.3. Teorik güç-debi eğrileri.....	24
Şekil 3.4. Gerçek basma yüksekliği-debi eğrileri.....	25
Şekil 3.5. ω [rad/s] Q[m ³ /s] türünden çizilmiş bir Cordier diyagramı.....	26
Şekil 3.6. n [dev/s] ve Q [m ³ /s] türünden çizilmiş bir Cordier diyagramı.....	26
Şekil 3.7. Kanat çiziminde kullanılan parametrelerin gösterimi.....	28
Şekil 3.8. Salyangoz boyutları.....	29
Şekil 4.1. Herhangi bir ϕ büyüklüğünün türbülanslı akışta zamana göre değişimi	31
Şekil 5.1. Radyal fanın teknik resmi	36
Şekil 5.2. Radyal fan içersindeki akış hacmi.....	37
Şekil 5.3. Mesh sayısı ve skewness değeri grafiği.....	37
Şekil 5.4. Radyal fanın mesh yapısının gösterimi.....	39
Şekil 5.5. Kanat etrafındaki sınır tabaka mesh yapısının gösterimi.....	39
Şekil 5.6. Radyal fanın oluşturduğu akışın hız modellemesi	41
Şekil 5.7. Radyal fanın oluşturduğu akışın hız vektörlerinin çizgisel gösterimi.....	41
Şekil 5.8. Radyal fanın oluşan statik basıncın gösterimi.....	42
Şekil 5.9. Model 1 ve Model 2 radyal fanların akış hız modellerinin gösterimi... ..	43
Şekil 5.10. Model 3 ve Model 4 kanat radyal fanların hız modellerinin gösterimi	43
Şekil 5.11. Model 1 ve Model 2 kanat radyal fanların basıç modellerinin	44
Şekil 5.12. Model 3 ve Model 4 kanatlarında akış basınç modellerinin gösterimi.	44
Şekil 5.13. Model 05 ve Model 011 akış hız modelleri.....	44
Şekil 5.14. Model 05 ve Model 011 akış basınç modelleri.....	45
Şekil 5.15. Model 15 ve Model 111 akış hız modelleri.....	46
Şekil 5.16. Model 15 ve Model 111 akış basınç modelleri.....	46
Şekil 5.17. Model 45 ve Model 411 akış hız modelleri gösterimi.....	46
Şekil 5.18. Model 45 ve Model 411 akış basınç modelleri gösterimi.....	47

TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. BVN firması OBR-8T model radyal fan.....	29
Tablo 5.1. Mevcut Fan Teknik Ölçüleri.....	38
Tablo 5.2. Had Çözümlerinde kullanılan sınır şartları.....	40
Tablo 5.3. Mevcut fanın analiz sonuçları	42
Tablo 5.4. Farklı fan modellerinin farklı kanat açılarındaki analiz sonuçları.....	44
Tablo 5.5. Farklı fan modellerinin farklı kanat sayılarının analiz sonuçları.....	45
Tablo 6.1. Radyal fanın kanat açılarına ve sayılarına göre analiz sonuçları.....	48

ÖZET

Anahtar kelimeler: Geriye eğik radyal fan, fan kanunları, turbomakine denklemleri, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, radyal fan geometrisi, fan kanat parametreleri

Radyal fanalar, toz ve talaş gibi partikül bulunduran havanın tahliyesi, soğutma, iklimlendirme ve havalandırma gibi birçok alanda kullanılmaktadır. Yüksek debi ve basınç elde edilebilmesi en büyük tercih sebeplerindedir. Radyal fanlar, salyangoz ve rotor denilen iki ana parçadan oluşmaktadır. Rotor üzerindeki kanatlar sayesinde fanın bir ortamdan havayı emip basınçlandırarak istenilen ortama istenilen debi ve basınçta havayı göndermesi sağlanmaktadır. Salyangoz, rotor kanatlarından çıkan hava akımının toplanmasını ve fan çıkışına yönlendirilmesini sağlamaktadır.

Tez kapsamında, hibrit sokak süpürme aracının emiş fan sistemi incelenerek, uygun fan tasarımı ve prototip imalatı yapılmıştır. Hibrit sokak süpürme aracında emiş fan sisteminde hedeflenen fan değerleri 5000 m³h' lik debi elde edilebilmesidir. Bu yüzden fan seçiminde verimliliğinin yüksek olmasından dolayı ve yüksek hızlarda çalışabilmesinden dolayı geriye eğik kanatlı fan tipi tercih edilmiştir. Optimum fan tasarımının imal edilebilmesi firmadaki mevcut fan modeli üzerinden Solidworks programında CAD tasarım yapıldıktan sonra sonlu hacimler yöntemiyle çözüm yapan Fluent programında HAD analizleri yapılmıştır.

Radyal fan geometisi üzerinde bazı parametreler değiştirilerek analizler aynı sınır şartlarında tekrarlanmıştır. Tasarım iyileştirmeleri için öncelikle radyal fanın kanat açıları değiştirilmiştir. Öncelikle radyal fanın, β_1 açısı sabit tutularak β_2 değiştirilip, daha sonra β_2 sabit tutulup β_1 açısı değiştirilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Daha sonra farklı kanat açlarına göre farklı kanat sayılarında değişiklikler yapılarak hız ve basınç değerleri tekrar karşılaştırılmıştır. Fanın kanat yapısında gerçekleştirilebilecek değişimlerle hücum açısı ve debi farkında dikkate alınarak statik basınç farkının artırılması suretiyle emişin daha da artırılabilceği en uygun fan kanat tasarımı oluşturulmuştur.

DESIGN AND PROTOTYPE PRODUCTION OF THE SUCTION FAN SYSTEM OF THE HYBRID STREET SWEEPING VEHICLE

SUMMARY

Keywords: Backward curved radial fan, fan laws, turbomnext equations, computational fluid dynamics, radial fan geometry, fan wing parameters

Radial fans are used in many areas, such as dust and shavings, for the discharge of air, cooling, air conditioning and ventilation. High flow and pressure can be achieved because of the biggest choice. Radial fans consist of two main parts, called snails and rotors. Thanks to the blades on the Rotor, the fan is able to pressurize the air from an environment and send air to the desired environment at the desired flow and pressure. The snail ensures that the air flow from the rotor blades is collected and routed to the fan outlet.

Under the thesis, the suction fan system of the hybrid street sweeping vehicle was examined and the appropriate fan design and prototype were manufactured. In the hybrid Street sweep vehicle, the targeted fan elements in the suction fan system are able to achieve 5000 m³h flow. Therefore, due to the high efficiency of the fan selection and the ability to operate at high speeds, the backward curved impeller type is preferred. The production of Optimum fan design has been done in the Fluent program in the Solidworks program through the existing fan model of the company, after the CAD design was done, and a finite volume solution was made.

Some paremeters were changed on the radial Fan geometry and the analyses were repeated on the same boundary lines. For design improvements, first the wing angles of the radial fan have been changed. Firstly, the radial fan, the β_1 angle is kept constant and β_2 changed, then β_2 fixed and β_1 angle was changed to compare the results. Then Wing Angles of the arc by athe speed and pressure values were compared again by changing the number of different wings. With the changes that can be carried out in the blade structure of the fan, the angle of attack and the flow difference are taken into consideration by increasing the static pressure difference of the suction can be increased by the appropriate impeller design is created.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Fanlar, basınç farkı oluşturarak oluşturulan havanın bir akış içerisinde hareketini sağlayan turbo makinelerdir. Yüksek verimli fanlar istenilen performansı yerine getirirken az enerji harcayan fanlardır. Fanlardan beklenen diğer özellik ise az gürültülü olması ve az maliyetli olmasıdır [1].

Fanların tahrik sistemleri genellikle elektrik motorlarıyla sağlanmaktadır. Fanlar sanayide ve ticari işlerin yürütüldüğü binalarda yüksek miktarda elektrik harcayan aletlerdir. Şu an ülkemizde sanayi sektöründe günümüz teknolojisinden uzak ve düşük verimli çok sayıda fan mevcuttur. Bu sebeple enerji verimliliğinin artırılması için fanların ve fan sistemlerinin verimlilik oranlarının artırılması gerekmektedir [1].

Fan ve fan sistemlerinde yüksek verim sağlanması fan seçimi, imalat ve işletme süreçlerinin optimum olması gerekmektedir. Çünkü fanlar kullanım süreleri boyunca ilk yatırım maliyetlerinden çok daha fazla enerji tüketmektedirler. Bu yüzden; bir işletme için en ucuz fan en iyi fan olmayabilir. Fanın çalışacağı sistem projelendirilirken ve fan satın alınırken bu duruma dikkat edilmelidir.

Yapılması gereken şey kullanım ömrü boyunca maliyeti optimum olan fanın seçilmesidir. (İlk Yatırım Maliyeti + Kullanım Ömrü İşletme Maliyeti = Minimum) olan fan seçilmesidir [1].

1.1. Tezin Amacı

Tez kapsamında 7170159 nolu Tübitak projesi kapsamında Tektem firmasıyla yapılan hibrit sokak süpürme aracındaki emiş sisteminnin fan tasarımı ve HAD analizi incelenmiştir. Yüksek verim ve basınçlarda çalışabilmesinden dolayı fan modeli olarak geriye eğik radyal fan kullanılmıştır. Tez çalışmasında, mevcut fan tasarımının CAD modeli oluşturulmuştur. Fan tasarımı yapılırken ilk olarak, geriye dönük kanatlı radyal fanlar için kullanılan Euler turbomakina denklemlerine dayanan tasarım yöntemi kullanılmıştır. Uygun türbülans modeli ve çözüm yöntemi belirlenerek oluşturulan fan modeline HAD analizleri yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Geometrik parametrelerin değişiminin, fan akışına ve performansına etkileri HAD yöntemi ile elde edilmiştir. Fana farklı kanat açıları ve kanat sayılarındaki değişiklikler uygulanarak, HAD analizi aynı şartlarda yapılarak sonuçlar karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre nihai fan tasarımına karar verilerek prototip imalatı yapılmıştır.

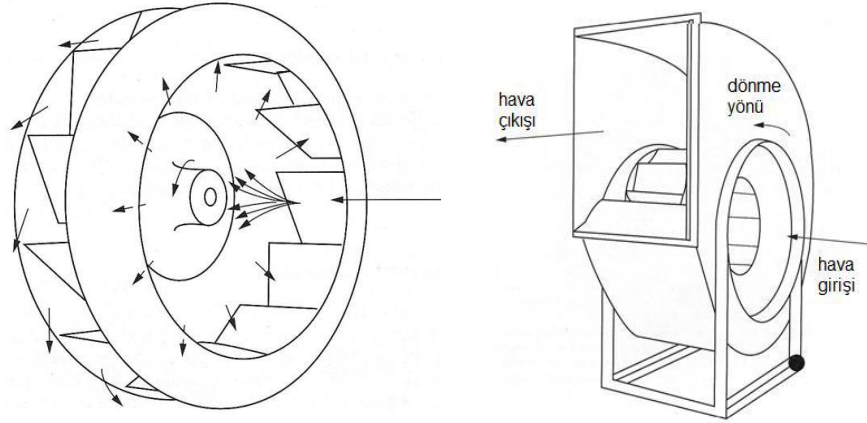
BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1. Radyal Fanlar

Radyal fanlar soğutma, havalandırma, iklimlendirme, toz toplama, kurutma gibi birçok alanda kullanılmaktadır [2]. Son derece yaygın olarak kullanılan radyal fanların güçlü yanları; düşük üretim maliyetleri, düşük gürültü seviyeleri olarak verilebilir. Radyal fanların zayıf yanları ise düşük statik verimleridir. Örnek olarak verilecek olursa, olan ileri eğimli kanatlı radyal fanların statik verimleri %30-45 arasında değişmektedir. Statik verimin düşük olması, fanın çalışması için gerekli olan giriş gücünün, çıkıştaki faydalı güce oranının düşük olması demektir [3]. Radyal fanların genel olarak avantajları aşağıdaki gibidir [1]:

- Geniş uygulama alanı mevcuttur.
- Aşındırıcı ortam, korozif ve yüksek sıcaklık uygulamalarında kullanılabilir.
- Doğrudan tahrikli aksel fanlara göre, motora daha kolay ulaşım sağlanabilmektedir.
- Değişken akış direnci bulunan yerlerde, daha sessiz ve daha verimli çalışma olanağı sağlamaktadır.
- Yapısal kararlılıkları yüksektir.
- Çok yüksek debi ve basınç elde edilebilir.

Radyal fanlar iki ana parçadan oluşmaktadır. Bunların ilki, hava akışını başlatan dönen kısım olan rotordur. Rotor, dönme hareketi yaparak momentumunu durgun havaya aktarır ve bu sayede akış oluşturur [8]. Rotor üzerindeki kanatlar sayesinde fanın bir ortamdan havayı emip basınçlandırarak istenilen ortama istenilen debi ve basınçta havayı göndermesi sağlanmaktadır. Diğer ana kısım ise, hava akımının yönlendirilmesini sağlayan salyangoz kısmıdır. Salyangoz, rotor kanatlarından çıkan hava akımının toplanmasını ve fan çıkışına yönlendirilmesini sağlamaktadır [4].



Şekil 2.1. Radyal fan; rotor ve salyangoz bölümleri [1]

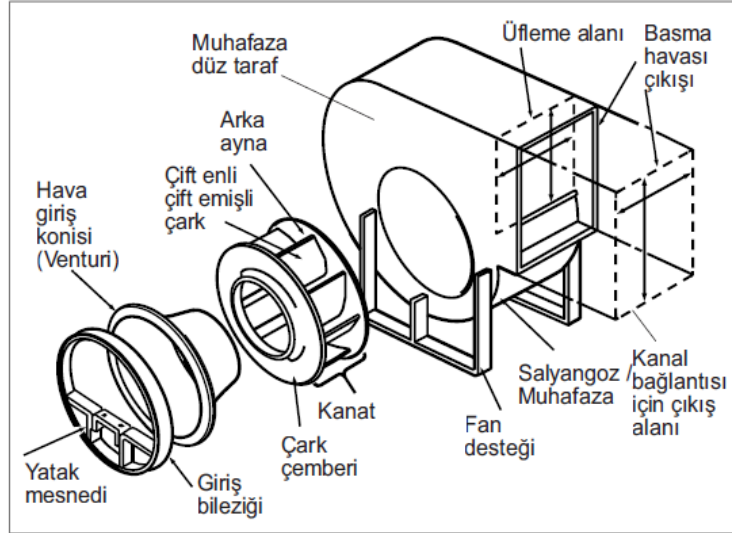
Radyal fan kullanımının son derece yaygın olmasından dolayı radyal fan üzerine birçok çalışma yapılmıştır. Literatürde; kanat profili, kanat sayısı gibi rotor parametreleri üzerine çalışmalar olduğu gibi, dil konumu, dilin eğrilik yarıçapı, salyangozun spiral eğrisinin formu gibi salyangoz parametreleri üzerine de çalışmalar yapılmıştır [5].

Günümüzde bilgisayar sistemlerinin ilerlemesi ile HAD yöntemi önemini artırmıştır. HAD kullanımı sayesinde, deneysel olarak ölçümü zor olan rotor bölgesinde ve fanın diğer bölgelerindeki akış çizgileri, basınç ve hız alanları elde edilebilmektedir. Bu sayede parametre değişimlerinin fan içerisindeki akışa etkileri daha rahat görülebilmektedir [6].

2.1.1. Radyal fan geometrisi

Radyal fanlar temel olarak iki ana kısımdan oluşmaktadır. Radyal bir fan dönen kısım olan rotor ve hava akımının toplandığı ve fan çıkışına yönlendirildiği salyangoz kısmından oluşmaktadır [4]. Rotor parçasının dönmesi ile oluşturulan negatif basınç alanı sayesinde, atmosferden ya da istenilen başka bir ortamdan havanın emilmesi sağlanmaktadır [7]. Rotora çekilen hava salyangoz içerisinde toplanıp, basınçlandırılarak istenilen sisteme iletilmektedir [7]. Radyal fanın karakteristik eğrisini oluşturan basınç ve debi değerlerinde başta rotor üzerinde bulunan kanat

geometrisi, kanat sayısı, kanat dizilimi gibi parametreler etkin rol oynarken, salyangoz üzerinde bulunan dil yarıçapı, dil konumu, salyangoz spiralinin açılma açısı gibi parametreler de önemli bir yere sahiptir [9].



Şekil 2.2. Radyal fan parçaları [2]

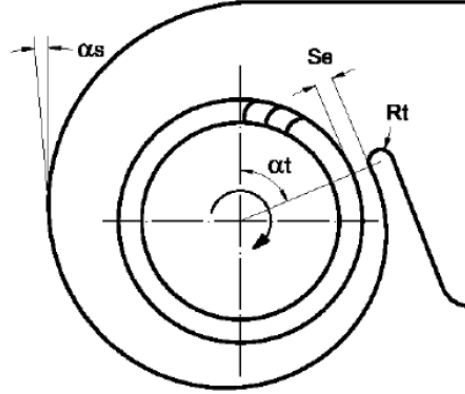
Radyal fan salyangozunda bulunan önemli bölgelerden birisi de literatürde dil olarak adlandırılan bölgedir. Rotor kanatlarının muhafazaya en yakın olduğu bölgeye dil denilmektedir. Rotorun dönmesi ile aksenal yönde çekilen hava radyal yönde verilir. Dil bölgesinde gönderilen hava burada toplanır ve salyangozun spiral eğrisi boyunca ilerleyerek basma ağzından çıkar [9]. Salyangoz ve rotorda bulunan ve Roth (1980) tarafından tanımlanan geometrik parametreler aşağıdaki başlıklarda incelenmiştir [10].

2.1.2. Salyangoz parametreleri

Roth (1980) tarafından yapılan çalışmada radyal bir fanın parametreleri verilmiştir. Radyal fan salyangozunun geometrik parametreleri aşağıdaki gibi verilmektedir. Şekil 2.3.'de de bahsedilen parametreler bir radyal fan üzerinde şematik olarak gösterilmiştir [10].

- Spiral eğrinin açılma açısı (α_s)
- Dil konumu açısı (α_t)

- Rotor ve salyangoz arasındaki boşluk (S_e)
- Dil yarıçapı (R_t)
- Salyangoz kalınlığı (B)

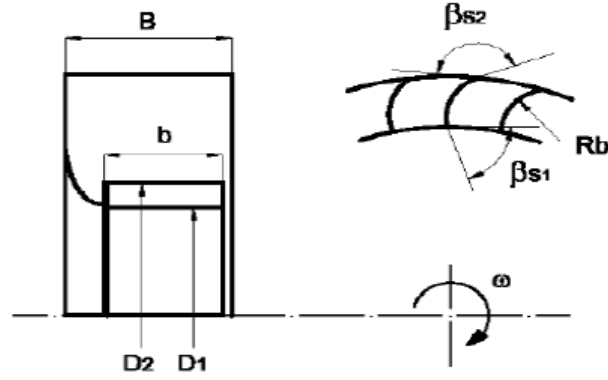


Şekil 2.3. Salyangoz parametreleri [10]

2.1.3. Rotor parametreleri

Literatürde Roth'un yaptığı çalışmada belirtilen rotor parametreleri aşağıda verilmektedir. Şekil 2.4.'te de bahsedilen parametreler bir radyal fan üzerinde şematik olarak gösterilmiştir [10].

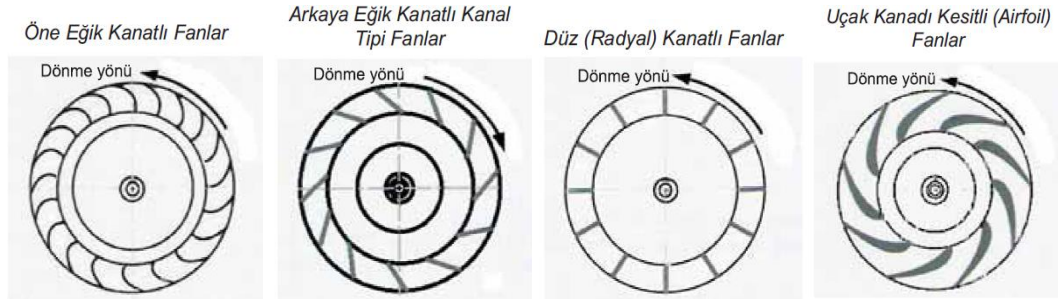
- Rotor iç çapı (D_1)
- Rotor dış çapı (D_2)
- Rotor kalınlığı (b)
- Kanat yarıçapı (R_b)
- Kanat giriş açısı (β_1)
- Kanat çıkış açısı (β_2)



Şekil 2.4. Rotor parametreleri [10]

2.1.4. Radyal fan çeşitleri

Radyal fanlarda havanın hareketi aksenal olmayıp radyal (merkezkaç) kuvvet doğrultusundadır. Aşağıdaki şekilde çeşitli radyal tip fanlar gösterilmiştir. Radyal fanlar, öne eğik kanatlı, geriye eğik kanatlı, düz kanatlı ve airfoil kanatlı tip olmak üzere dört kısma ayrılır [7]. Şekil 2.5.'de radyal fan çeşitleri gösterilmiştir.



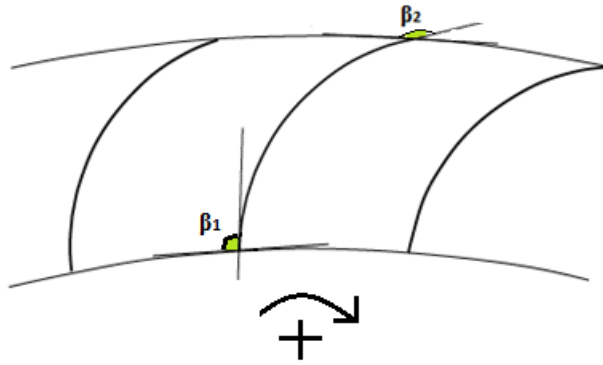
Şekil 2.5. Radyal fan çeşitleri [1]

2.1.4.1. Öne eğik kanatlı radyal fanlar

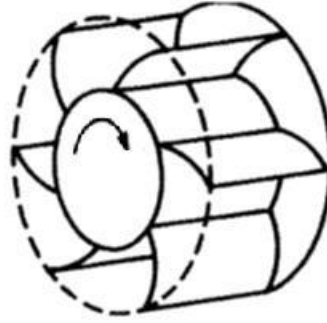
Fanların kanat uçları dönüş yönüne doğru eğimlidir; radyal fanların en çok yaygın kullanılan çeşidir. Literatürde Sirocco fan olarak da geçen öne eğik kanatlı radyal fanlar, evsel uygulamalarda, elektronik aletlerin soğutulmasında ve otomotiv havalandırma sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaktadır [11]. Hava hızı çark hızına göre daha büyüktür. Bu durum dinamik basıncın yüksek, verimin ise düşük olmasına

sebepler. Salyangoz tipi fan gövdesi, dinamik basıncın statik basınca dönüşmesini sağlar. Öne eğik kanatlarda salyangoz gövde kullanılması zorunludur. Basıncın minimum, debinin ise maksimum olduğu bölgelerde, motor gücü sürekli artış gösterir ve bu durumdan dolayı motor zarar görebilir [12].

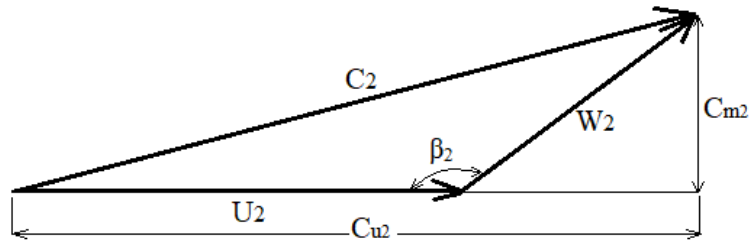
β_2 açısı 90° 'den büyüktür (Şekil 2.6.). Yani kanatlar rotorun döndüğü yöne doğru eğimlidir. (Şekil 2.7.). Şekil 2.8'de kanat çıkışındaki hız üçgenleri görülmektedir. C_{u2} değerinin U_2 değerinden daha büyük olmasına dikkat edilmelidir [14].



Şekil 2.6. Öne eğik kanatlı radyal fanın giriş ve çıkış kanat açıları [14]



Şekil 2.7. Öne eğik radyal fanın kanat ve dönme yönü [14]



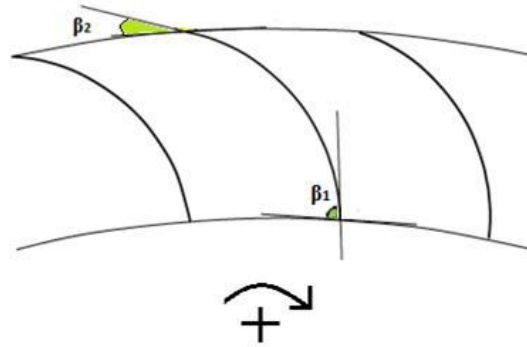
Şekil 2.8. İleri dönek kanatlı radyal fanın kanat çıkış hız üçgeni [14]

Öne eğik kanatlı radyal fanların verimleri geriye eğik kanatlı fanların verimlerinden daha düşüktür. Düşük debi değerlerinde basma yüksekliğinde düşme görülmektedir. Ancak öne eğik kanatlı radyal fanlar, geriye eğik kanatlı radyal fanlara göre daha küçük boyuttadırlar. Aynı basma yüksekliği daha düşük dönme sayısı ile sağlanabilir. Böylece daha sessiz çalışırlar [13].

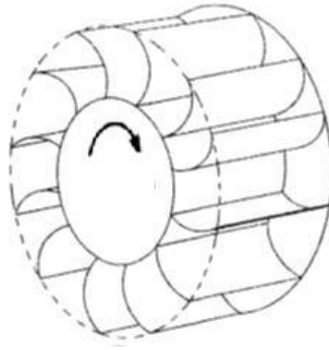
2.1.4.2. Geriye eğik kanatlı radyal fanlar

Kanat uçları rotorun dönme yönüne ters eğimdedir. Endüstriyel ısıtma ve soğutma sistemlerinde ve hava debisinin kararlı olması gereken yerlerde kullanılır. Çalışma hızları daha yüksek olduğundan dolayı öne eğik kanatlı radyal fanlar gibi sessiz değildir [13]. Geriye eğik kanatlı radyal fanlar, öne eğik kanatlı radyal fanlara göre daha verimlidir. Fanların verimliliği yüksek olduğundan dolayı, büyük kapasitedeki ihtiyaçları karşılamak bakımından en uygun fan tipidir. Havanın hızı, çark hızına göre daha düşüktür. Bu durum, statik basıncın, dinamik basınçtan yüksek olmasını sağlar. Fan hızları yükseltilerek, daha fazla debi ve basınç elde edilebilir [12].

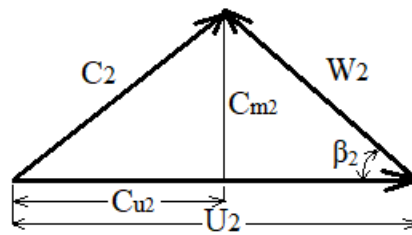
Geriye eğik kanatlı radyal fanların β_2 açıları 90° 'den küçüktür (Şekil 2.9.). Yani kanatlar rotorun dönme yönünün zıttına doğru eğimlidir (Şekil 2.10.). Çark çıkışındaki hız üçgenleri ise Şekil 2.11.'deki gibidir [14].



Şekil 2.9. Geriye eğik radyal bir fanın kanat giriş ve çıkış açıları [14]



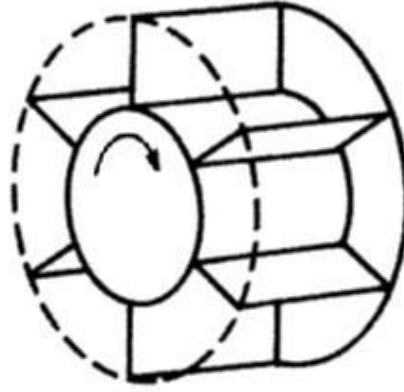
Şekil 2.10. Geriye dönük kanatlı radyal fan[14]



Şekil 2.11. Geriye dönük kanatlı radyal fanın kanat çıkış hız üçgeni [14]

2.1.4.3. Düz kanatlı radyal fanlar

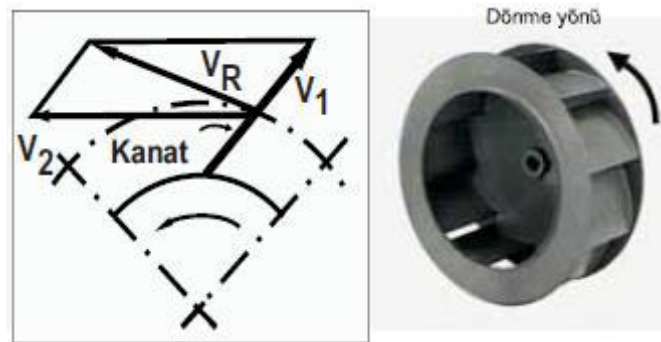
Düz kanatlı radyal fanların β_2 açıları 90° 'dir (Şekil 2.12.). Kendini temizleme, malzeme taşıma, yağ yüklü hava ve parçacık taşıma gibi amaçlarla kullanılır. Çarkların yapısı basittir ve nispeten dar kanatlara sahiptir. Düz kanatlı radyal fanlar çok yüksek hızlara gerek olmaksızın yüksek statik basınçlarda çalışabilirler ancak genelde geriye eğik veya ileriye eğik kanatlı fanlardan daha gürültülüdür [13]. Verimleri en düşük radyal fan tipidir. Ekononik olduğundan ve imatlarının kolay olmasından dolayı tercih edilirler. Geriye eğik kanatlı fanlara göre daha yüksek basınçlara çıkmak mümkündür. Hava içerisinde, kum, toz, talaş, çapak vb malzemelerin olması durumunda dahi kullanılabilir [12].



Şekil 2.12. Düz kantlı radyal fan [14]

2.1.4.4. Airfoil Kanatlı Radyal Fanlar

Kanat uçları rotorun dönme yönüne ters eğimdedir. Kanat yapıları uçak kanat kesitine benzemektedir. Airfoil kanatlı radyal fanlar, radyal fanların en verimlisidir. Ancak diğer radyal fanlara göre imalatı daha zor ve pahalı olduğundan yaygın kullanıma sahip değildir [15]. Fanların verimliliği yüksek olduğundan dolayı, büyük kapasitedeki ihtiyaçları karşılamak amacıyla kullanılabilir. Havanın hızı, çark hızına göre daha düşüktür. Bu durum, statik basıncın, dinamik basınçtan yüksek olmasını sağlar [13].



Şekil 2.13. Airfoil kanatlı radyal fan [2]

2.2. Fan Kanunları

Fan kanunları, rotorların devirleri arasındaki oranlar ile fanın harcadığı güç, statik basınç ve debi arasındaki bağlantılardır. Üç ana fan kanunu vardır.

Bunlar aşağıda sıralanmıştır [13]:

- Fan devri, hava debisi ile doğru orantılı olarak değişmektedir.
- Basınç, fan devrinin karesi ile doğru orantılı olarak değişmektedir.
- Fan gücü, fan devrinin küpü ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

Bu kanular matematiksel olarak denklem 2.1, 2.2 ve 2.3'te ifade edilmiştir.

$$Q_1/Q_2=N_1/N_2 \quad (2.1)$$

$$P_1/P_2=[N_1/N_2]^2 \quad (2.2)$$

$$H_{p1}/H_{p2}=[N_1/N_2]^3 \quad (2.3)$$

Burada;

Q : Hava debisi,

N : Fan devri,

H_p : Fan gücünü göstermektedir.

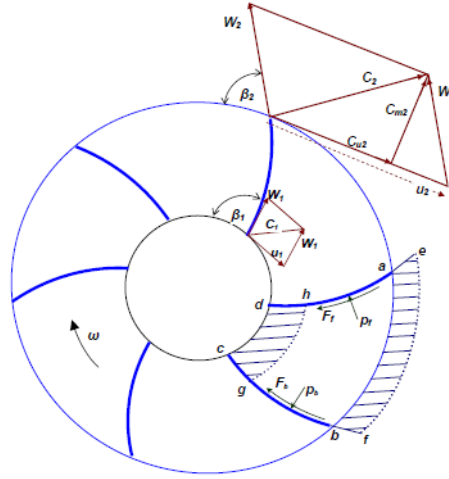
2.3. Fanlarda Oluşan Kayıplar Ve Gerçek Karakteristik Eğriler

Fan içinde meydana gelen akış üç boyutlu bir niteliğe sahip olduğundan dolayı akış belirsizlikleri oluşmaktadır. Rotor kanatlarının yüzleri arasındaki basınç farkından dolayı sınır tabaka ayrılmaları görülebilmektedir. Kanatların tek bir yüzünde sınır tabaka ayrılmaları olabilir. Fakat iki kanattan ayrılan sınır tabakalar, iki kanat arasında birbirleri ile de etkileşime geçebilmektedirler [16]. Bütün bu akış etkileşimleri fan içinde oluşmuş olan basınç kaybını artırmaktadır. Basınç kaybının artması da toplam fan veriminde düşmeler meydana getirmektedir. Fan verimini azaltan kayıplar dört başlık halinde incelenmiştir [17].

- Sürtünme kayıpları
- Difüzör etkisi
- Eddy kaybı
- Şok kaybı

2.3.1. Sürtünme kayıpları

Rotor kanatlarının üstünden geçen havanın vizkoz sürüklenme kuvvetleri sürtünme kayıplarını oluşturmaktadır. Sürtünme kayıpları, kanatların ön ve arka yüzeylerinde meydana gelmektedir. Şekil 2.14.'de F_f ve F_b olarak gösterilen kuvvetlerdir [16].



Şekil 2.14. Radyal fan kanatlarındaki giriş ve çıkış hız vektörleri [18]

2.3.2. Difüzör etkisi

Havanın radyal fanın kanatları arasında ilerlemesi, kanatlar arasındaki mesafenin kanat çıkışına doğru genişlemesine neden olur. Aralarında fazla mesafe verilerek tasarlanmış kanatlarda meydana gelen bu etki, akışkanın enerji kaybetmesine sebebiyet verir [17].

2.3.3. Eddy kaybı

Kanat ön yüzündeki basınç, kanat arka yüzündeki basınca göre daha yüksek olmazsa rotor kanatlarından, akışkana mekanik enerji aktarımı olmaz. Şekil 2.14.'de ön ve arka kanat yüzlerindeki basınçlar p_f ve p_b olarak gösterilmektedir [9].

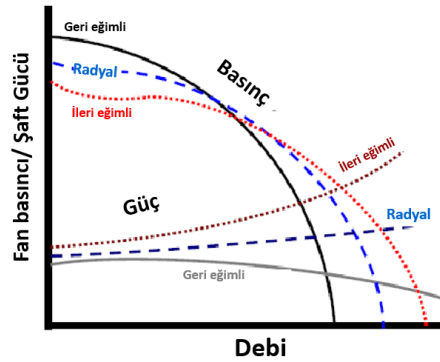
Bundan dolayı kanat arka yüzündeki hava hızının kanat ön yüzündeki hız değerine nispetle daha yüksek olmasına neden olmaktadır. Kanatların ön ve arka yüzeyleri

arasındaki hız farkı, birbiri ardına gelen iki kanat arasında bulunan hız alanında uniform bir akış oluşmasını engeller. İki kanat arasında meydana gelen düzensiz akıştan dolayı ortaya çıkan kayıplara Eddy kaybı denmektedir [9].

2.3.4. Şok kayıpları

Şok kayıpları, ses altı ve üstü akış bölgelerinin bir arada olduğu durumlarda oluşmaktadır. Ses altı ve üstü akış bölgeleri arasındaki ara yüzeyde ani basınç değişimleri meydana gelmektedir. Bundan dolayı sınır tabaka ayrılması görülür ve kayıplara sebep olur. Fakat Mach sayısı 0,3 değerinin altında kalır ise ses altı akışlarda şok kaybı meydana gelmez [9].

Sürtünme kayıpları ve Eddy kayıplarının meydana gelmesine neden olan sürüklenme kuvvetleri ile kanat üzerinde bulunan basınç noktaları Şekil 2.14.'de belirtilmiştir. Bahsi geçen kayıpların, radyal fanın harcanan güç-debi ve basınç-debi karakteristik eğrilerine olan etkileri Şekil 2.15.'te gösterilmiştir.



Şekil 2.15. Gerçek basınç-debi ve güç-debi karakteristik eğrileri [18]

2.4. Fanların Sistem Performansı Ölçüm Cihazları

Fan performansının ölçülmesi fanın fonksiyonunun kesin bir şekilde tespit edilmesini sağlar. Fan performansının ölçülmesindeki amaç; fanın debi, güç ve basınç bakımından performansının kesin olarak belirlenmesini içerir [19].

Yapılan bu ölçümün ardından ise performansa ilişkin veriler, üreticinin fan kataloğundaki değerler ile kıyaslanır. Bu kıyaslama yapılırken aşağıda verilen etkenlerin dikkate alınması önemlidir:

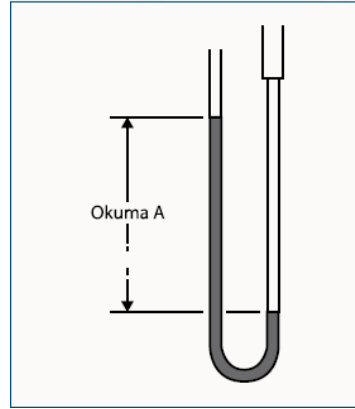
- Katalog değerlerinin, laboratuvar ortamında optimum koşullarda gerçekleştirilmesi gerekmektedir.
- Basılan hava yoğunluğu ve fanın devir sayısına göre düzeltmeler yapmak gerekmektedir.

Gereken düzeltmeler yapılır ve sonrasında sebebi gösterilemeyen her kayıp ya sistem etkisi sonucu meydana gelmektedir; veyahut yıpranmış ya da kirlenmiş fan kanatları, fan pervanesinin çalışma açıklığının hatalı olması veya hava kaçaqları gibi sorunlardan kaynaklı olarak oluşmaktadır. Böylelikle performans verileri toplanarak verimlilik hesabı yapılabilir [3].

Fanın performans ölçümü yapılarak veri toplanması aşamasında, testin zamanlamasının proses ile eşgüdümlemesi gerekmektedir. Test aşamasında prosesin durumunu kaydetmek faydalı olacaktır. Örnek vermek gerekirse bir çelik fabrikasını ele alalım. Burada, damperlerin farklı zamanlarda açılıp kapanıyor olması muhtemeldir. Test aşamasında damperlere ait bu durumlar kayıt altına alınmalıdır. Test yapımı için en uygun zaman, hava akışının en kararlı olduğu zamandır [20].

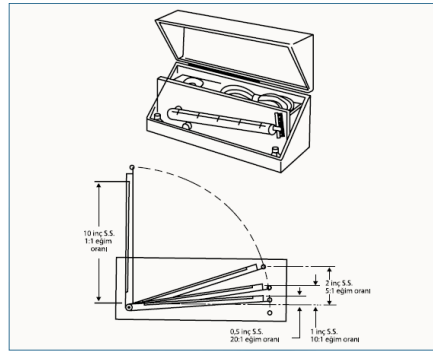
2.4.1. Manometreler

Temel manometre, ‘‘U’’ şeklinde bükülen bir plastik tüptür. Tüpün içine konulan sıvı genellikle sudur. Tüpün iki ucu birden açık haldeyse, akışkan doğal olarak kendi seviyesini bulmak için çabalar. Eğer ki tüpün bir tarafına basınç uygulanıp diğer taraf ise atmosfer basıncına açık olarak kalırsa, basıncın pozitif veyahut negatif olmasına bağlı olarak akışkan aşağı yukarı doğrultuda hareket eder. Daha sonra, Pascal türünden basınç ölçümüne çevrilir [20].



Şekil 2.16. U tüplü manometre [20]

Küçük basınç farklarının ölçümünü yapmak için eğik manometre kullanılması daha doğru sonuçlar elde edilmesini sağlar.



Şekil 2.17. Eğik tüplü manometre [20]

Bahsi geçen her iki manometrenin ortak bir dezavantajı bulunmaktadır ki, bu da açık tüpte sıvı bulunmasıdır. Şayet ölçümü yapılan basınç, tahmin edilen basınca nispetle çok daha yüksek ise, bu durumda tüpün açık ucundan dışarıya doğru sıvı akar. Manometrelerin elektronik sürümü olan dijital manometrelerde dışarıya taşacak bir sıvı yoktur. Dijital manometrelerde iki adet port bulunmaktadır. Portlardan sadece birisi kullanılırsa, okunan değer atmosfer basıncına bağlı olur. Şayet her iki port da kullanılıyorsa, okunan değer iki port arasında oluşan fark basıncı göstermektedir. Manometre üreticileri hem aralık hem de çözünürlük belirtirler. Bilinen veya tahmin edilen statik basınç, manometrenin aralığında kalması gerekir [20].



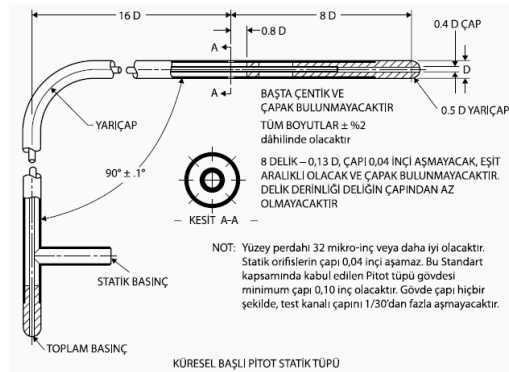
Şekil 2.18. Dijital manometre [21]

Manometre alışverişi yapılırken, sistemde tam ölçüm yapmak için, birden fazla manometre satın alınması hususu önerilmektedir. Mesela, satın alınan manometrelerden birisinin makul basınç aralığına sahip olması, bir diğersinin ise hız basıncını ölçecek mahiyette hassas çözünürlüğe sahip olması faydalı olacaktır [20].

2.4.2. Pitot tüpleri

Pitot tüpleri, toplam basıncı ve statik basıncı ölçmek amacıyla kullanılır. Bu ölçümlerden faydalanılarak hız basıncı hesaplanabilir ve manometrelerle bağlantılı olarak kullanılır. İki çeşit pitot tüpü vardır [20].

- Küresel Başlı Pitot Statik Tüpü: Hava akışı içerisinde nem ya da parçacıklar olması statik tüpün tıkanmasına yol açabilir.

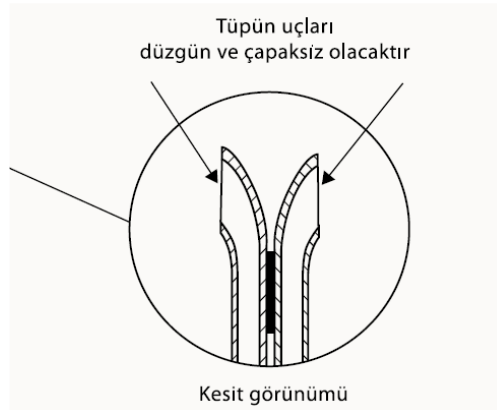


Şekil 2.19. Küresel başlı, elipsoid başlı pitot statik tüpü [20]

- Çift Karşıt Tüp: Ters etki tüpü, birleşik karşıt tüp ya da S tipi tüp şeklinde de adlandırmak mümkündür. Parçacıklar veya nem olması durumlarında bu tip daha uygun düşmektedir [20].



Şekil 2.20. Çift karşıt tüp [20]

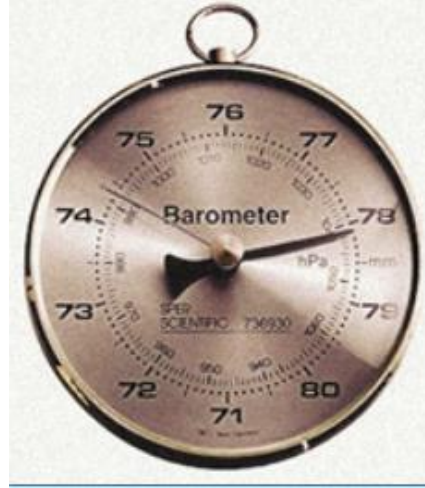


Şekil 2.21. Çift karşıt tüp-ucun yakın görünümü [20]

Pitot tüpü kullanılırken ilk olarak kanalda delikler açılmalı, sonrasında tüpün uç kısmı akış yukarısını gösterecek biçimde tüp deliğe sokulmalıdır. Hava hızının meydana getirdiği güç tüpün ağzından alınarak toplam basınç değeri elde edilir. Yan portlar olarak da adlandırılan, tüpün etrafında bulunan bir sıra delikler, statik basıncın ölçülmesinde yardımcıdır. Statik ve toplam basınç değerlerini ölçmek için standart manometreler yeterli olurken; hız basıncının değerini almak maksadıyla eğik manometre veyahut mikro manometre kullanılmalıdır. Pitot tüpünün kanalın genişliği kadar uzun olmaması halinde, gerekli olan tüm ölçümleri elde etmek amacıyla kanalın karşısındaki kenarından sokulması gerekmektedir. Fakat, pitot tüpü ile manometre arasında bulunan hortumlar birbirine bağlarken çok sıkı bir sızdırmazlık gerekmektedir. Doğal kauçuktan yapılmış olan bu boruların zamanla gevşemesi halinde, ucundan bir parça kesilerek yeni bir kısım açığa çıkarılabilir [20].

2.4.3. Barometreler

Barometre, vakuma göre yerel atmosfer basıncını kPa türünden ölçer. Fan ölçüm işlemleri yapılmadan önce ve fan ölçümü yapıldıktan sonra mutlaka barometrik basınç ölçülmelidir.



Şekil 2.22. Barometre [21]

2.4.4. Takometreler

Fan ve motorun devirini dakikada devir türünden ölçen takometrelerin, üç türü vardır [20].

2.4.4.1. Strob

Bu tip takometre, dönen milin hareketini dondurmak amacıyla ışık çakımlarını kullanmaktadır. Deneyimsiz operatörler yanlışlıkla harmonik frekans gözlemleyerek yanlış bir değere ulaşabilirler, bu sebeple dikkatle kullanılması gerekmektedir [20].

2.4.4.2. Optik

Fan milinin çevresine yansıtıcı bant yerleştirmek suretiyle devir sayısı tespit edilir. Optik takometreyi kullanmadan önce fanı kapatmak gerekir [20].

2.4.4.3. Doğrudan temas

Bu method motor ve fan milinin ucuna ulaşmak gereklidir. Fan çalışır vaziyetteyken devir sayısı ölçümü yapılır. Fanın yüksek hızda çalışması, önemli bir güvenlik sorunudur [20].



Şekil 2.23 Strob takometre [20]

BÖLÜM 3. RADYAL FANIN TEORİK HESAPLANMASI

3.1. Radyal Fanın Teorik Hesap Yöntemleri

Radyal fanlar sürekli dönen bir rotora sahip olduklarından dolayı bir turbomakinelerdir. O yüzden tasarım aşamasında Euler turbomakine denklemi kullanılacaktır.

3.1.1. Euler turbomakina denklemleri

Tasarıma başlarken bazı kabuller yapmak gerekir. Bu kabullerin başında sonsuz kanat sayısı kabulü ve kanat kalınlığının sonsuz küçüklükte olması gelmektedir. Aynı zamanda hava akışının kanatlara dik bir şekilde geldiği kabul edilmektedir [24]. Şekil 3.1.'de kanat giriş ve kanat çıkışındaki hız üçgenleri gösterilmektedir. Euler tarafından 1754 yılında bulunan giriş ve çıkış hız üçgenlerinin kullanılmasıyla elde edilen ve kanatlardan akışkana gelen momentin eşit olduğunu gösteren denklem 3.1, turbomakinaların bir boyutlu temel denklemdir [4]. Denklem 3.1'in düzenlenmesiyle moment için elde edilen denklem 3.2'de gösterilmiştir. Gerekli güç değeri ise denklem 3.3 ile hesaplanır.

$$M_k = \dot{m}(C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1) \quad (3.1)$$

$$M_k = \rho Q(C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1) \quad (3.2)$$

$$P = M_k \omega = \rho Q \omega (C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1) \quad (3.2)$$

Giriş ve çıkış çevresel hız denklemleri 3.4'teki gibidir. Bu eşitlikler denklem 3.3'te yerine konulduğunda, güç için kullanılması gereken denklem 3.5'de elde edilmektedir.

$$u_2 = \omega r_2 \ ; \ u_1 = \omega r_1 \quad (3.4)$$

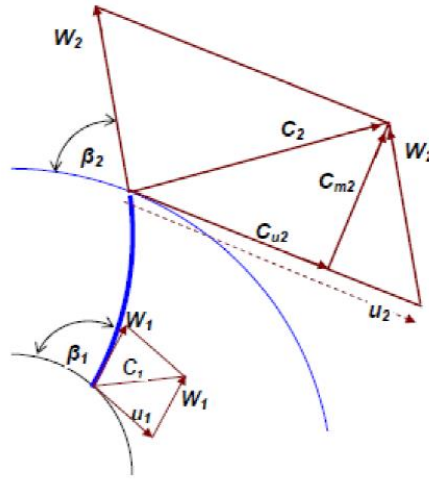
$$P = \rho Q (C_{u2}r_2 - C_{u1}r_1) \quad (3.5)$$

Sürtünme ve şok kayıpları göz ardı edildiğinde fan için teorik basma yüksekliği denklem 3.6'dan elde edilir.

$$gH_{th\infty} = \rho(C_{u2}u_2 - C_{u1}u_1) \quad (3.6)$$

Optimum radyal giriş şartının kabul edilmesi yani havanın dik girişi durumunda C_{u1} terimi kaybolur ve denklem 3.7 elde edilir.

$$gH_{th\infty} = \rho(C_{u2}u_2) \quad (3.7)$$



Şekil 3.1. Kanat giriş ve çıkışındaki hız üçgenleri [14]

Giriş ve çıkış hız üçgenlerinde cosinüs teoreminin uygulanması ile de denklem 3.8-3.12 elde edilir. Daha sonra da elde edilen eşitliklerin Denklem 3.6'da yerine konulması ile de denklem 3.13 elde edilir.

$$W_2^2 = C_{m2}^2 + (u_2 - C_{u2})^2 \quad (3.8)$$

$$W_2^2 = C_{m2}^2 + u_2^2 - 2u_2C_{u2} + C_{u2}^2 \quad (3.9)$$

$$2u_2C_{u2} = u_2^2 - W_2^2 + (C_{m2}^2 + C_{u2}^2) \quad (3.10)$$

$$2u_2C_{u2} = u_2^2 - W_2^2 + C_2^2 \quad (3.11)$$

$$2u_2C_{u1} = u_1^2 - W_1^2 + C_1^2 \quad (3.12)$$

$$gH_{th\infty} = \rho \left\{ \left(\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \right) - \left(\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \right) + \left(\frac{C_2^2 - C_1^2}{2} \right) \right\} \quad (3.13)$$

Kanat çıkış hız üçgenine göre β_2 açısı için denklem 3.14'te elde edilir. Bu bağıntıdan C_{u2} değerinin çekilmesiyle de denklem 3.15-16 elde edilir.

$$\tan\beta_2 = \frac{C_{m2}}{u_2 - C_{u2}} \quad (3.14)$$

$$C_{u2} = u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan\beta_2} \quad (3.15)$$

$$gH_{th\infty} = \rho(C_{u2}u_2) = \rho u_2 \left(u_2 - \frac{C_{m2}}{\tan\beta_2} \right) \quad (3.16)$$

Çıkışta oluşan meridyen hızının denklem 3.17'den bulunması ve denklemlerin düzenlenmesiyle teorik basma yüksekliği denklem 3.18-19'daki gibi olmaktadır. Kanattaki çıkış açısının değerlerine göre de teorik basma yüksekliği denklem 3.21-23'te elde edilmektedir.

$$C_{m2} = \frac{Q}{A_2} \quad (3.17)$$

$$gH_{th\infty} = \rho u_2^2 - \frac{\rho u_2}{\tan\beta_2} \frac{Q}{A_2} \quad (3.18)$$

$$gH_{th\infty} = A - BQ \quad (3.19)$$

$$A = \rho u_2^2 \quad ; \quad B = \frac{\rho u_2}{\tan\beta_2 A_2} \quad (3.20)$$

$$\beta_2 = 90^\circ \quad \text{için} \quad \tan\beta_2 = \infty \quad ; \quad gH_{th\infty} = A = \text{sabit} \quad (3.21)$$

$$\beta_2 < 90^\circ \quad \text{için} \quad \tan\beta_2 > 0 \quad ; \quad gH_{th\infty} = A = A - BQ \quad (3.22)$$

$$\beta_2 > 90^\circ \quad \text{için} \quad \tan\beta_2 < 0 \quad ; \quad gH_{th\infty} = A = A + BQ \quad (3.23)$$

Teorik yapılan hesaplamalara göre, düz kanatlı radyal fanların, debisi arttıkça teorik basınç eğrilerinin sabit kaldığı, geriye eğik kanatlı radyal fanların debisi arttıkça teorik basınç eğrilerinin doğrusal olarak azaldığı ve öne eğik kanatlı radyal fanların ise debi arttıkça teorik basınç eğrilerinin doğrusal olarak arttığı görülmektedir [23]. Teorik güç tüketimine bakıldığında, debi artışı ile birlikte öne eğik radyal fanlarda parabolik artış, düz kanatlı radyal fanlarda doğrusal artış, geriye eğik radyal fanlarda ise parabolik bir azalma oluşmaktadır. Teorik güç ve debi eğrisini oluşturmak için ise denklem 3.24'dan yararlanılır. Farklı kanat çıkış açılarına göre teorik güç bağlantıları denklem 3.25-27'deki gibi olmaktadır.

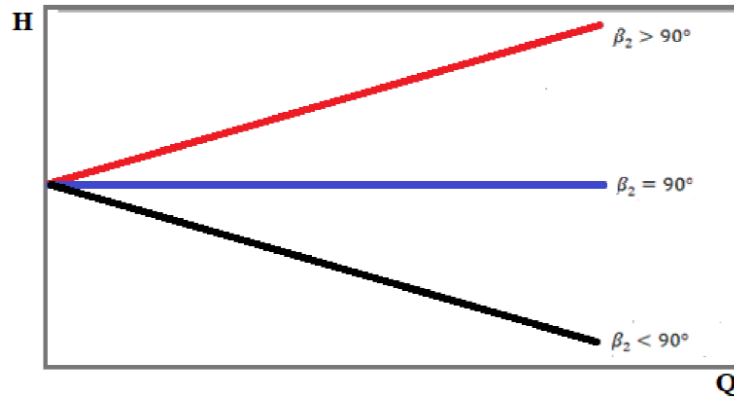
$$P = gH_{th\infty}Q = AQ - BQ^2 \quad (3.24)$$

$$\beta_2 = 90^\circ \text{ için } B = 0 \quad P = AQ \quad (3.25)$$

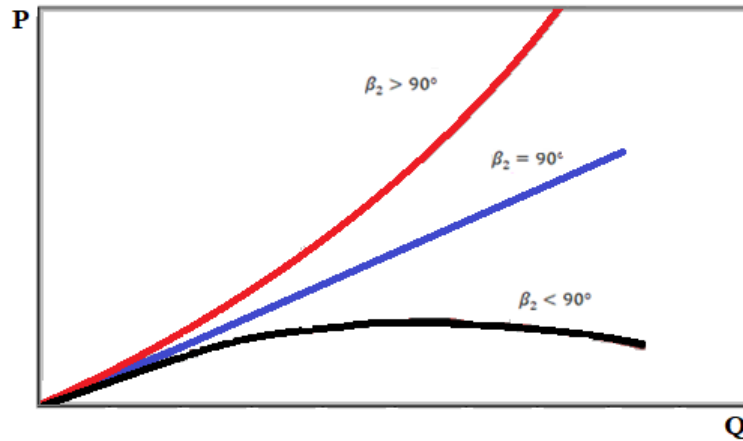
$$\beta_2 < 90^\circ \text{ için } B > 0 \quad P = AQ - BQ^2 \quad (3.26)$$

$$\beta_2 > 90^\circ \text{ için } B < 0 \quad P = AQ + BQ^2 \quad (3.27)$$

Bulunan teorik denklemlerin farklı β_2 açlarına göre çizilmiş olan eğriler Şekil 3.2. ve 3.3.'te görülmektedir.



Şekil 3.2. Teorik basma yüksekliği-debi eğrileri [14]



Şekil 3.3. Teorik güç-debi eğrileri [14]

Çeşitli kayıplardan dolayı teorik eğriler ile gerçek eğriler arasında farklılıklar bulunmaktadır. Kayıpların da hesaba dahil edilmesiyle bulunan gerçek eğriler Şekil 3.4.'te görülmektedir. B_2 açısının 90° 'den fazla olduğunda, debinin düşük olduğu bölgelerde basma yüksekliğinde düşme meydana geldiği açıkça görülmektedir. Gerçek

güç ve debi eğrilerinde ise tüm durumlar için de artış gösteren debi ile birlikte güç tüketiminin arttığı görülmektedir.



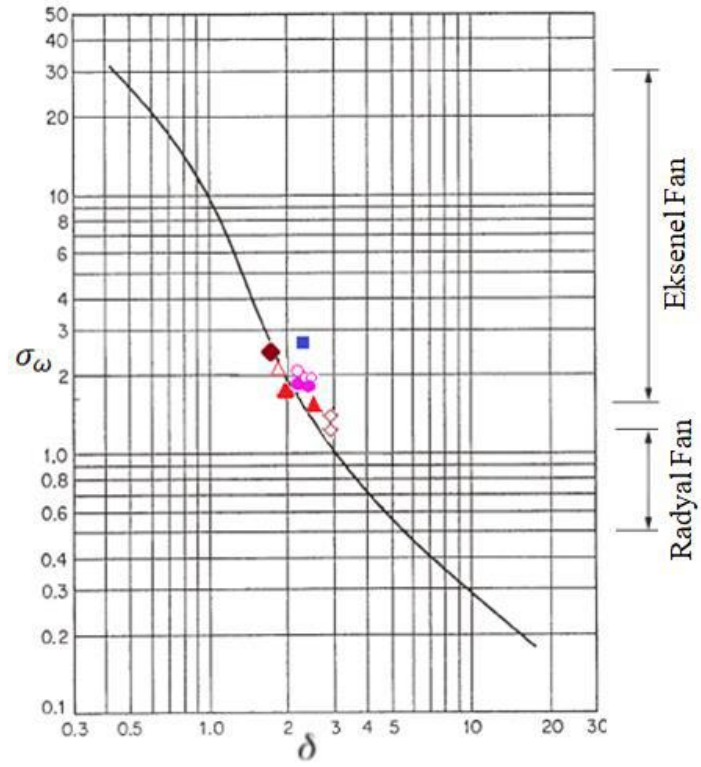
Şekil 3.4. Gerçek basma yüksekliği-debi eğrileri [14]

3.1.2. Cordier diyagramı

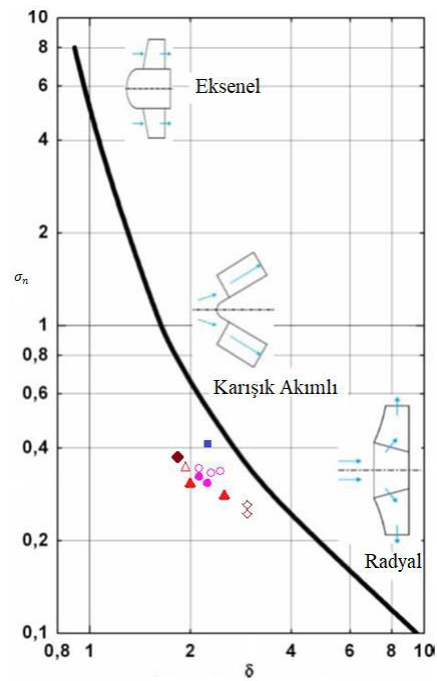
Cordier diyagramı, turbomakina tasarımlarında kullanılan ve yüksek verimli bölgeleri göstermektedir. Kompresörler, pompalar ve tek kademeli fanların, tasarımlarında önemli yer edinmektedir. Cordier diyagramı, boyutsuz hız (σ) ve boyutsuz çap (δ) olmak üzere bu iki büyüklük arasındaki bağlantıyı göstermektedir [25]. Cordier diyagramı, devir sayısının birimine ve boyutsuz sayı tanımlamalarına dikkat edilerek kullanılmalıdır. Şekil 3.5. ve 3.6.'da örnek diyagramlar gösterilmiştir [15].

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/4}}{\psi^{3/4}} \quad (3.28)$$

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} \quad (3.29)$$



Şekil 3.5. ω [rad/s] Q [m³/s] türünden çizilmiş bir Cordier diyagramı [25]



Şekil 3.6. n [dev/s] ve Q [m³/s] türünden çizilmiş bir Cordier diyagramı [25]

$$\varphi = \frac{4\dot{Q}}{\pi^2 \rho D^2 n^2} \quad (3.30)$$

$$\psi = \frac{2\Delta P}{\pi^2 \rho D^2 n^2} \quad (3.31)$$

Denklem 3.30'daki akış sayısı ve denklem 3.31'deki basınç sayısı, denklem 3.28 ve 3.29'da yerine yerleştirildiğinde; boyutsuz çap ve boyutsuz hız denklemleri 3.32-33-34 bulunur. Boyutsuz hız hesaplaması yapılırken kullanılan devir sayısının birimine göre boyutsuz iki farklı hız bulunur.

$$\sigma_n = 2^{0,25} * \sqrt{\pi} * \frac{n\sqrt{Q}}{(gH)^{0,75}} \quad (3.32)$$

$$\sigma_\omega = 2^{0,25} * \sqrt{\pi} * \frac{\omega\sqrt{Q}}{(gH)^{0,75}} \quad (3.33)$$

$$\delta = \frac{\sqrt{\pi}}{2^{0,75}} * D * \frac{(gH)^{0,75}}{\sqrt{Q}} \quad (3.34)$$

3.2. Kanat Çizimi

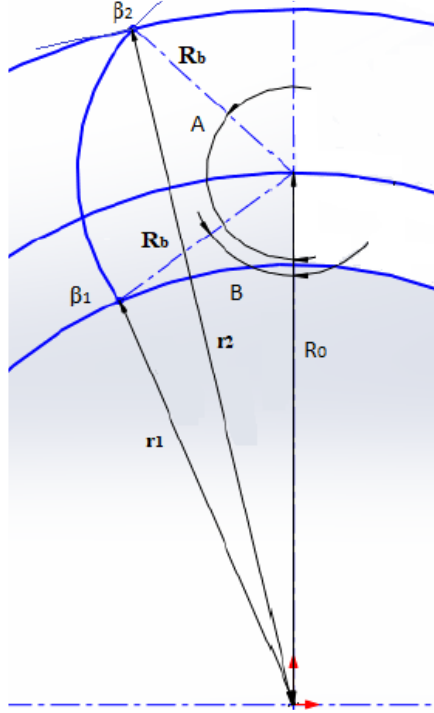
Dairesel kanat yapısı üretiminin kolay olması ve düşük maliyetlerde olmasından dolayı yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 3.7.'de bir kanada ait parametreler gösterilmektedir [26]. Şekil 3.8.'deki üçgenlere cosinüs teoremi uygulanarak denklem 3.35 ve 3.36 elde edilir. Bu denklemlerin birbirinden çıkarılması sonucu kanat çiziminde kullanılacak olan 3.37'deki çap denklemi bulunur. Denklem 3.38 ise dairenin merkezinin bulunduğu çapı göstermektedir.

$$R_0^2 = R_b^2 + r_2^2 - 2R_b r_2 \cos(180 - \beta_2) \quad (3.35)$$

$$R_0^2 = R_b^2 + r_1^2 - 2R_b r_1 \cos(180 - \beta_1) \quad (3.36)$$

$$R_b = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2[r_2 \cos(180 - \beta_2) - r_1 \cos(180 - \beta_1)]} \quad (3.37)$$

$$R_0 = \sqrt{R_b^2 + r_2^2 - 2R_b r_2 \cos(180 - \beta_2)} \quad (3.38)$$



Şekil 3.7. Kanat çiziminde kullanılan parametrelerin gösterimi

3.3. Salyangoz Tasarım Yöntemi

Dikdörtgen kesitli salyangoz tasarlanırken salyangozun genişliği ve C değeri denklem 3.39 ve 3.40 yardımıyla hesaplanabilir. Çark sonrasındaki meridyen hız (C_{m3}), çark çıkışındaki meridyen hıza (C_{m2}) eşit olacak şekilde hesaplar yapılır. Denklem 3.41'den çark çıkışı sonrasındaki hava akış hızının aksenal bileşeni elde edilir. Şekil 3.8.'de gösterilen r_z kanat dilinin yarıçapı denklem 3.42'deki gibi alınır ve farklı açılardaki salyangoz yarıçapı olan r_a değeri denklem 3.43'den hesaplanarak salyangoz tasarımı yapılmaktadır [26].

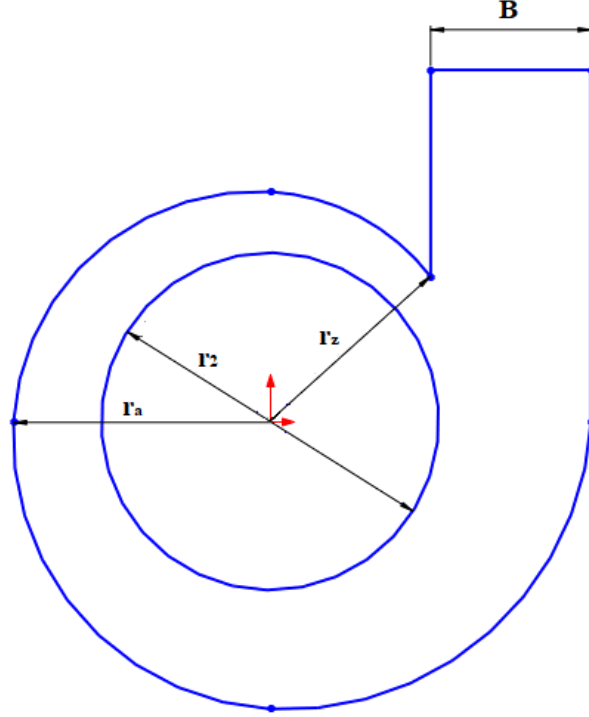
$$B = \frac{\pi r_2 C_{m3}}{2 r_z C_{u3}} b_2 \eta_v + \sqrt{\left(\frac{\pi r_2 C_{m3}}{2 r_z C_{u3}} b_2 \eta_v\right)^2 + 2\pi r_2 \frac{C_{m3}}{C_{u3}} b_2 \eta_v} \quad (3.39)$$

$$r_z = r_2 + 5 \text{ mm} \quad (3.40)$$

$$C_{u3} = \mu \frac{gH_{th\infty}}{U_2} \quad (3.41)$$

$$C = r_2 C_{u3} \quad (3.42)$$

$$\ln \frac{r_a}{r_2} = \frac{Q_T}{2\pi BC} \theta \quad (3.43)$$



Şekil 3.8. Salyangoz boyutları

3.4. BVN Firmasının Katalog Değerleri

Firmanın kullanmış olduğu mevcut ürünün ölçülerine uygun benzer radyal fan BVN firmasının kataloglarından seçilerek kıyaslama yapılacaktır. BVN firmasının ürünleri incelendiğinde kullanılan radyal fana en yakın modelin OBR-8T olduğu görülmüştür. Tablo 3.1'de ölçüleri, hız ve basınç değerleri gösterilmiştir.

Tablo 3. 1 BVN firması OBR-8T model radyal fan

Fan Çapı (mm)	Rotor Devri (d/dk)	Giriş Debisi(m ³ /h)	Statik Basınç (Pa)
630	2800	3000	6000

OBR-8T modelinde kullanılan fana göre debi yetersiz kalmaktadır.

BÖLÜM 4. FANLARI HAD YARDIMIYLA MODELLENMESİ

4.1. Yönetici Denklemler

4.1.1. Süreklilik denklemi

Kartezyen koordinat sistemine göre en genel süreklilik denklemi denklem 4.1'de belirtilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4.1)$$

4.1.2. Momentum denklemleri

En genel durumuyla momentum denklemleri denklem 4.2 ve 4.3'te verilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla p + \nabla \tau + \vec{f} \quad (4.2)$$

$$\tau = \mu(\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T) - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{V} \quad (4.3)$$

ρ ve μ 'nün sabit olduğu durumlardaki Navier Stokes denklemleri denklem 4.4,4.5 ve 4.6'daki gibi sadeleştirilmektedir.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4.4)$$

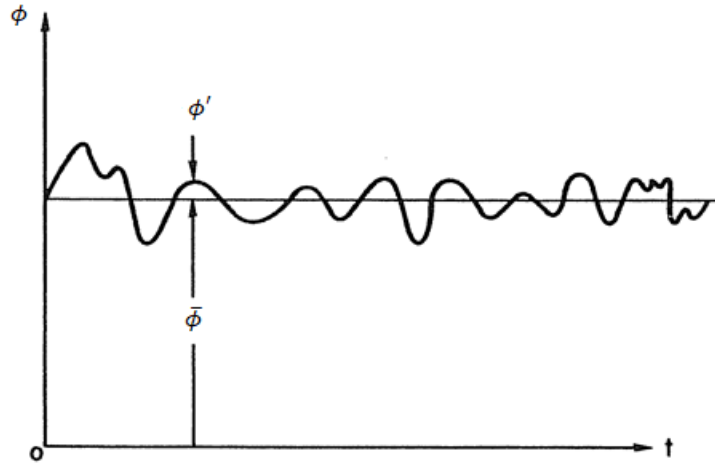
$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4.5)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4.6)$$

Türbülanslı bir akışın çözümünde geçerli olmalarına rağmen Navier Stokes denklemleri doğrudan kullanılamamaktadır [27].

4.2. Türbülanslı Akışta Yönetici Denklemler

Laminer akış için geçerli olan denklemler türbilanslı akış için de geçerlidir. Ancak türbilanslı akış için hız ve basınç değerleri anlık değerlerdir. Türbülanslı akışta bu değerler ortalama değer etrafında Şekil 4.1.'de gösterildiği gibi rastgeledir [27]. Herhangi bir büyüklüğün anlık ortalama değer denklem 4.7 ile o anki çalkantı değerinin toplamıdır. Bu değer Δt zaman aralığındaki ortalaması denklem 4.8'deki gibi elde edilir. Çalkantı değerinin ortalama değeri de denklem 4.9'daki gibidir ve çalkantı terimlerin ortalama değeri sıfırdır.



Şekil 4.1 Herhangi bir ϕ büyüklüğünün türbülanslı akışta zamana göre değişimi [27]

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (4.7)$$

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \phi dt \quad (4.8)$$

$$\bar{\phi}' = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \phi' dt = 0 \quad (4.9)$$

4.2.1. Türbülanslı akışta süreklilik denklemi

Yoğunluğun sabit olması durumunda süreklilik denklemi 4.10 ve 4.11'deki halini alır. Gerekli düzenlemeler yapılarak denklem 4.12 elde edilir ve türbülanslı akış için süreklilik denklemi 4.13'teki gibi elde edilir.

$$\frac{\partial(\bar{u}+u')}{\partial x} + \frac{\partial(\bar{v}+v')}{\partial y} + \frac{\partial(\bar{w}+w')}{\partial z} = 0 \quad (4.10)$$

$$\frac{\partial\bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial\bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial\bar{w}}{\partial z} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial\bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial\bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial\bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (4.12)$$

$$\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} + \frac{\partial w'}{\partial z} = 0 \quad (4.13)$$

4.2.2. Reynolds ortalama Navier Stokes denklemleri

Türbülanslı akış modelinde kullanılan RANS denklemlerindeki çalkantı terimleri denklem 4.14-15-16'da gösterilmektedir.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ &= -\frac{\partial p}{\partial x} + f_x + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx} - \rho \overline{(u')^2}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{xy} - \rho \overline{u'v'}) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{xz} - \rho \overline{u'w'}) \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\ &= \frac{\partial p}{\partial y} + f_y + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{yx} - \rho \overline{v'u'}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yy} - \rho \overline{(v')^2}) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{yz} - \rho \overline{v'w'}) \end{aligned} \quad (4.15)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} \\
& = \frac{\partial p}{\partial z} + f_z + \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{zx} - \rho \overline{w'u'}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{zy} - \rho \overline{w'v'}) \\
& + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zz} - \rho \overline{(vw')^2})
\end{aligned} \tag{4.16}$$

4.3. Türbülans Modelleri

Türbülans, akışın konum ve zaman olarak çalkantısından kaynaklanmaktadır. 3 boyutlu zamana bağlı ve akış karakteristiğinde etkisi önemlidir. Türbülans, yüksek Reynolds sayılarında yani atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere göre daha yüksek olduğu zaman meydana gelmektedir. Türbülanslı akışın modellenmesi karmaşıklığından dolayı zordur. Modelleme yapabilmek için çeşitli türbülans modelleri oluşturulmuştur. Tüm bu türbülans modellerinin asıl amacı, RANS denklemlerindeki zamana bağlı akışın çalkantılarına bağlı olarak oluşan türbülansın gerilmelerini modelleyebilmek amacıyla ek denklemler geliştirmektir [28].

4.3.1. k-ε türbülans modeli

4.3.1.1. k- ε standart türbülans modeli

Endüstriyel uygulamalarda en çok tercih edilen türbülans modelidir. Çoğu mühendislik analizinde yüksek doğrulukta sonuçlar vermektedir. Geometride ani değişikliklerin meydana geldiği akışlarda, sınır tabaka ayrılmasının gözlemlendiği akışlarda, kavisli yüzeylerin üzerindeki akışlarda ve dönmenin meydana geldiği akışlar için kullanılması uygun bir türbülans modeli değildir [30]. k-türbülans kinetik enerjidir. Birimi m^2/s^2 'dir. ϵ ise türbülans girdaplarının enerji kaybıdır ve birimi m^2/s^3 'tür. k-ε modelinin meydana çıkardığı bu iki değişkenle birlikte süreklilik denklemi aynı kalırken, momentum denklemleri 4.17-18-19'da gösterilmektedir.

Navier Stokes denklemleri çözülürken standart k- ϵ türbülans modelinde dinamik viskoziteyle birlikte türbülans viskozitesi de denklemlerde bulunmaktadır. Efektif viskozite olarak isimlendirilen denklem 4.20'deki gibi iki denklemin toplamıdır.

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ & = -\frac{\partial p''}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{eff} \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + f_x \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\ & = -\frac{\partial p''}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{eff} \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + f_y \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho wu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} \\ & = -\frac{\partial p''}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu_{eff} \left(2 \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right] + f_z \end{aligned} \quad (4.19)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (4.20)$$

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4.21)$$

k- ϵ türbülans modelinde türbülans viskozitesinin disipasyon ve türbülans kinetik enerjisi bağlantısı denklem 4.21'deki gibi olmaktadır. k ve ϵ ise doğrudan türbülans kinetik enerjisinin ve türbülans enerji kaybının oranının transfer denklemleri olan 4.22 ve denklem 4.23'ten gelmektedir. P_{kb} ile $P_{\epsilon b}$ kaldırma kuvvetinin etkisini P_k değeri de

türbülans oluşumunun etkisini göstermektedir. $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, σ_k ve σ_ε değerleri farklı deneysel sabitler olup değerlerine burada yer verilmemiştir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} \varepsilon) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad (4.23)$$

4.3.1.2. k- ε RNG türbülans modeli

RNG türbülans modeli oluşturulurken renormalizasyon yöntemi denilen istatistiksel bir method kullanılmıştır. Dönmenin gerçekleştiği akışların çözümlenmesinde standart k- ε modeline göre daha doğru sonuçlar veren method standart k- ε modelinin aksine düşük Reynolds sayılı akışlarda da kullanılmaktadır [29]. Standart k- ε modelinin benzeri olan türbülans modelinin denklemler açısından bu modele göre tek farkı ise denklem 4.23'deki $C_{\varepsilon 1}$ katsayılarının denklem 4.24'teki $C_{\varepsilon 1, RNG}$ fonksiyonun ve $C_{\varepsilon 2}$ katsayısının yerine $C_{\varepsilon 2, RNG}$ katsayısı ile değiştirilmiş olmasıdır. Denklem 4.25 ve 4.26'da kullanılan $C_{\mu, RNG}$ ve β_{RNG} modelde kullanılan farklı sabitlerdir.

$$C_{\varepsilon 1, RNG} = 1,42 - f_\eta \quad (4.24)$$

$$f_\eta = \frac{\eta(1 - \frac{\eta}{4,38})}{(1 + \beta_{RNG} \eta^3)} \quad (4.25)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu, RNG} \varepsilon}} \quad (4.26)$$

4.3.1.3. k- ε realizable

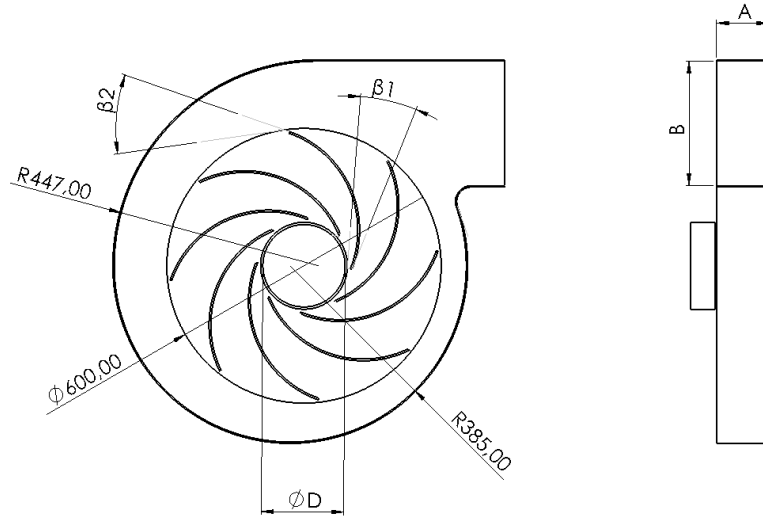
k- ε realizable modelinin standart k- ε modeline göre en önemli farkı türbülans viskozitesi için farklı formülasyonunun kullanılmasıdır. Bu farklılık denklem 4.21'deki C_μ teriminin bu modelde sabit olmamasıdır. k- ε realizable modelinin akış ayrılmalarının ve ikincil akışların olduğu modellerde diğer k- ε modellerine göre kıyaslandığında daha doğru sonuçlar verdiği görülmüştür [30].

BÖLÜM 5. RADYAL FANIN HAD ANALİZİ

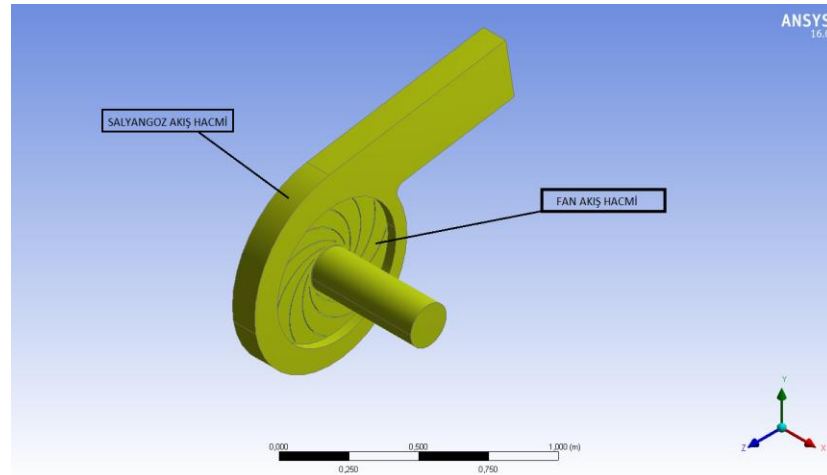
5.1. Radyal Fanın Oluşturduğu Hava Akışının Had Yöntemiyle Modellenmesi

Tezin bu bölümünde araçta kullanılan geriye eğik radyal fanın oluşturduğu akışın had yöntemiyle modellenmesinden bahsedilecektir. Mevcut radyal fana sonlu hacimler yöntemiyle analiz yapılarak akış modeli oluşturulup türbilanslı akış çizgileri gözlemlenecektir. Ayrıca radyal fanın giriş ve çıkışındaki basınç ve hız değerleri hesaplanacaktır. Geriye eğik radyal fanın katı model tasarımında Solidworks programı kullanılmıştır.

Radyal fanın genel ölçüleri Şekil 5.1.'de gösterilen teknik resimde verilmiştir. Akış analizlerin yapılabilmesi için sonlu hacimler yöntemi ile çözüm yapan Fluent programı kullanılmıştır. İlk olarak radyal fan geometrisinden fan içersindeki hava akış hacminin modellenmesi yapılmıştır. Akış hacminin modellenmesiyle HAD yöntemi ile çözülecek olan akışın bulunduğu kısım Şekil 5.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Radyal fanın teknik resmi



Şekil 5.2. Radyal fan içerisindeki akış hacmi

Rotorun hareketini simule etmek için dönen bölge (rotating region) tanımlaması yapılmıştır. Bu bölgenin açısal dönüş hızı 2800 rpm olarak belirtilmiştir. Hava kanallarındaki emme ve basma ağızlarındaki basınç sınır şartları tanımlanmıştır. Hava akış hacminin iç ve dış yüzeyine 2 mm kalınlığında alüminyum malzeme tanımlaması yapılmıştır. Mevcut fanın Şekil 5.1.'e göre teknik ölçüleri Tablo 5.1.'de verilmiştir. Yapılan ilk HAD analizleri de bu ölçülere göre yapılmıştır. Daha sonra farklı ölçü konfigürasyonlarındaki sonuçlar değerlendirilecektir.

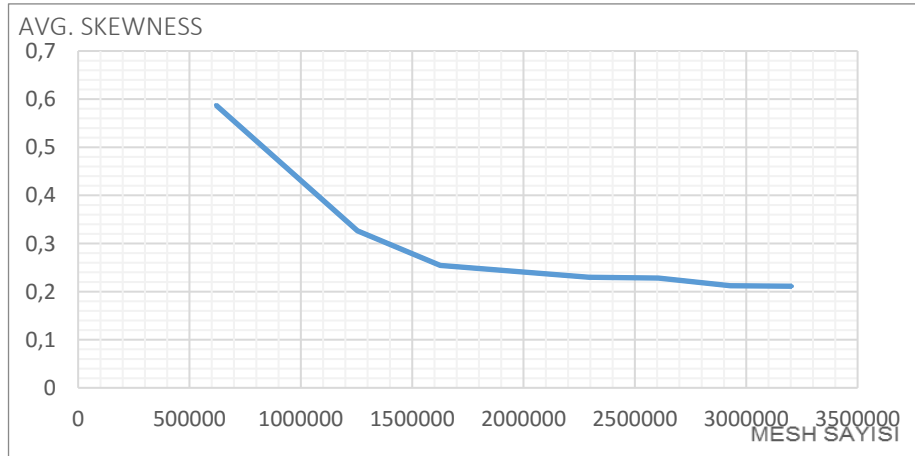
Tablo 5.1. Mevcut fanın teknik ölçüleri

$\varnothing D$	β_1	β_2	Kanat Sayısı	A	B
180	17,5°	27,5°	8	114	272

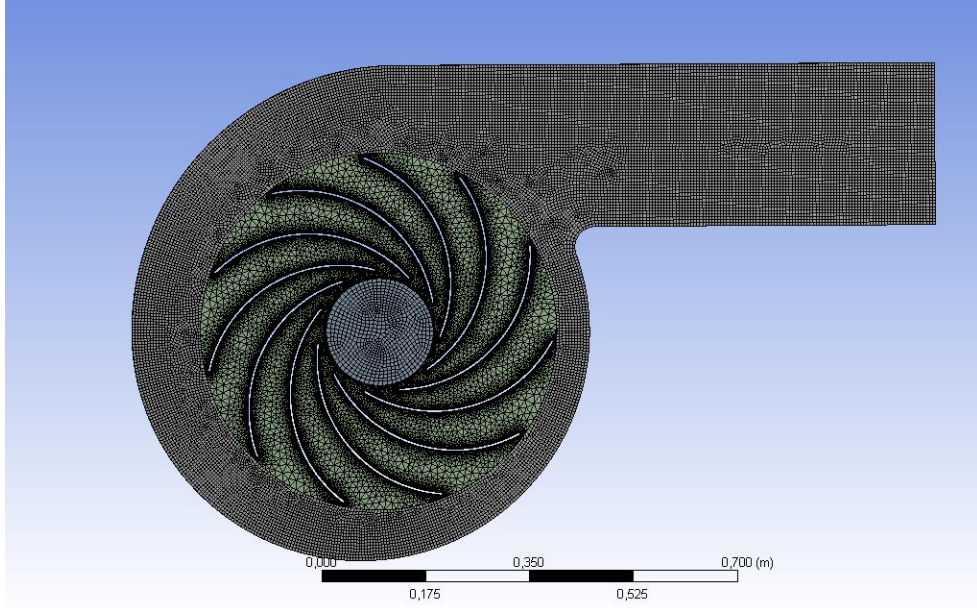
5.2. Çözüm Ağı (Mesh) Oluşturulması

Had yöntemi ile yapılan çözümlerlerde öncelikle akışın kontrol hacmi sonlu sayıda elemanlara bölünerek inceleme yapılır. Sonlu elemanlar oluşturulan bu ağı yapıya mesh denir. Mesh yapısının oluşturulmasından sonra, akışa ait diferansiyel denklemler kontrol hacimleri üzerinde hesaplanır [31]. Denklem çözümlerinde iteratif yöntemler kullanılmaktadır. Her bir eleman için yönetici denklemler ile çözülmektedir.

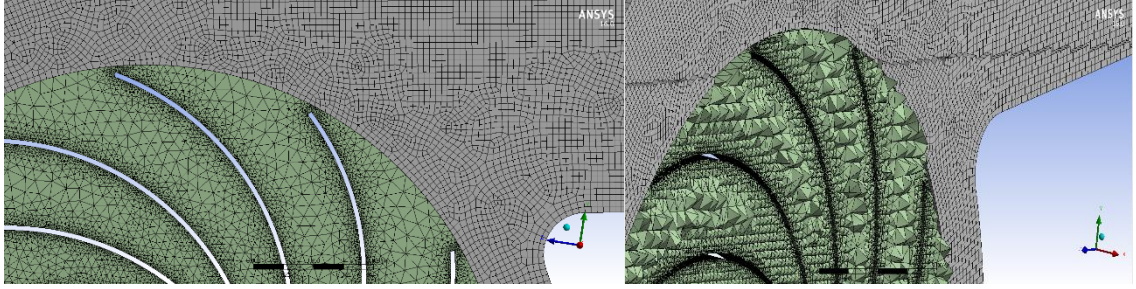
Analizde etkili ve daha gerçekçi sonuçlar alabilmek için dönen bölgenin içinde ekstra, boyutları küçültülmüş 3202510 tetrahedrons elemandan oluşan ağ yapısı kullanılmıştır. Şekil 5.4. mesh yapısının genel görünümü ve Şekil 5.5.'de kanat bölgesindeki detay mesh yapısı gösterilmiştir. Mesh boyutları küçüldükçe toplam mesh sayısı artmaktadır. Mesh kalitesini tespit etmek amacıyla skewness değerleri incelenmektedir. Mesh sayısı ve skewness değeri arasındaki bağlantıyı gösteren grafik Şekil 5.3.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.3. Mesh sayısı ve skewness değeri grafiği



Şekil 5.1. Radyal fanın mesh yapısının gösterimi



Şekil 5.2. Kanat etrafındaki sınır tabaka mesh yapısını gösterimi

5.3. Sınır şartları

Geriye eğik radyal fanın emiş kanalına atmosferik şartlarda (0 Pa) hava çıkışı olmaktadır. Radyal fanın girişin negatif basınç oluşarak fanın emiş yapması sağlanmış olacaktır.

Rotor hacminin bulunduğu bölgeye dönme hareketi tanımlanarak devir sayısı 2800 rpm olarak verilmiştir. Ayrıca sisteme Non-Impulsive Start-Up tekniği (türbomakinenin sanki gerçekte olduğu gibi şalterden güç verildikten sonra yavaş yavaş sistem çalışma torkuna ulaşma modeli) uygulanmıştır. Radyal fan için istenilen debi değeri $5000 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirtilmiştir.

Rotor gövdesine, salyangoz duvarlarına, kanatlara ve hava kanalı duvarlarına kaymama şartı tanımlanmıştır. Böylece viskoz etkiler ihmal edilmemiştir. Tablo 5.2.'de çözüm için gerekli sınır şartları verilmiştir.

Tablo 5.2. Had çözümlerinde kullanılan sınır şartları

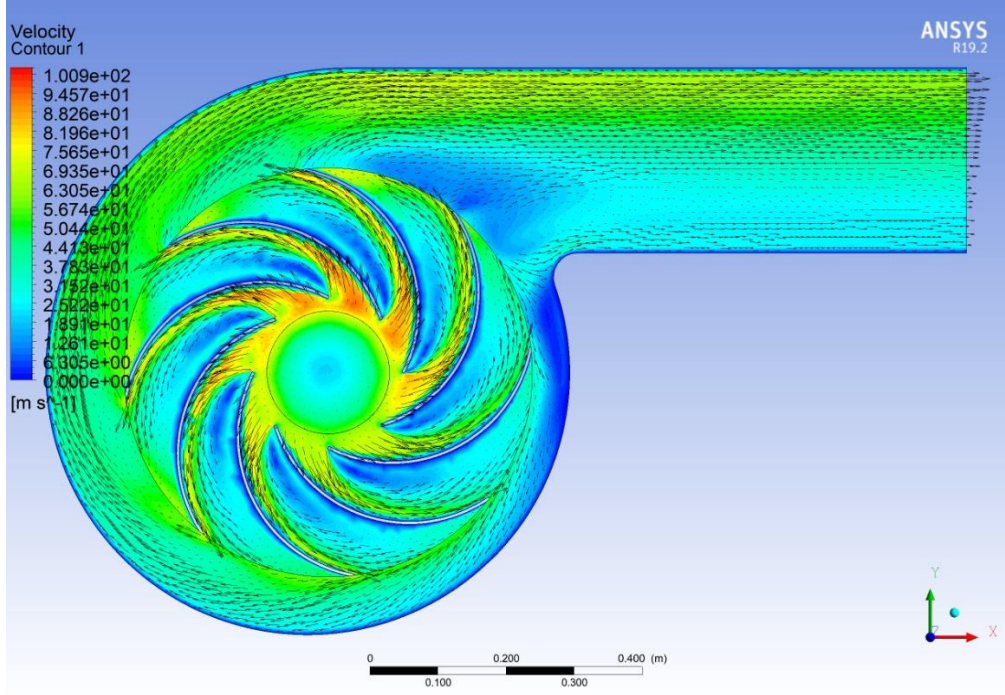
Rotor Deviri	Çıkış Basıncı
2800 rpm	0 Pa

5.4. Analiz Sonuçları

Mevcut radyal fanın tasarım aşaması had çözümleri gözlemlenerek en uygun tasarıma karar verilmektedir. Tasarım ve analiz aşamasında basınç ve hız faktörlerinin yanında cidar gerilmeleride dikkat edilmesi gereken önemli bir etkidir. Radyal fana hız (kütlesel debi) şeklinde giren dinamik basıncı fanın kanat yapısı vasıtasıyla mümkün olduğunca statik basınca çevirmeye çalışarak, fanın giriş ve çıkış noktaları arasındaki basınç farkı vasıtasıyla emme miktarını arttırmak istenmektedir.

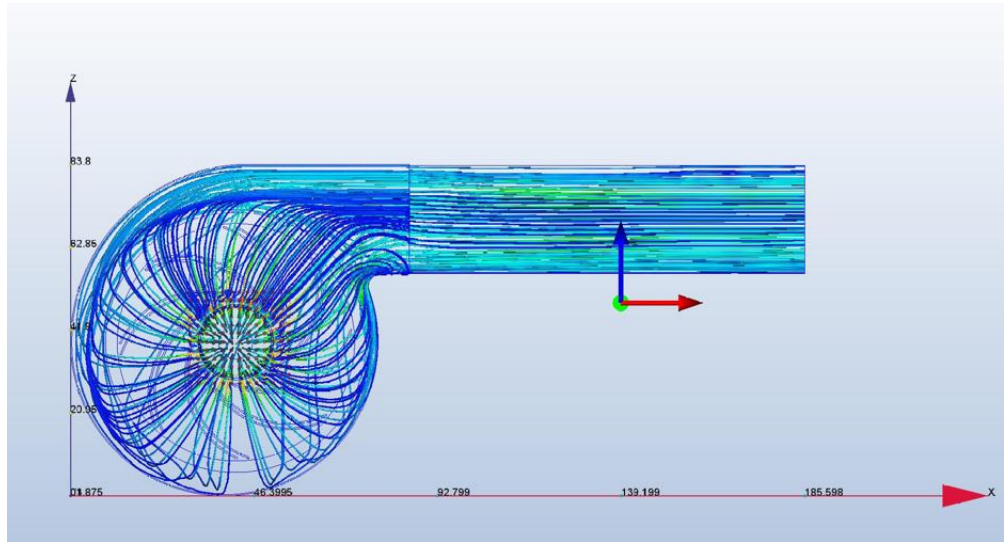
Mekanik dayanım açısından fan içerisinde cidara etkiyen gerilmeleri dikkate alarak fan gövde malzemesinin akma dayanımından daha düşük olmasını ve fanın cidarlarının plastik şekil değişimi göstermesini engellenmek istenmektedir.

Yapılan analiz sonucunda havanın giriş hızı 47,3 m/s olarak hesaplanmıştır. Radyal fanın oluşturduğu akışın vektörel hız modelleri Şekil 5.6.'da gösterilmiştir.



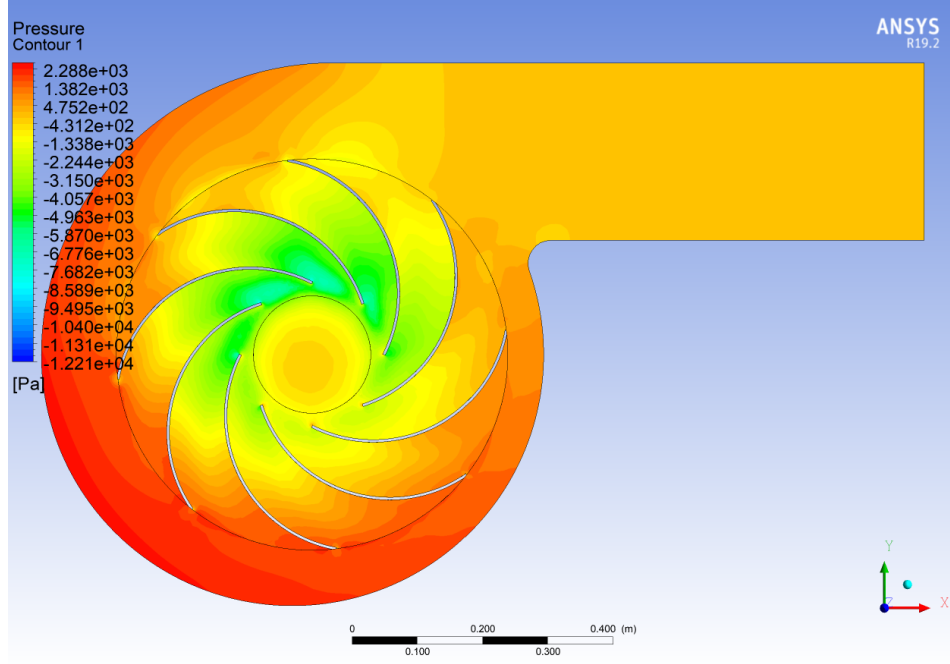
Şekil 5.3. Radyal fanın oluşturuğu akışın hız modellemesi

Hız vektörlerinin çizgisel gösterimi Şekil 5.7.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Radyal fanın oluşturuğu akışın hızvektörlerinin çizgisel gösterimi

Radyal fanda oluşan statik basınç farkı 2288 Pa olarak hesaplanmıştır. Şekil 5.8.'de radyal fanda oluşan basınç modeli gösterilmiştir.



Şekil 5.5. Radyal fanın oluşan statik basıncın gösterimi

Tablo 5.3. Mevcut fanın analiz sonuçları

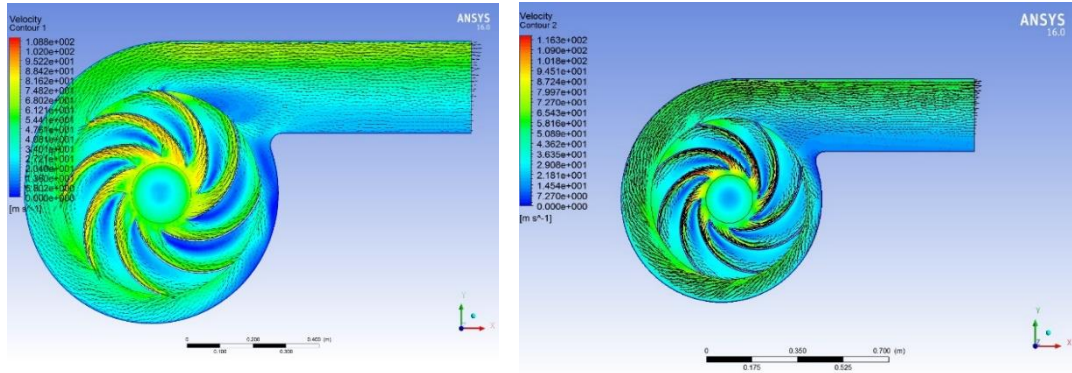
Giriş Hızı(m/s)	Giriş Debisi(m ³ /h)	Statik Basınç (Pa)
47,3	4330	2288

5.5. Fan Geometrisinde Değiştirilen Parametreler Ve Had Analizleri

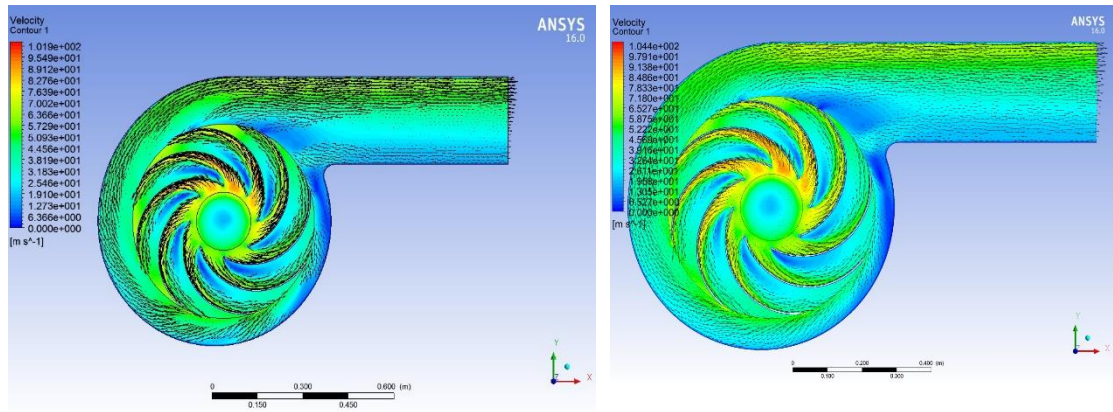
Radyal fan geometrisinde tasarım değişiklikleri yapılarak analizler tekrarlanmıştır. Radyal fanın kanat sayıları ve kanat açılarında (β_1 ve β_2) değişiklikler yapılarak HAD analizleri aynı sınır şartlarında tekrar yapılarak sonuçlar incelenmiştir. Daha sonra da farklı kanat açılarında kanat sayıları değiştirilerek sonuçlar tekrar karşılaştırılmıştır. Böylece kanat sayısının ve kanat açısındaki değişikliklerin mevcut fana etkisi gözlemlenmiştir. Radyal fan tasarımı üzerinde , Solidworks programında farklı geometrik değişikliklerin kolay yapılabilmesi için parametrik bir çalışma yapılmıştır. Yani tasarlanan fan için önemli parametre ölçüleri denklemdirilerek hızlı bir şekilde farklı geometriler elde edilmesi sağlanmıştır.

5.5.1. Radyal fanlarda kanat açılarının etkisi

Fan geometrisinde kanat sayısı ve kanat açılarında değişiklik yapılmıştır. Öncelikle β_1 açısı sabit tutularak β_2 değiştirilip, daha sonra β_2 sabit tutulup β_1 açısı değiştirilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. İlk olarak sadece kanat açısının etkisi incelenmek istendiğın için mevcut fanındaki gibi 8 kanatlı olarak hesaplamalar yapılmıştır. Mevcut geometri 'Model 0' olarak adlandırılmıştır. Yapılan açı değişikliğine göre oluşturulan geometriler Model 1,2,3 ve 4 olarak isimlendirilmiştir. HAD analizleri yapılan modellerin hız modellemelerinin karşılaştırılması Şekil 5.9. ve 5.10. gösterilmiştir.

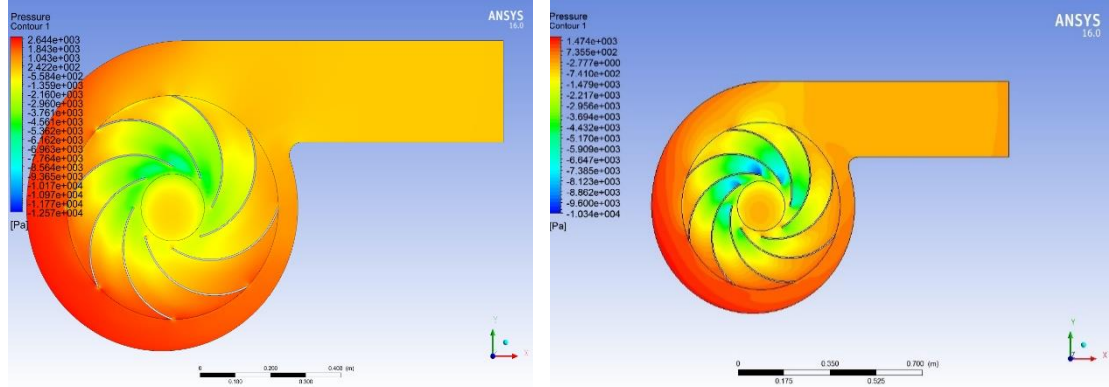


Şekil 5.6. Model 1 ve Model 2 kanat yapılarındaki radyal fanların akış hız modellerinin gösterimi

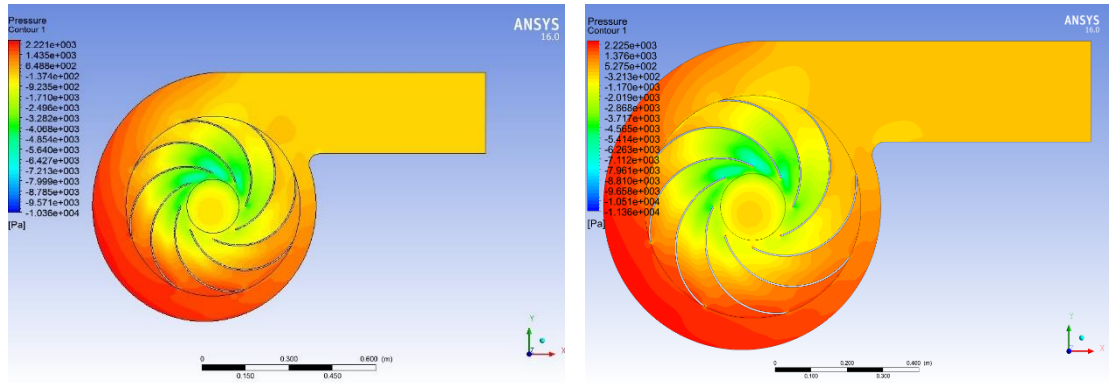


Şekil 5.7. Model 3 ve Model 4 kanat yapılarındaki radyal fanların akış hız modellerinin gösterimi

HAD analizleri yapılan modellerin basınç modellemelerinin karşılaştırılması Şekil 5.11. ve 5.12.'de gösterilmiştir.



Şekil 5.8. Model 1 ve Model 2 kanat yapılarındaki radyal fanların akış basınç modellerinin gösterimi



Şekil 5.9. Model 3 ve Model 4 kanat yapılarındaki radyal fanların akış basınç modellerinin gösterimi

Fan geometrisinde yapılan tasarım değişiklikleri ve analiz sonuçları Tablo 5.4.'de verilmiştir.

Tablo 5.4. Farklı fan modellerinin farklı kanat açılarındaki analiz sonuçları

Model No	Kanat Sayısı	β_1	β_2	Giriş Hızı (m/s)	Debi (m ³ /h)	Statik Basınç (Pa)
Model 0	8	17,5°	27°	47,3	4325	2288
Model 1	8	17,5°	32°	52,8	4828	2644
Model 2	8	17,5°	15°	43,4	3968	1474
Model 3	8	25°	27°	40,7	3721	1325
Model 4	8	10°	27°	46,8	4280	2221

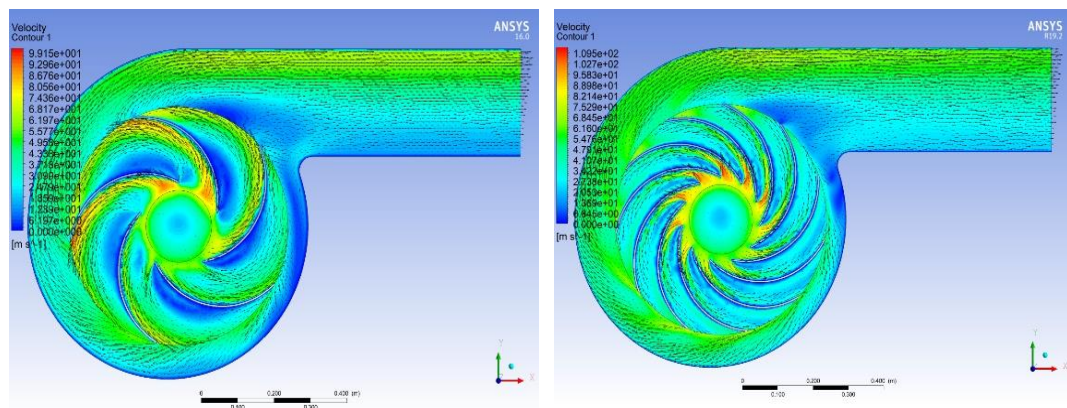
5.5.2. Radyal fanlarda kanat sayılarının etkisi

Farklı kanat açıları modellenerek oluşturulan radyal fanda kanat açılarının etkisi gözlemlenmiştir. Öncelikle mevcut fanın kanat sayıları değiştirilerek analizler yapılacaktır. 8 kanatlı tasarlanan mevcut radyal fan 5 ve 11 kanatlı olarak tekrar yapılmıştır. Daha sonra kanat açıları değiştirilmiş radyal fanlarında kanat sayıları değiştirilerek diğer modellerle kıyaslanmıştır. 8 kanatlı mevcut radyal fan Model 0₈ olarak isimlendirilmiştir. Model 1 ve Model 4’de farklı kanat sayılarında analizler yapıp mevcut fan ile karşılaştırılmıştır. Kanat sayısına göre analiz sonuçları Tablo 5.5.’de verilmiştir.

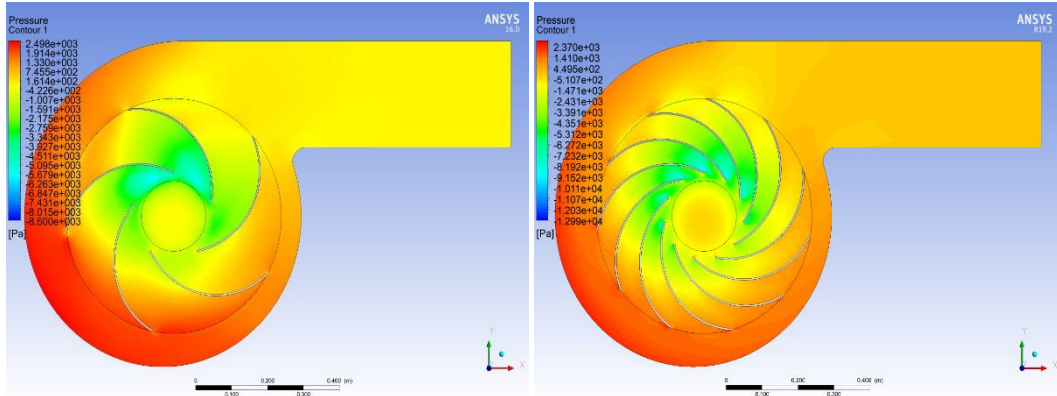
Tablo 5.5. Farklı fan modellerinin farklı kanat sayılarının analiz sonuçları

Model No	Kanat Sayısı	β_1	β_2	Giriş Hızı (m/s)	Debi (m ³ /h)	Statik Basınç (Pa)
Model 0 ₅	5	17,5°	27°	41,4	3785	2498
Model 0 ₁₁	11	17,5°	27°	54,8	5010	2370
Model 1 ₅	5	17,5°	32°	42,2	3858	2680
Model 1 ₁₁	11	17,5°	32°	59,3	5422	2544
Model 4 ₅	5	10°	27°	40,1	3666	2960
Model 4 ₁₁	11	10°	27°	49,7	4544	1975

Model 0₅ ve Model 0₁₁ modellerinin akış hız modelleri Şekil 5.13.’de, Şekil 5.14.’de ise basınç modelleri gösterilmiştir.

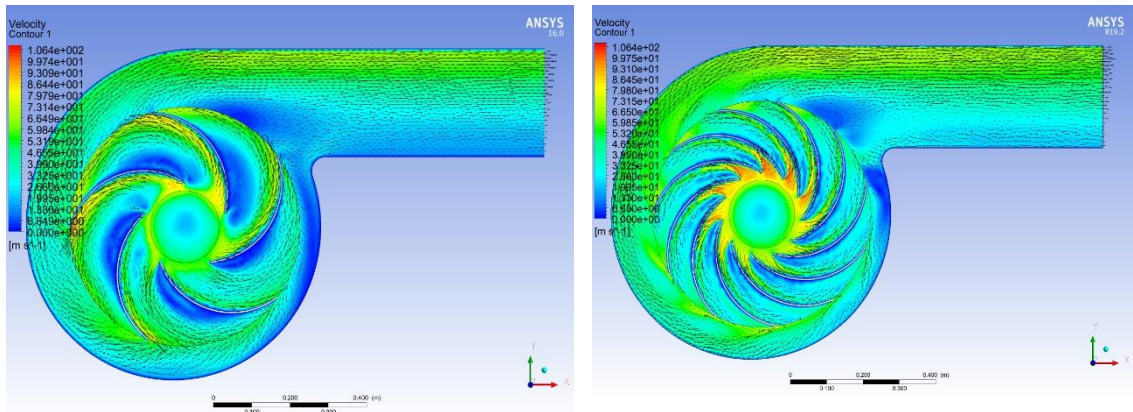


Şekil 5.10. Model 0₅ ve Model 0₁₁ akış hız modelleri

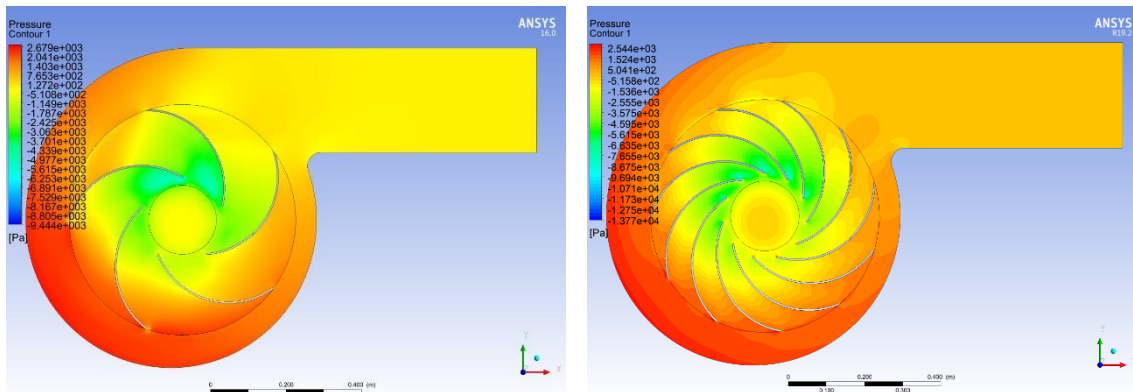


Şekil 5.11. Model 0_s ve Model 0₁₁ akış basınç modelleri

Daha sonra Model 1 ve Model 4' e 5 ve 8 kanatlı olarak analizler yapılmıştır. Model 1₅ ve Model 1₁₁ fanlarının hız modelleri Şekil 5.15.'de gösterilmiştir. Basınç modelleri ise Şekil 5.16.'da gösterilmiştir.

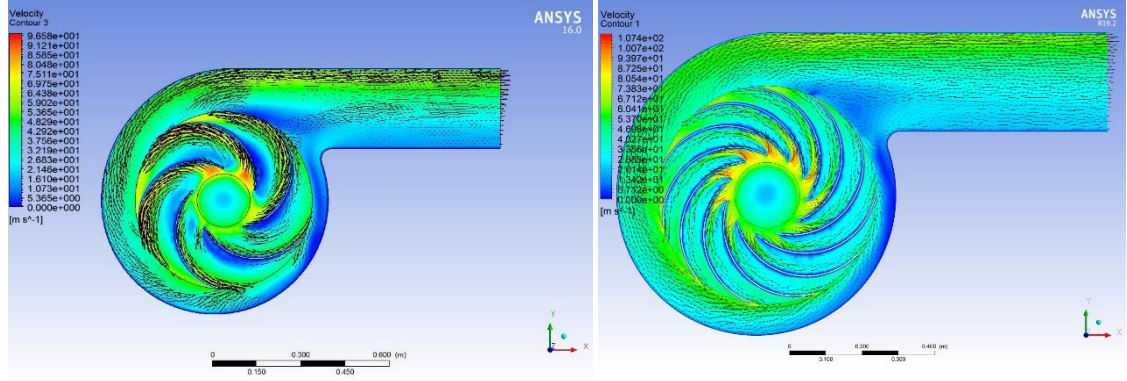


Şekil 5.12. Model 1_s ve Model 1₁₁ akış hız modelleri

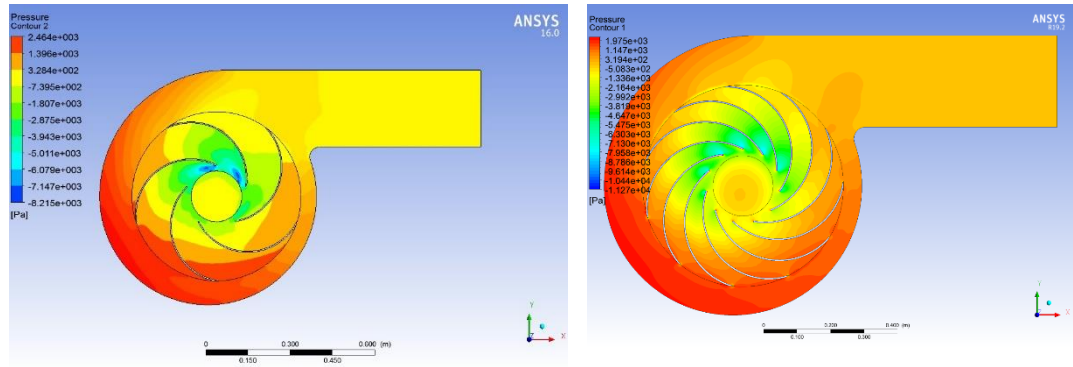


Şekil 5.13. Model 1_s ve Model 1₁₁ akış basınç modelleri

Aynı işlemler Model 4 için yapılmıştır. Model 4₅ ve Model 4₁₁ fanlarının hız modelleri Şekil 5.17.'de gösterilmiştir. Basınç modelleri ise Şekil 5.18.'da gösterilmiştir.



Şekil 5.14. Model 4₅ ve Model 4₁₁ akış hız modelleri gösterimi



Şekil 5.15. Model 4₅ ve Model 4₁₁ akış basınç modelleri gösterimi

Radyal fandan istenilen debi değeri $5000 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirtilmişti. Yapılan model konfigürasyonlarında en verimli radyal fan Model 1₁₁ olmaktadır. Ancak Model 0₁₁ istenilen debi değerlerini yakalamaktadır. Kayıplar da göz önünde tutularak Model 0₁₁ modelinin debi değeri hedeflenen değere yakın olduğu için Model 1₁₁ modeli tercih edilmelidir.

BÖLÜM 6. SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER

Tez kapsamında yapılan bu çalışmada, hibrit sokak süpürme aracının emiş fan sistemi uygun fan tasarımı incelemesi yapılmıştır. Proje hedefi olarak radyal fanın 5000 m³/h'lik debi ile çalışması beklenmektedir. Geriye eğik radyal fanın oluşturduğu akışın had yöntemiyle HAD modellemesi yapılmıştır. Radyal fanın giriş ve çıkışındaki basınç ve hız değerleri hesaplanarak hedeflenen değerlerle kıyaslanmıştır. Mevcut fanın hedeflenen değerlere ulaşamadığı tespit edilmiştir. Fan geometisi üzerinde bazı parametrelerin değiştirilerek analizler aynı sınır şartlarında tekrarlanmıştır. Tasarım iyileştirmeleri için öncelikle radyal fanın kanat açıları değiştirilmiştir. Öncelikle radyal fanın, β_1 açısı sabit tutularak β_2 değiştirilip, daha sonra β_2 sabit tutulup β_1 açısı değiştirilerek sonuçlar karşılaştırılmıştır. Daha sonra farklı kanat açılarında farklı kanat sayılarında değişiklikler yapılarak hız ve basınç değerleri tekrar karşılaştırılmıştır. Fanın kanat yapısında gerçekleştirilebilecek değişimlerle hücum açısı ve debi farkında dikkate alınarak statik basınç farkının artırılması suretiyle emişin daha da arttırılabileceği öngörülmektedir. Kanat açıları ve kanat sayılarına göre modellerin karşılaştırılması Tablo 6.1.'de verilmiştir.

Tablo 6.1. Radyal fanın kanat açlarına ve kanat sayılarına göre analiz sonuçları

Model No	Kanat Sayısı	β_1	β_2	Giriş Hızı (m/s)	Debi (m ³ /h)	Statik Basınç (Pa)
Model 0 ₅	5	17,5°	27°	41,4	3785	2498
Model 0 ₈	8	17,5°	17,5°	47,3	4325	2288
Model 0 ₁₁	11	17,5°	27°	54,8	5010	2370
Model 1 ₅	5	17,5°	32°	42,2	3858	2680
Model 1 ₈	8	17,5°	32°	52,8	4828	2644
Model 1 ₁₁	11	17,5°	32°	59,3	5422	2544
Model 4 ₅	5	10°	27°	40,1	3666	2960
Model 4 ₈	8	10°	27°	46,8	4280	2221
Model 4 ₁₁	11	10°	27°	49,7	4544	1975

Yapılan analiz sonuçlarına göre β_2 açısının artırılması fan debi ve basınç değerlerini artırdığı gözlemlenmiştir. Kanat sayısında değişiklikler yapılarak alınan sonuçlara göre de kanat sayısının artırılması aynı şekilde fan debi değerini artırırken basıncı düşürmektedir. Bu tez kapsamında değiştirilen kanat parametrelerinin etkileri araştırılmıştır. Radyal fanlar için salyangoz parametreleri de incelenerek kanar kanat parametreleride araştırmaya dahil edilerek çok daha verimli radyal fanların tasarımı için çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Bulgurcu H., 'Havalandırma Tekniği- Fanlar', Balıkesir Üniversitesi, 1-44, 2015.
- [2] Alarko Carrier Teknik Bülten, Fanlar: Özellikleri ve Analiz, 1- 21, 2017.
- [3] Adachi, T. & Sugita, N. Study on the Performance of a Sirocco Fan (Flow Around the Runner Blade). International Journal of Rotating Machinery 10 (5), 415-424, 2004.
- [4] Baysal, K. Tam Santrifüj Pompalar: Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon İstanbul: Teknik Üniversite Matbaası, 2015.
- [5] Frank S., Darvish M., Tietjen B., Stuchlik A. Design improvement of sirocco type fans by means of computational fluid Dynamics and stereoscopic particle, 53-97, 2015.
- [6] Goulas, A. & Mealing, B. Flow at the Tip of a Forward Curved Centrifugal Fan, ASME., 1994.
- [7] Cory, B. Fans and Ventilation. Elsevier., 327-357, 2005.
- [8] Kim K.Y., Seo S.J. Application of numerical optimization technique to design of forward-curved blades centrifugal fan, JSME International Journal.
- [9] Darvish M., Numerical and Experimental Investigations of the Noise and Performance Characteristics of a Radial Fan with Forward-Curved Blades, PhD Thesis. 135-158, 2005.
- [10] Roth H. Improvements of Sirocco Fan, Ph.D. Thesis, 256-325, 1990.
- [11] Montazerin N., Akbari G. & Mahmoodi M. Developments in Turbomachinery Flow Forward Curved Centrifugal Fans. Cambridge: Woodhead Publishing, 148-186, 2015.
- [12] Breviario, F., Brivio, D., Cardillo, L., Corsini, A. & Delibra, G. Flow Survey of a Forward Curved Blades Centrifugal Fan for HVAC Applications, Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 1-8, 2016.

- [13] Peng, W. W. Fundamentals of Turbomachinery. New Jersey: John Wiley&Sons. 108-135, 2008.
- [14] Mutlu Ö., İleriye Dönük Kanatlı Radyal Fan Tasarım Yöntemlerinin Had ile İncelenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2018.
- [15] Stefan, F. Optimum Design of High Efficiency Forward Curved Blade Radial Fans.75-93, 2008.
- [16] Fan Engineering, Information and Recommendations for the Engineer, Fan performance characteristics of centrifugal fans, 2005.
- [17] Kumon, Y. & Otsuka, M. Development of Sirocco Fan Featuring Dragonfly Wing.Characteristics, Transactions of The Japan Institute of Electronics Packaging,6 (2), 24-31, 2013.
- [18] Güney M., İleriye Dönük Kanatlı Radyal Fan Tasarım Yöntemlerinin Had ile İncelenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi, 2016.
- [19] ASHRAE, Laboratory methods of testing fans for ratings, ANSI/AMCA. Atlanta, Georgia, USA 127- 265, 2013.
- [20] AMCA, ISO 5802 Endüstriyel Fanlar-Yerinde Performans Testi ve/veya 203 Fan Sistemleri Saha Performans Ölçümü, 2016.
- [21] www.sinarinstruments.com/M1-Serisi-Dijital-Manometre-Kalibratuoru,PR-294,-13.04.2019.
- [22] www.bilgioloji.com/pages/fen/fizik/basinc/gaz/barometre-nedir/13.04.2019.
- [23] McPherson, J. M. Subsurface Ventilation and Environmental Engineering (2nd Edition), Springer, 2009.
- [24] Eck, B. Fans: Design and Operation Centrifugal, Axial Flow and Cross Flow Fans. New York: Pergamon Press.168-208, 1973.
- [25] Willinger R. Theoretical Interpretation of the Cordier-Lines for Squirrel-Cage and Cross-Flow Fans, Proceedings of ASME Turbo Expo 2012,2012.
- [26] Hayashi H., Nakamura K., Sasaki S., Shirahama S., Nagata A., Flow Characteristics of Backward Curved Centrifugal Fan with Rectangular Casing, Fan 2012 Conference, 2012.
- [27] Kim K.Y., Seo S.J., Shape Optimization of Forward-Curved-Blade, Centrifugal Fan with Navier-Stokes Analysis, ASME,68-156, 2004.

- [28] Darvish M., Frank S., Toward the CFD Simulation of Sirocco Fans: From Selecting a Turbulence Model to the Role of Cell Shapes, FAN 2012 Conference, Senlis-France, 2012.
- [29] Yakhot, V. ve Orszag, S. A. Renormalization Group Analysis of Turbulence. Basic Theory. *J. Of Scientific Computing*. 1 (1). 658-684, 1986.
- [30] Wilcox, D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *A.I.A.A. J.* Sayfa 1299-1310, 1988.
- [31] Ding L., Wang T., Yang B., Gu C., Experimental and numerical analysis on the effect of inlet distortion on the performance of a centrifugal fan with a mixing chamber, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Springer, 124-254, 2013.
- [32] Singh O.P., Khilwani R., Sreenivasulu T., Kannan M., Parametric Study of Centrifugal Fan Performance: Experiments and Numerical Simulation, *IJAET*, 33-50, 2011.

ÖZGEÇMİŞ

Yasin AKYÜZ, 14.07.1990'da Samsun'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Bodrum'da tamamladı. 2009 yılında Bodrum Anadolu Lisesi'nden mezun oldu. 2009 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü 2013 yılında bitirdi. 2013 yılında Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde Makine Tasarım ve İmalat ana bilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı. 2012 yılından beri bilgisayar destekli mühendislik alanında çalışmaya başladı. 2015 yılında Ar-Ge, tasarım ve eğitim hizmetleri veren Prodem Ar-Ge firmasını kurdu. Firma kapsamında Tübitak ve Kosgeb Ar-Ge projelerinde çalışmalar yaptı ve halen çalışmalarına devam etmektedir.