

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KANAT PROFİLİ DİZİLİMİ BİÇİMLERİNİN EKSENEL FANLARIN
PERFORMANSINA ETKİLERİ**

DOKTORA TEZİ

Ayhan Nazmi İLİKAN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KANAT PROFİLİ DİZİLİMİ BİÇİMLERİNİN EKSENEL FANLARIN
PERFORMANSINA ETKİLERİ**

DOKTORA TEZİ

**Ayhan Nazmi İLİKAN
(503082002)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erkan AYDER

HAZİRAN 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503082002 numaralı Doktora Öğrencisi **Ayhan Nazmi İLİKAN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**KANAT PROFİLİ DİZİLİMİ BİÇİMLERİNİN EKSENEL FANLARIN PERFORMANSINA ETKİLERİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Erkan AYDER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Habil Mete ŞEN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Cengiz CAMCI
Penn State University

Doç. Dr. Zehra YUMURTACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Levent KAVURMACIOĞLU
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **29 Mayıs 2014**
Savunma Tarihi : **25 Haziran 2014**

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu doktora tez çalışması İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği bölümü, Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Laboratuvar Çalışma Grubu bünyesinde, Hasan Fehmi Yazıcı Hidrolik Makinalar Laboratuvarında yapılmıştır. Deneysel çalışma İTÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi tarafından 36022 no'lu Doktora Tez Projesi kapsamında desteklenmiştir.

Öncelikle, Turbomakina konusunda beni yetiştiren, tez çalışmamın her aşamasında beni destekleyen ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Prof. Dr. Erkan Ayder'e destek ve yönlendirmeleri için en içten teşekkürlerimi sunarım. Akışkanlar Mekanik ile tanışmamı sağlayan, hem meslek hayatımın hem de hayata bakış açımın şekillenmesinde önemli rol oynayan yurtdışı deneyimi edinmeme öncülük eden Prof. Dr. Mete Şen'e çok teşekkür ederim. Deney tesisatının kurulması esnasında bana yardımcı olan teknisyenlerimiz Eyüp Ataseven'e, Hamit Doğan'a, Orhan Kanburoğlu'na ve Erdal Dinç'e teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde en büyük pay sahibi olan ve hayatım boyunca desteklerini asla esirgemeyen annem, babam ve ablam ile sevgili eşimle evlendikten sonra sahip olduğum ikinci aileme tüm kalbimle teşekkür ediyorum. Çalışmamın her aşamasında yanımda olan ve desteğini bir an olsun esirgemeyen sevgili eşim Duygu Arsoy İlkan'a hayatıma renk kattığı ve zor dönemlerimdeki sabrı için çok teşekkür ediyorum.

Mayıs 2014

Ayhan Nazmi İlkan
(Makina Yük. Müh.)

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xxiii
SUMMARY	xxvii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ VE TEZİN AMACI	3
2.1 Fanlar İle İlgili Bilgiler	3
2.1.1 Fanların sınıflandırılması	3
2.1.2 Eksenel fanların performans karakteristikleri	9
2.1.2.1 Akış kararsızlığı (stall).....	12
2.1.2.2 Sistem kararsızlığı (surge).....	13
2.1.3 Fan rotoru içerisindeki aerodinamik kayıplar	15
2.1.3.1 Profil kayıpları	15
2.1.3.2 Şok kayıpları	16
2.1.3.3 İkincil akış kayıpları.....	16
2.1.3.4 Çeper dibi kayıpları.....	17
2.1.3.5 Kanat ucu kayıpları	18
2.1.4 Fan performansı ölçüm yöntemleri	18
2.1.5 Fan performansının hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile belirlenmesi	23
2.1.5.1 HAD yönteminin adımları.....	23
2.1.5.2 HAD yöntemleri.....	24
2.1.5.3 CFX programı ile çözüm adımları	32
2.2 Fan Kanadının Bükülmesi İle İlgili Çalışmalar.....	36
2.2.1 Kaydırma (sweep) ile ilgili çalışmalar	38
2.2.1.1 Kaydırmanın aerodinamik kanat yüküne etkisi.....	41
2.2.1.2 Kaydırmanın fanın toplam basınç artışına ve kararlı çalışma bölgesine etkisi	45
2.2.1.3 Kaydırmanın kayıplara etkisi	46
2.2.1.4 Kaydırmanın aerodinamik verime etkisi	50
2.2.1.5 Kaydırmanın gürültüye etkisi.....	52
2.2.2 Öteleme (dihedral ya da lean) ile ilgili çalışmalar	54
2.2.2.1 Ötelemenin aerodinamik kanat yüküne etkisi	55
2.2.2.2 Ötelemenin fanın toplam basıncına etkisi	57
2.2.2.3 Ötelemenin kayıplara etkisi	58
2.2.2.4 Ötelemenin fanın aerodinamik verimine etkisi	60
2.2.2.5 Ötelemenin gürültüye etkisi	61
2.3 Tezin Amacı ve Hipotez.....	62

3. REFERANS FANLARIN TASARIMI.....	65
3.1 Klasik Yöntem ile Tasarım.....	65
3.2 Referans Fanın Performansının Belirlenmesi.....	75
3.3 Kanat Profiline Değişiklik Yaparak Tasarımın Son Halinin Belirlenmesi	76
3.4 Farklı Göbek-uç Yarıçapı Oranına Sahip Referans Fanın Tasarlanması	79
4. FANLARIN PERFORMANSLARININ ÖLÇÜLMESİ.....	83
4.1 Deney Düzenegi	83
4.1.1 Deney düzeneğinin tasarımı	83
4.1.2 Deney düzeneğinin imalatı.....	86
4.1.3 Deney düzeneğinin sızdırmazlık testi	89
4.2 Ölçüm Cihazları.....	91
4.2.1 Basınç ölçümü	92
4.2.2 Debi ölçümü	94
4.2.3 Üç delikli basınç probu	96
4.2.4 Kiel probu.....	100
4.2.5 Devir sayısı ölçümü.....	100
4.2.6 Güç ölçümü	101
4.2.7 Sıcaklık ölçümü.....	101
4.2.8 Bağıl nem ölçümü	101
4.2.9 Veri toplama sistemi	102
4.2.10 Diğer donanım elemanları	103
4.3 Detay Ölçümü.....	103
4.4 Belirsizlik Analizi.....	106
5. SAYISAL YÖNTEM.....	109
5.1 Çözüm Ağı.....	109
5.2 Modelleme	113
5.2.1 Sınır koşulları	114
5.2.2 Akış koşulları ve çözüm	121
6. REFERANS FANLARIN PERFORMANSLARININ HESAPLANMASI ..	125
6.1 BF050'nin Performans Karakteristikleri.....	125
6.2 BF035'in Performans Karakteristikleri.....	132
7. KAYDIRMANIN (SWEEP) İNCELENMESİ	135
7.1 Kanat Profillerine Kaydırmanın Uygulanması	135
7.1.1 Kaydırmanın performans karakteristiklerine etkileri	136
7.1.2 Kaydırma etkisiyle fan girişindeki akış alanının değişimi	139
7.1.3 Kaydırmanın kanatlar arasındaki akışa etkisi.....	141
7.1.4 Göbek-uç doğrultusundaki toplam basınç artışı değişimleri.....	143
7.1.5 Kanat yüzeyleri üzerindeki sınır tabaka içerisindeki akış ve kanat ucu kaçakları	145
7.1.6 Kaydırma (sweep) uygulamasının etkilerinin özetlenmesi	148
7.2 Hücum Kenarı Kaydırması.....	149
7.2.1 Tasarım debisinde, hücum kenarı kaydırmasının fanın performansı üzerine etkileri.....	150
7.2.2 Kanat üzerindeki basınç dağılımı	152
7.2.3 Hücum kenarı kaydırmasının etkilerinin özetlenmesi.....	154
7.3 Göbek/Uç Oranının Etkisi	155
8. ÖTELEMENİN (DIHEDRAL) İNCELENMESİ.....	163
8.1 Kanat Profillerine Ötelemenin Uygulanması	163
8.1.1 Ötelemenin performans karakteristiklerine etkileri.....	164

8.1.2 Performans karakteristik eğrisindeki kararsız bölgenin ortadan kayboluşu	166
8.1.3 Tasarım debisinde fan performansının değişimi	171
8.1.4 Kanat profillerinin dizilme doğrusunun sabit bir açıyla ötelenmesinin etkilerinin özetlenmesi	174
8.2 Göbek/Uç Oranının Etkisi	174
9. KAYDIRMA VE ÖTELEMENİN BİRLİKTE UYGULANMASI	183
9.1 0,50 Göbek/Uç Oranına Sahip Fana Eksenel Kaydırma Uygulanması.....	186
9.2 0,35 Göbek/Uç Oranına Sahip Fana Eksenel Kaydırma Uygulanması.....	192
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	197
KAYNAKLAR	199
EKLER.....	207
ÖZGEÇMİŞ.....	211

KISALTMALAR

BF050	: 0,50 göbek/uç oranına sahip referans fan
BF035	: 0,35 göbek/uç oranına sahip referans fan
BS	: Arkaya doğru kaydırma
c	: Veter uzunluğu [m]
C	: Mutlak hız [m/s]
C_D	: Profil sürüklenme katsayısı
C_L	: Profil kaldırma katsayısı
C_p	: Basınç katsayısı
D	: Fan dış çapı [m]
D_s	: Özgül çap [m]
DF	: Difüzyon faktörü
FK	: Profil firar kenarı
FS	: Öne doğru kaydırma
H	: Basma yüksekliği [m]
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
HK	: Profil hücum kenarı
N	: Devir sayısı [d/d]
ND	: Negatif yönde öteleme
N_s	: Özgül hız [m]
P	: Statik basınç [Pa]
P_d	: Dinamik basınç [Pa]
PD	: Pozitif yönde öteleme
P_t	: Toplam basınç [Pa]
Q	: Hacimsel debi [m ³ /saat]
Re	: Reynolds sayısı
r	: Radyal doğrultu
s	: Kanatlar arası mesafe [m]
U	: Eksenel hız [m/s]
W	: Bağlı hız [m/s]
y⁺	: Çözüm ağı noktasının katı yüzeye olan boyutsuz uzaklığı [m]
z	: Eksenel doğrultu
Z	: Kanat sayısı
α	: Mutlak hızın eksenel doğrultu ile yaptığı açı [°]
β	: Bağlı hızın eksenel doğrultu ile yaptığı açı [°]
γ	: Profil yerleştirme açısı [°]
η	: Aerodinamik verim
θ	: Teğetsel doğrultu
λ	: Kaydırma açısı [°]
Φ	: Debi sayısı
Ψ	: Toplam basınç artış katsayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : 0,5 göbek/uç oranlı referans fanın özellikleri.....	78
Çizelge 3.2 : 0,35 ve 0,5 göbek/uç oranlı referans fanların özelliklerinin karşılaştırılması.	80
Çizelge 4.1 : Debi ölçümünde kullanılan basınç sensörünün özellikleri.....	93
Çizelge 4.2 : Detay ölçümünde kullanılan basınç sensörlerinin özellikleri.....	93
Çizelge 4.3 : Bağlı nem sensörü teknik özellikleri.	102
Çizelge 5.1 : Çözüm ağı sıklığının sonuçlara etkisi (BF050).	111
Çizelge 5.2 : Çözüm ağı sıklığının sonuçlara etkisi (BF035).	111
Çizelge 5.3 : Çıkış sınır koşulunun sonuçlara etkisi.	117
Çizelge 6.1 : Deneysel sonuçlar ve HAD sonuçları arasındaki fark.....	131
Çizelge 7.1 : Literatürde bulunan ve üzerinde kaydırma çalışmaları yapılmış fanların tasarım parametreleri.	136
Çizelge 7.2 : Hücum kenarı kaydırması sonucu elde edilmiş performans değerleri	151
Çizelge 9.1 : 0,35 göbek/uç oranlı referans fanın (BF035) tasarım debisinde ($\Phi = 0,33$) farklı kanat geometrilerinin toplam basınç artış katsayısına etkileri.	184

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Fanların sınıflandırılması [1]: (a)Eksenel. (b)Radyal göbekli eksenel (c)Radyal. (d)Eksenel uzantılı radyal. (e)Karışık akışlı. (f)Çapraz akışlı..	4
Şekil 2.2 : Özgül hız [3].	6
Şekil 2.3 : Eksenel fan performans eğrileri [6].	10
Şekil 2.4 : Fanın farklı çalışma bölgelerindeki akış yapısının kapsamlı gösterimi [7].	11
Şekil 2.5 : Ayarlanabilir kanatların fan performansına etkileri [8].	12
Şekil 2.6 : Stol [2] : (a)Performans eğrisi üzerinde gösterimi. (b)Dönel akış kararsızlığının oluşumu.	13
Şekil 2.7 : Eksenel kompresörlerde sistem kararsızlığı (surge) oluşumu [2].	14
Şekil 2.8 : Eksenel kompresörlerde profil kayıpları [11].	15
Şekil 2.9 : Eksenel kompresör rotoru içerisindeki ikincil akışlar [13].	16
Şekil 2.10 : İkincil akışların oluşumu [12].	17
Şekil 2.11 : Kanat ucu girdabı [2].	18
Şekil 2.12 : Eksenel kompresör içerisindeki üç boyutlu akışın verime etkisi [14].	19
Şekil 2.13 : Başlıca fan test konfigürasyonları [15].	21
Şekil 2.14 : HAD analizi akış şeması [17].	24
Şekil 2.15 : Çözüm ağı noktaları ile çevrilmiş bir kontrol hacmi.	26
Şekil 2.16 : Sonlu hacimler yöntemi.	33
Şekil 2.17 : Kaydırma (sweep) ve ötelemenin (dihedral) tanımı [39].	37
Şekil 2.18 : Teğetsel öteleme, kaydırma ve öteleme uygulamalarının şematik görünümü [40].	38
Şekil 2.19 : Kaydırma uygulaması için öne doğru/arkaya doğru ve pozitif/negatif yön tanımları [43].	39
Şekil 2.20 : Dönüşe ters/dönüş yönünde teğetsel öteleme uygulamaları [44].	39
Şekil 2.21 : Martı kanatlarında bulunan kaydırma [48]	40
Şekil 2.22 : Değiştirilmiş eksenel simetrik yüzey [45].	42
Şekil 2.23 : $\cos \lambda$ etkisi [45].	43
Şekil 2.24 : Arkaya doğru kaydırılmış firar kenarı için akışkanın kat ettiği yol [48]	47
Şekil 2.25 : Vad tarafından verilen çeşitli kaydırma çalışmaları [40].	53
Şekil 2.26 : (a)Ötelemenin tanımı [26]. (b)Öteleme açısının tanımı.	54
Şekil 2.27 : Farklı öteleme uygulamalarına sahip türbin stator kanatları için hesaplanmış basınç dağılımları [71] (emme yüzeyi akış alanının sağındaki yüzeydir).	56
Şekil 2.28 : Düşük hızlı eksenel fan optimizasyonu sonucunda elde edilen statik basınç karakteristikleri [26].	58
Şekil 3.1 : Cordier diyagramı [86].	65
Şekil 3.2 : Akış şeması [86].	66
Şekil 3.3 : Göbek-uç oranı seçimi [86].	66
Şekil 3.4 : Kaskat özellikleri [87].	67

Şekil 3.5 : Veter hesabı [86].	68
Şekil 3.6 : Hız üçgenleri [88].	70
Şekil 3.7 : Kaskat düzeltme katsayısı seçimi [86].	71
Şekil 3.8 : NACA 6512 kanat profili [89].	73
Şekil 3.9 : Referans fanın ön tasarımının katı model görünümü.	75
Şekil 3.10 : Optimize edilmiş tasarımın katı model görünümü.	76
Şekil 3.11 : Bladegen ile belirlenen meridyenel geometri.	76
Şekil 3.12 : Bladegen ile belirlenen kanat açılarının dağılımı.	77
Şekil 3.13 : Bladegen ile elde edilen profillerin kalınlık dağılımı.	77
Şekil 3.14 : Bladegen ile elde edilen referans fan:(a)Katı model. (b)Fotoğraf.	78
Şekil 3.15 : Referans fan kanadı üzerindeki CP dağılımları.	79
Şekil 3.16 : 0,5 ve 0,35 göbek-uç oranlı referans fanların tasarım noktalarındaki C_p dağılımları. Kanat yüksekliğinin: (a)%10. (b)%30. (c)%50. (d)%70 (e)%90	81
Şekil 3.17 : 0,35 göbek/uç oranlı referans fanın katı modeli.	82
Şekil 4.1 : Deney düzeneği test bölümü çeşitleri.	84
Şekil 4.2 : Seçilen fan test sisteminin şematik görünümü [15].	85
Şekil 4.3 : Basıncın deney düzeneği içerisindeki değişimi.	86
Şekil 4.4 : Deney düzeneği modülleri.	87
Şekil 4.5 : Gaz altı kaynağı ile sızdırmazlığın sağlanması.	87
Şekil 4.6 : Deney düzeneği tekerlekleri.	88
Şekil 4.7 : Akış düzleştirici delikli levhalar.	88
Şekil 4.8 : Deney düzeneğinin görünümü.	89
Şekil 4.9 : Sızdırmazlık testinin yapılışı.	90
Şekil 4.10 : Sızdırmazlık testi sonuçları.	90
Şekil 4.11 : Lülelerin giriş ve çıkışları arasında kullanılan basınç sensörü.	92
Şekil 4.12 : Betz mikromanometresi [94].	93
Şekil 4.13 : Düşük tam eşel değerli basınç sensörleri.	94
Şekil 4.14 : AMCA 210 standardına göre lüle boyutları.	94
Şekil 4.15 : Lülelerin aşağı akım kısmından görünümü.	95
Şekil 4.16 : Lülelerin yukarı akım kısmından görünümü.	96
Şekil 4.17 : Üç delikli basınç probu.	96
Şekil 4.18 : Üç delikli prob kalibrasyonu.	97
Şekil 4.19 : Üç delikli probun boyutsuz açı katsayısı dağılımı.	98
Şekil 4.20 : Üç delikli probun boyutsuz toplam basınç katsayısı dağılımı.	99
Şekil 4.21 : Üç delikli probun boyutsuz statik basınç katsayısı dağılımı.	99
Şekil 4.22 : Kiel prob.	100
Şekil 4.23 : Fotoelektrik sensör.	101
Şekil 4.24 : Bağlı nem sensörü.	102
Şekil 4.25 : Deney sisteminde kullanılan yardımcı fan ve frekans invertörü.	103
Şekil 4.26 : Deney sisteminin şematik görünümü.	104
Şekil 4.27 : Travers mekanizması.	105
Şekil 5.1 : HAD uygulamalarına ait akış şeması.	109
Şekil 5.2 : Çözüm ağı topolojisi.	110
Şekil 5.3 : Çözüm ağı sıklığının referans fanların çıkış bölgelerindeki toplam basınç dağılımlarına etkisi: (a)BF050. (b)BF035.	112
Şekil 5.4 : BF050'ye ait çözüm ağı.	112
Şekil 5.5 : Çözüm hacminin meridyenel kesit görünümü.	113
Şekil 5.6 : Çözüm hacmi.	114
Şekil 5.7 : Kararsız çalışma durumu.	116

Şekil 5.8 : Önerilen sınır koşulları [101].	118
Şekil 5.9 : Çıkış sınır koşulunun tasarım debisinde, ortalama yarıçaptaki basınç dağılımına etkisi.	119
Şekil 5.10 : Soldan sağa üniform basınç, ortalama statik basınç, radyal denge ve opening sınır koşulları için çıkış yüzeyinde ($Z=0,5$ m) elde edilmiş eş basınç eğrileri.	120
Şekil 5.11 : Soldan sağa üniform basınç, ortalama statik basınç, radyal denge ve opening sınır koşulları için $Z=0,35$ m yüzeyinde elde edilmiş eş basınç eğrileri.	121
Şekil 5.12 : Soldan sağa üniform basınç, ortalama statik basınç, radyal denge ve opening sınır koşulları için $Z=0,2$ m yüzeyinde elde edilmiş eş basınç eğrileri.	121
Şekil 5.13 : Soldan sağa üniform basınç, ortalama statik basınç, radyal denge ve opening sınır koşulları için $Z=0,07$ m yüzeyinde elde edilmiş eş basınç eğrileri.	121
Şekil 5.14 : Türbülans modelinin etkisi.	122
Şekil 6.1 : Test bölümü.	126
Şekil 6.2 : 0,5 kök/kanat ucu oranına sahip referans fanın (BF050): (a)toplam basınç artış katsayısı karakteristikleri. (b)verim karakteristikleri.	127
Şekil 6.3 : (a)Yerel toplam basınç artışı katsayısı. (b)Mutlak akış açısı. (c)Boyutsuz eksenel hız.	128
Şekil 6.4 : Tasarım debisinde hedeflenen: (a)Yerel toplam basınç artışı katsayısının. (b)Mutlak akış açısının. (c)Boyutsuz eksenel hızın radyal yönde değişimi.	129
Şekil 6.5 : Tasarım debisinde, BF050 için kanadın orta ve uç bölümlerinde elde edilmiş ölçekli hız üçgenleri.	131
Şekil 6.6 : BF050 fanına ait meridyenel akım çizgileri: (a) $\Phi = 0,094$. (b) $\Phi = 0,16$. (c) $\Phi = 0,28$ (tasarım debisi).	132
Şekil 6.7 : 0,35 kök/kanat ucu oranına sahip referans fanın (BF035): (a)Toplam basınç artış katsayısı karakteristikleri. (b)Verim karakteristikleri.	132
Şekil 6.8 : Referans fanların tasarım debilerinde elde edilmiş akım çizgilerinin meridyenel düzlem üzerine izdüşümleri: (a)BF050. (b)BF035.	133
Şekil 6.9 : Referans fanların tasarım debilerinde veterin ortasında elde edilmiş eş eksenel hız eğrileri: (a)BF050. (b)BF035.	133
Şekil 6.10 : BF035 fanının tasarım debisinde elde edilmiş toplam basınç artış katsayısının radyal yöndeki değişimi.	134
Şekil 7.1 : Referans fanın ve kaydırma uygulanmış fanların katı model görünümleri.	135
Şekil 7.2 : Referans fanın ve kaydırma uygulanmış fanların meridyenel düzlemdeki görünümleri.	135
Şekil 7.3 : (a)Öne doğru ve (b)arkaya doğru kaydırma uygulanmış fan rotorlarının HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri.	137
Şekil 7.4 : Tasarım debisinde fan girişindeki eksenel hız dağılımları (0,50 göbek/uç oranı).	139
Şekil 7.5 : Düşük debide ($\Phi = 0,16$) meridyenel hız vektörleri: (a)BF050. (b)FS050-45. (c)BS050-45.	140
Şekil 7.6 : BF050'ye ait hücum kenarı ve kanat ucu girdapları.	141
Şekil 7.7 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (kanat yüksekliğinin %10'u - göbeğe yakın-).	142
Şekil 7.8 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (kanat yüksekliğinin	

%90'ı - kanat ucuna yakın-).	142
Şekil 7.9 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (ortalamayarıçap)143	
Şekil 7.10 : Yerel toplam basınç artış katsayısı (tasarım debisi - $\Phi d = 0,28$ -).	143
Şekil 7.11 : Yerel toplam basınç artış katsayısı (düşük debi - $\Phi = 0,16$ -).....	144
Şekil 7.12 : Yerel toplam basınç artış katsayısı (yüksek debi - $\Phi = 0,38$ -).	145
Şekil 7.13 : Tasarım debisinde kanat yüzeyleri üzerinde akış yörüngeleri: (a)BF050. (b)FS050-45. (c)BS050-45. (d)BF050. e)FS050-45. (f)BS050-45.	146
Şekil 7.14 : Tasarım debisi için kanat ucu boşluğu bölgesindeki hız vektörleri: (a)BF050. (b)FS050-45. (c)BS050-45.....	147
Şekil 7.15 : Hücüm kenarı kaydırması uygulanmış fanların r-z düzlemindeki (meridyenel düzlem) görünümleri.	149
Şekil 7.16 : Hücümkenarı kaydırması uygulanmış fanların perspektifgörünümleri	150
Şekil 7.17 : Yerel toplam basınç artışı katsayısının kanat yüksekliği boyunca değişimi.	151
Şekil 7.18 : Tasarım debisinde kanat emme kenarı üzerindeki eş basınç eğrileri: (a)Referans fan. (b)Dışbükey HK. (c)İçbükey HK.	152
Şekil 7.19 : Kanat yüksekliğinin %10'unda kanat üzerindeki basınç dağılımları...	153
Şekil 7.20 : Kanat yüksekliğinin %50'sinde kanat üzerindeki basınç dağılımları. ..	153
Şekil 7.21 : Kanat yüksekliğinin %90'ında kanat üzerindeki basınç dağılımları.....	154
Şekil 7.22 : Öne doğru kaydırma uygulanmış fan rotorlarının HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,35 göbek/uç oranı).....	156
Şekil 7.23 : Tasarım debisinde fan girişindeki eksenel hız dağılımları.	156
Şekil 7.24 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (kanatyüksekliğinin %10'u - göbeğe yakın-).	157
Şekil 7.25 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (kanatyüksekliğinin %90'ı - kanat ucuna yakın-).	158
Şekil 7.26 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (ortalama yarıçap).	158
Şekil 7.27 : Toplam basınç artışı (tasarım debisi - $\Phi d = 0,33$ -).	159
Şekil 7.28 : Toplam basınç artışı (düşük debi - $\Phi = 0,20$ -).	159
Şekil 7.29 : Toplam basınç artışı (yüksek debi - $\Phi = 0,46$ -).	160
Şekil 7.30 : Tasarım debisinde BF035 ve FS035-45 fanlarının kanatlarının sırasıyla (a) ve (b) emme yüzeyleri, (c) ve (d) ise basma yüzeyleri üzerindeki yörüngeler.	160
Şekil 7.31 : Tasarım debisi için kanat ucu boşluğu bölgesindeki hız vektörleri: (a)BF035. (b)FS035-45.	161
Şekil 8.1 : (a)45° pozitif öteleme uygulanmış fanın (PD050-45) fotoğrafı ve katı modeli. (b)45° negatif öteleme uygulanmış fanın katı modeli (ND050-45).	163
Şekil 8.2 : (a)Negatif ve (b)pozitif yönde öteleme uygulanmış fan rotorlarının HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri(0,50 göbek/ kanat ucu oranı için).	165
Şekil 8.3 : Deney ve HAD yöntemiyle elde edilmiş toplam basınç artış katsayısı karakteristikleri: (a)BF050. (b)PD050-45. HAD ile elde edilmiş aerodinamik verim karakteristikleri: (c)BF050 ve PD050-45.	167
Şekil 8.4 : BF050 ve PD050-45'in deneysel ve sayısal yöntemlerle edilmiş yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (düşük debi).	168
Şekil 8.5 : Düşük debide ($\Phi = 0,16$), kanat ucunda, teğetsel yönde sabit açısıl düzlemlerde, HAD yöntemi ile dönen koordinat sisteminde elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri: (a)BF050. (b)PD050-45.	169

Şekil 8.6 : Düşük debide ($\Phi = 0,16$): (a)Meridyenel düzlem üzerinde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri. (b)Fırar kenarında eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri.	170
Şekil 8.7 : BF050 ve PD050-45'in deneysel ve sayısal yöntemlerle elde edilmiş yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (tasarım debisi).	172
Şekil 8.8 : Tasarım debisinde ($\Phi = 0,28$), kanat ucunda, teğetsel yönde sabit açılarda, HAD yöntemi ile dönen koordinat sisteminde elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri: (a)BF050. (b)PD050-45.	172
Şekil 8.9 : Tasarım debisinde ($\Phi = 0,28$): (a)Meridyenel düzlem üzerinde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri. (b)Fırar kenarında eş eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri.	173
Şekil 8.10 : 45° pozitif yönde öteleme uygulanmış fanın (PD035-45) (a)fotoğrafı. (b)katı modeli.	175
Şekil 8.11 : Pozitif yönde öteleme uygulanmış fan rotorlarının HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,35 göbek/kanat ucu oranı için).	175
Şekil 8.12 : Deneysel ve sayısal toplam basınç artış katsayısı karakteristikleri: (a)BF035. (b)PD035-45. HAD ile elde edilmiş aerodinamik verim karakteristikleri: (c)BF035 ve PD035-45.	176
Şekil 8.13 : BF035 ve PD035-45'in deneysel ve sayısal yöntemlerle edilmiş yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (düşük debi- $\Phi = 0,20$).....	177
Şekil 8.14 : Düşük debide ($\Phi = 0,20$), kanat ucunda, teğetsel yönde sabit açılarda, HAD yöntemi ile dönen koordinat sisteminde elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri: (a)BF035. (b)PD035-45.	177
Şekil 8.15 : Düşük debide ($\Phi = 0,20$): (a)Meridyenel düzlem üzerinde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri. (b)Fırar kenarında eş eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri.	178
Şekil 8.16 : BF035 ve PD035-45'in deneysel ve sayısal yöntemlerle elde edilmiş yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (tasarım debisi).	179
Şekil 8.17 : Tasarım debisinde ($\Phi = 0,33$), kanat ucunda, teğetsel yönde sabit açılarda, HAD yöntemi ile dönen koordinat sisteminde elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri: (a)BF035. (b)PD035-45.	180
Şekil 8.18 : Tasarım debisinde ($\Phi = 0,33$): (a)Meridyenel düzlem üzerinde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri. (b)Fırar kenarında eş eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri.....	181
Şekil 9.1 : (a)Eksenel kaydırma uygulanmış, (b)45° pozitif öteleme uygulanmış (PD050-45), 0,50 göbek/uç oranına sahip fanın meridyenel düzlemdeki ve perspektif görüntüleri.....	186
Şekil 9.2 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,50 göbek/kanat ucu oranı için).	187
Şekil 9.3 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun HAD hesaplamaları ile elde edilmiş verim eğrisi (0,50 göbek/kanat ucu oranı için).	187
Şekil 9.4 : Kanat yüksekliğinin %10'unda kanat üzerinde basınç dağılımları.....	189
Şekil 9.5 : Kanat yüksekliğinin %50'sinde kanat üzerinde basınç dağılımları.....	189
Şekil 9.6 : Kanat yüksekliğinin %90'ında kanat üzerinde basınç dağılımları.	190
Şekil 9.7 : BF050'nin ve eksenel kaydırmaya sahip fanın yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (tasarım debisi).....	191
Şekil 9.8 : Eksenel kaydırmaya sahip fanın (0,50 göbek/kanat ucu oranı) fırar kenarını kesen konik yüzeyde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri	

(tasarım debisi).	191
Şekil 9.9 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun prototip ve katı model görünümü (0,35 göbek/kanat ucu oranı için).....	192
Şekil 9.10 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,35 göbek/kanat ucu oranı için) 192	
Şekil 9.11 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun HAD hesaplamaları ile elde edilmiş verim eğrisi (0,35 göbek/kanat ucu oranı için).	193
Şekil 9.12 : Kanat yüksekliğinin %10'unda kanat üzerinde basınç dağılımları.	194
Şekil 9.13 : Kanat yüksekliğinin %50'sinde kanat üzerinde basınç dağılımları.	194
Şekil 9.14 : Kanat yüksekliğinin %90'ında kanat üzerinde basınç dağılımları.	195
Şekil 9.15 : BF035'in ve eksenel kaydırmaya sahip fanın yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (tasarım debisi).	195
Şekil 9.16 : Eksenel kaydırmaya sahip fanın (0,35 göbek/kanat ucu oranı) firar kenarını kesen konik yüzeyde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri (tasarım debisi).	196
Şekil A.1 : Basınç sensörlerinin kalibrasyon eğrileri:(a)SDP1000D(b)DPT2500D 208	
Şekil A.2 : Basınç sensörlerinin kalibrasyon eğrileri:(a)Climsense1(b)Climsense2208	
Şekil A.3 : Comet T3111 sıcaklık-bağıl nem sensörünün kalibrasyon eğrileri.	208
Şekil B.1 : 0,50 göbek/kanat ucu oranına sahip fanın kanat profillerinin eksenel doğrultuda kaydırılması sonucunda, tasarım debisinde ($\Phi = 0,28$), kanat ucunda elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri.	209
Şekil B.2 : 0,35 göbek/kanat ucu oranına sahip fanın kanat profillerinin eksenel doğrultuda kaydırılması durumunda, tasarım debisinde ($\Phi = 0,33$), kanat ucunda elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri.	209
Şekil C.1 : Eksenel kaydırma uygulanmış fanların meridyenel düzlemde HAD yöntemiyle elde edilmiş eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri.	210

KANAT PROFİLİ DİZİLİMİ BİÇİMLERİNİN EKSENEL FANLARIN PERFORMANSINA ETKİLERİ

ÖZET

Geçmiş yıllarda, eksenel fan tasarımı sırasında genellikle kanat profilleri ağırlık merkezlerinden geçen radyal bir doğru üzerinde dizilirken, son yıllarda tasarlanan fanlarda, profiller veter doğrultusunda kaydırılarak (sweep) ya da vetere dik doğrultuda ötelenerek (dihedral), profillerin dizildiği eğrinin üç boyutlu şekiller alması sağlanmıştır. Günümüzde bilgisayar kapasitelerinin ve hızlarının giderek artması, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemlerini popüler hale getirmiş, deneysel yöntemle göre daha hızlı ve daha düşük maliyetlerle turbomakina performanslarının iyileştirilmesine olanak tanımıştır. Ayrıca HAD yöntemi akış bölgesinin her noktasındaki hız ve basınç alanını vermektedir. Eksenel fanlar içerisindeki üç boyutlu akışın HAD yöntemi ile detaylı bir biçimde elde edilmesi, kaydırma ve öteleme gibi kanat geometrisi değişikliklerin fan performansına etkilerinin incelenmesine olanak tanımış, bunun sonucunda fanın kanat profillerinin dizildiği eğri nispeten çalışılması pratikleşen bir tasarım parametresi haline gelmiştir.

Literatürde bulunan kaydırma ve öteleme ile ilgili çalışmalar birbirinden tamamen bağımsız kriterlere göre tasarlanmış turbomakinalar içindir. Bir turbomakina tasarımında rol oynayan parametre sayısının çok fazla olması ise, kaydırmanın ve ötelemenin turbomakina performansına etkilerinin farklı, hatta kimi durumlarda çelişen sonuçlar doğurmasına yol açmıştır. Literatürde kaydırma ve ötelemenin sistematik bir şekilde ele alındığı bir çalışma bulunmamaktadır.

Bu çalışmada, kaydırmanın (sweep) ve ötelemenin (dihedral) eksenel fanların performanslarına etkilerinin daha iyi anlaşılabilmesi amacıyla, kanat profillerinin farklı biçimlerde dizildiği çeşitli fanlar sistematik biçimde tasarlanmıştır. Tasarlanan fanların aerodinamik performansları deneysel ve sayısal yöntemler kullanılarak incelenmiştir.

Çalışma kapsamında tasarlanan fanların içerisindeki akış, bir HAD yazılımı kullanılarak, hesaplanmıştır. Deneysel yöntem ile fan performansının elde edilmesi için ise, endüstriyel fan deneyleri için kullanılan AMCA 210 standardına uygun, 400 mm çapa kadar her türlü fanın (eksenel, radyal vb.) performans deneylerinin yapılabildiği bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilerek kullanılmıştır. Çalışma süresince tasarlanan fanlardan dört adedinin performansını ve detaylı ölçümlerini içeren deneyleri, HAD sonuçlarını sınamak amacıyla bu düzende gerçekleştirilmiştir. Fanın içerisinden geçen akışkanın hacimsel debisi, deney düzeneği içerisindeki lüleler vasıtasıyla ölçülmüştür. Fanın toplam basınç artışını belirlemek için ise, fan çıkışında, üç delikli bir basınç probu ve Kiel prob yardımıyla, radyal doğrultuda basınç taramaları yapılmıştır.

Kaydırma ve ötelemenin etkilerini incelemek için ilk olarak 0,50 göbek/uç yarıçapı oranına sahip eksenel bir fan tasarlanmış, HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) araçları kullanılarak optimize edilmiştir. Bu fanın (referans fan) kanatlarına önce 30°

ve 45° açılarda öne doğru (forward sweep) ve arkaya doğru (backward sweep) kaydırma uygulanmıştır. Fanların kararlı ve kararsız çalışma aralığını kapsayacak debilerde, aerodinamik performansları ve kanatları arasındaki akış yapıları hesaplanmıştır. Arkaya doğru kaydırmanın, düşük debilerde fanın toplam basıncını ve verimini azalttığı, tasarım debisinde ve yüksek debilerde ise bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Öne doğru kaydırmanın ise düşük debilerde, fanın toplam basınç artışını ve verimini arttırdığı görülmüştür. Ayrıca öne doğru kaydırmanın kanat ucunda aerodinamik yükü azaltarak kanat ucu girdabının etkisinin azaltılmasında etkili olduğu anlaşılmıştır. Tasarım debisinde fanın performansını etkilemezken, öne doğru kaydırmanın yüksek debilerde ise toplam basınç artışı ve verimin bir miktar düşmesine neden olduğu görülmüştür.

Çalışmanın bir sonraki bölümünde, referans fana hücum kenarı kaydırması uygulanmıştır. Fanın kanat profilleri meridyenel düzlemde yalnızca eksenel yönde kaydırılarak (axial sweep), referans fanın hücum kenarının içbükey ve dışbükey şekiller alması sağlanmış, elde edilen iki fanın, performansı ve akış yapısı tasarım debisinde HAD yönteminden faydalanarak incelenmiştir. Dışbükey hücum kenarına sahip fanın toplam basınç artışının ve veriminin azaldığı, içbükeye sahip olanın ise referans faninkilerle yaklaşık olarak aynı kaldığı görülmüştür. Kaydırma ve eksenel kaydırma uygulanmış fanların akış yapılarının detaylı bir biçimde incelenmesi sonucunda, tasarım debisinde, fan göbeğine ya da kanal çeperine yakın bölgelerde, yukarı akım yönünde kaydırmanın kanat aerodinamik yükünü azalttığı, aşağı akım yönünde kaydırmanın ise arttırdığı görülmüştür. Bu nedenle öne doğru kaydırma, kanat ucu girdabının zayıflamasını sağlamaktadır. Öne doğru kaydırma neticesinde, kanat ucunda toplam basınç artışının azalıp, kanat göbeğinde artması, fanın toplam basınç artışının referans fanınki ile aynı kalmasına neden olmuştur.

Kaydırmadan sonra, referans fanın kanatlarına 30° ve 45° açılarda pozitif ve negatif öteleme (dihedral) uygulanmıştır. Negatif ötelemenin fanın performansına olumlu bir etkisine rastlanmamıştır. Pozitif öteleme ise, tasarım debisinde ve fanın kararlı çalıştığı debilerde toplam basınç artışını ve verimi azaltırken, düşük debilerde arttırmıştır. Bunun neticesinde, referans fanın performans eğrisinde sahanlık şeklini aldığı (fanın kararsız çalıştığı) bölge ortadan kaybolmuş ve fanın toplam basınç artış eğrisi dikleşmiştir. Bu ise, fanın kararlı çalıştığı debi aralığının önemli miktarda genişlemesi anlamına gelmektedir. Ötelemenin etkisiyle, radyal doğrultuda, kanal çeperi yönünde oluşan hız bileşeninin, düşük debilerde, kanadın o debilerde iş yapmayan üst bölümünün iş yapmasını sağladığı ve kanadın bu bölümünde oluşan ters akışları ortadan kaldırmaya yardımcı olduğu görülmüştür. Ancak bu kez de kanadın kök kısmında akış ayrılmaları oluşmuş ve bu bölgeden akışkan geçememiştir. Neticede tasarım debisinde performans artışı sağlanamamıştır.

Öteleme ve kaydırmanın etkilerinin göbek/uç oranı ile değişimini incelemek için 0,50 göbek/uç yarıçapı oranlı referans fan esas alınarak, fan kanatlarının boyutsuz eş yüksekliklerinde, kanat profili etrafındaki basınç katsayısı (C_p) dağılımının aynı olduğu, 0,35 göbek/uç yarıçapı oranlı ikinci bir referans fan tasarlanmıştır. Bu fanın tasarım debisinde, ortalama eksenel hız ilk referans fanınki ile aynı olacak şekilde seçilmiş, fan göbeği küçüldüğü için ise tasarım debisi bir miktar artmıştır. Bu fana da kaydırma ve öteleme uygulanmış ve ilki ile benzer sonuçlar elde edilmiştir.

Son olarak ötelemenin düşük debilerdeki olumlu etkilerinin korunduğu ve aynı zamanda tasarım debisinde performansın azalmadığı bir fan kanadı, öteleme ve kaydırma referans fan kanadına birlikte uygulanarak elde edilmeye çalışılmıştır.

Pozitif öteleme ile aynı meridyenel geometriyi verecek biçimde, eksenel kaydırma uygulanmış ve hem 0,50 hem de 0,35 göbek/uç yarıçapı oranlı fanda tasarım debisinde toplam basınç artışının referans fanınki ile aynı kaldığı ve fanın kararsız çalıştığı sahanlık bölgesinin ortadan kalktığı tasarım elde edilmiştir. Bu sonuçlar hızlı prototipleme ile imal edilen dört fandan bir tanesi olan, öteleme ve kaydırmanın bir arada uygulandığı bu fan ile yapılan deneysel çalışma ile de sınanmıştır.

Bu çalışmanın literatüre kattığı en temel yenilik, eksenel fanların performans eğrisinde bulunan kararsız bölgenin, fan kanatlarına pozitif ötemelenin uygulanması ile tamamen ortadan kalktığının ve dolayısıyla kararlı çalışma bölgesinin önemli bir miktarda genişlediğinin gösterilmesidir.

THE INFLUENCE OF DIFFERENT STACKING STYLES ON THE PERFORMANCE OF AXIAL FLOW FANS

SUMMARY

In earlier designs, the blade profiles of axial flow fans are stacked on a radial line. This line usually intersects with the center of gravity of the profiles whereas the stacking lines of more contemporary fan blades are usually three-dimensionally shaped. In the new designs, the blade profiles may be shifted in a direction parallel or perpendicular to the chord, namely sweep and dihedral, respectively. Nowadays, substantial increases in the capacity and speed of computers allow the use of Computational Fluid Dynamics (CFD) methods for calculations of turbomachinery performance faster and cheaper. CFD methods in general provide pressure and velocity components in every point of the flowfields. The use of CFD methods to calculate the three-dimensional flow inside axial fans provides the investigation of relevant parameters such as sweep and dihedral and their influence on the performance characteristics of axial flow fans. As a result, the stacking line of the blade profiles becomes a significant parameter that may significantly and positively influence the new designs.

In open literature, the investigations of the influence of sweep and dihedral on turbomachinery performance are performed using many different design approaches. The diversity of the parameters influencing the design of a turbomachine causes the influence of the sweep and dihedral on the performance of turbomachines to be radically different or in some cases, contrary. Moreover, a comprehensive study that involves systematic investigations of sweep and dihedral does not exist in open literature.

In this study, various fans with different stacking lines are designed systematically to contribute to the knowledge of the influence of sweep and dihedral on axial flow fan performance. The aerodynamic performances of the designed fans are studied by using experimental and numerical methods.

The three dimensional and turbulent flowfield through the designed fans are calculated by using a general purpose CFD code. An experimental test setup is designed and manufactured according to AMCA 210 standard that is commonly used for the performance tests of industrial fans. The designed setup allows performance tests of any type of fans (axial, radial, etc.) up to 400 mm diameter. In order to validate the CFD results, comprehensive sets of experimental measurements were performed in four different axial flow fans with different sweep and dihedral characteristics. The flowrate passing through the fan is measured by means of nozzles situated inside the test setup. A three-hole probe and a Kiel probe traverses in radial direction are performed for the total pressure distributions.

An axial fan with a 0.50 hub-to-tip ratio is designed first and optimized by using CFD tools in order to investigate the influence of sweep and dihedral. This fan is used as the reference fan for this study. Forward and backward sweep with 30° and

45° sweep angles are applied to the blades of the reference fan. The aerodynamic performances and flow fields of these fans are calculated in stall-free operational and stall range of the fans. Backward sweep is found to decrease the total pressure rise and the efficiency of the fan at low flow rates whereas it has no effect at high flow rates. Forward sweep increases the efficiency and the total pressure rise of the fan at low flow rates. Furthermore, forward sweep decreases the aerodynamic loading of the blade tip region thus; the aerodynamic influence of the tip vortex is decreased. At the design flow rate, forward sweep does not influence fan performance whereas at high flowrates, it causes a measurable decrease of total pressure rise and the efficiency of the fan.

In the next section of the study, a leading edge sweep is applied to the reference fan. The blade profiles of the reference fan are swept only in axial direction (axial sweep) and two different fans with concave and convex shaped leading edges are obtained. The performances and flow fields of these fans are investigated by using the CFD method at the design flowrate. The total pressure rise and the efficiency of the fan with convex leading edge are decreased whereas that of the fan with concave leading edge remains nearly the same with that of the reference fan. The detailed investigations of the flow fields inside both swept and axially swept fans show that, at the design flowrate, in the regions close to the hub and tip, sweep in upstream direction causes decrease of aerodynamic loading of the blade whereas the effect of the sweep in downstream direction is reverse. That is the reason of the weakening of the tip vortex in the case of forward sweep. The decrease of the local total pressure rise at the tip and increase of it at the hub in fans with forward swept blades cause the total pressure rise of the fan remains unchanged.

Positive and negative dihedral with 30° and 45° dihedral angles are applied to the blades of the reference fan. Negative dihedral does not show any positive effect on the fan performance. On the other hand, positive dihedral, which decreases the total pressure rise and efficiency at the design and high flow rates, increases these parameters at low flow rates. These positive effects at low flow rates remove the unstable region of the total pressure rise curve of the reference fan and this curve takes a steeper shape. Thus, the stall-free operational range of the fan is significantly extended. It is observed that positive dihedral induces a radial component of the velocity towards the tip region at low flowrates. In the reference fan, at low flowrates, the flow separation near the upper part of the blade prevents that part of the blade to perform work on the fluid. The induced radial velocity in the fans with dihedral provides a removal of the separated region at the upper part of the span and that part of the blade to perform work on the fluid at low flow rates. However, positive dihedral causes flow separation at the hub. Thus, no performance gain is observed at the design flow rate.

A second reference fan with 0.35 hub-to-tip ratio is designed in order to investigate the variation of the influence of the sweep and dihedral with the hub-to tip ratio. During the design, the pressure coefficient (C_p) distributions around the blade surfaces of the new reference fan are kept the same with that of the first reference fan at the same nondimensional spanwise positions. The design flowrate of the new reference fan is chosen so that the average axial velocity remains the same in both reference fans. Thus, the design flowrate of the second reference fan is higher than that of the first reference fan. Sweep and dihedral stackings are applied to the second reference fan in a manner similar to the first one and similar results are obtained.

Finally, it is aimed to design a fan with both sweep and dihedral which takes advantage of the effects of positive dihedral at low flowrates while keeping the total pressure rise the same with that of the reference fan. This goal is achieved by applying axial sweep to obtain the same meridional view with the fan with only dihedral. This special combination of sweep and dihedral provides the increase of the total pressure rise and efficiency at low flowrates without decreasing the total pressure rise at design flowrate for both 0.50 and 0.35 hub-to-tip ratio cases. These results are validated with the experimental measurements.

The originality of this study is the demonstration of the significant reduction of the unstable operational region found in total pressure rise characteristics of axial flow fans and the subsequent extension of the stall-free operational range of the fans owing to the application of positive dihedral to the fan blades.

1. GİRİŞ

Eksenel fanlar, endüstriyel proseslerin soğutma ve iklimlendirme tesisatları, ısı değiştiricileri, uçak motorları, bilgisayar soğutulması gibi birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Kullanımlarının bu derece yaygın olması, eksenel fanların performans karakteristiklerinin iyileştirilmesi çalışmalarını önemli kılmaktadır.

Geçmişte, eksenel fanların performans karakteristiklerini iyileştirmek amacıyla birçok parametre üzerinde çalışılmıştır. Yakın geçmişe kadar yapılan tasarımlarda, eksenel fanların kanat profilleri genellikle ağırlık merkezlerinden geçen radyal bir doğru üzerinde dizilmiştir. Kanat profili, kanat sayısı, kanat ucu boşluğu, kanat yükü, fanın göbek/uç yarıçapı oranı, Euler işinin radyal yöndeki dağılımı, kanat uzunluğu/veter boy oranı başta olmak üzere, birçok parametrenin fanın performansına etkileri açıklığa kavuşturulmuş ve buna bağlı olarak eksenel fanların verimleri yükselmiştir.

1980’li yıllardan sonra, bilgisayarların kapasiteleri ve hızları artmaya başlamış, bunun sonucunda ise HAD yöntemi turbomakinaların performanslarının belirlenmesinde popüler bir araç olarak kullanılmaya başlanmıştır. Bu yöntemin yaygın hale gelmesi, fanın kanatlarının deneysel yöntemle göre daha az maliyetle, akışa göre optimize edilmelerini sağlamıştır. HAD yönteminin ucuz ve hızlı olmasının yanında, fan içerisindeki akış bölgesinin tamamı içerisindeki akışı çözerek hız ve basınç alanını vermesi, deneysel yöntemle sonuç elde etmenin zor olduğu yeni parametrelerin, yukarıda bahsedilen parametrelere eklenmesini sağlamıştır. Bu parametrelerden biri de kanat profillerinin dizildiği eğrinin üç boyutlu şeklidir. Günümüzde tasarlanmış eksenel fanların birçoğunun kanatlarının bir bölümündeki profiller yukarı akıma, aşağı akıma, kanat dönüş yönüne, kanat dönüş yönünün tersi yöne doğru kaydırılmış ya da ötelenmiştir. Bunun sonucunda, kanat profillerinin dizildiği eğrinin şekli radyal bir doğru olmaktan çıkmış ve yeni bir parametre haline gelmiştir.

Kanat profillerini ötelemenin ve kaydırmanın fanın performansına etkileri literatürde çalışılmış ve fanın aerodinamik verimine, toplam basınç artışına, kararlı çalıştığı debi aralığına, gürültüye etkileri olabildiği görülmüştür. Ancak literatürde, kaydırma, öteleme ya da her ikisinin bir arada kanada uygulandığı sistematik bir çalışma bulunmamaktadır. Her farklı çalışmada, birbirinden bağımsız biçimde, farklı kriterlere göre tasarlanmış bir turbomakina referans alındığı için, birbiriyle çelişen sonuçlar da ortaya çıkmıştır.

Bu çalışmada, bir eksenel fanın kanatlarına değişik açılarda kaydırma ve öteleme uygulanmış ve bu uygulamaların fanın aerodinamik performansına ve kararlı çalışma aralığına etkileri, sistematik bir biçimde incelenmiştir. Çalışmaya yüksek verimli eksenel bir fan tasarlanarak başlanmış, bu fana çeşitli açılarda öne doğru ve arkaya doğru kaydırma ile pozitif ve negatif öteleme uygulanmıştır. Fanın göbek/uç çapları oranı da bir parametre olarak seçilmiş, tasarlanan ilk fan esas alınarak ilkinden daha küçük göbek/uç çapları oranına sahip ikinci bir referans fan tasarlanmış ve bu fana da öteleme ve kaydırma uygulanmıştır. Son olarak her iki referans fanın kanatlarına da kaydırma ve öteleme birlikte uygulanmıştır.

Çalışmada, HAD yönteminin yanında, deneysel çalışmalar da önemli bir yer tutmaktadır. HAD ile elde edilen sonuçların sınanması amacıyla, yukarıda geometrik özellikleri açıklanan, çalışma kapsamında tasarlanan, fanlardan dört tanesi hızlı prototipleme yöntemi ile imal edilerek performansları AMCA 210 standardına göre oluşturulan ve imal edilen deney düzeneğinde ölçülmüştür.

2. LİTERATÜR ÖZETİ VE TEZİN AMACI

Tezin bu bölümünde, ilk olarak fanlar ve fanların sınıflandırılması ile ilgili genel bilgiler verilmektedir. Daha sonra fanların performans karakteristikleri ve fanlar içerisindeki akışa ait aerodinamik kayıplar detaylıca anlatılmaktadır. Ardından, fan performansını belirlemek için kullanılan ölçüm teknikleri ve fan içerisindeki akışın hesaplanması için kullanılan HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yöntemleri ele alınmıştır. Bölümün sonraki kısımlarında ise, tezin konusu olan kaydırma (sweep) ve öteleme (dihedral) ile ilgili geçmişte yapılmış çalışmalara yer verilmiştir. Bölüm sonunda ise bu doktora tezinin amacı ve hipotezinin açıklanması yer almaktadır.

2.1 Fanlar İle İlgili Bilgiler

Bu alt bölümde ilk olarak fanların sınıflandırılması anlatılmış, daha sonra sırasıyla eksenel bir fan rotorunun performans karakteristikleri ve fan rotoru içerisindeki akışın aerodinamik kayıpları açıklanmıştır.

2.1.1 Fanların sınıflandırılması

Fanın içerisinde geçen havanın, girişinden çıkışına doğru izlediği yola göre bir sınıflandırma yapılırsa, fanlar temel olarak dört çeşide ayrılabilir [1] :

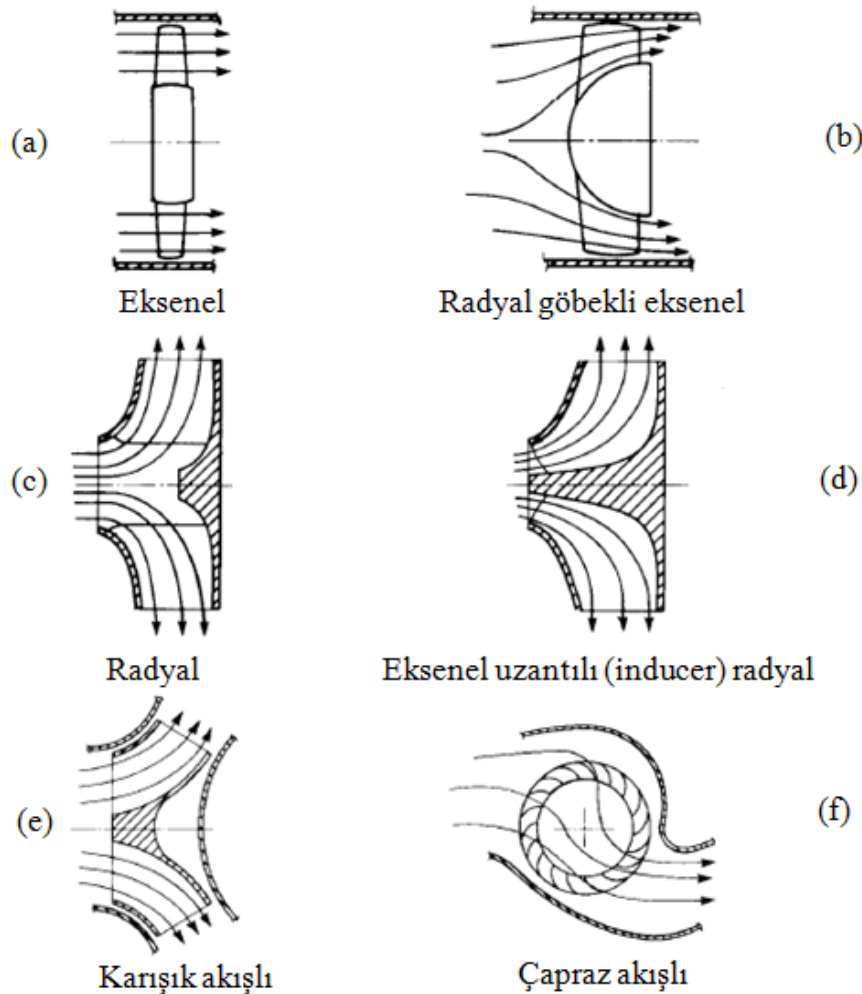
Eksenel Fanlar: Eksenel fanlarda (Şekil 2.1a) akışın izlediği yol fanın dönme eksenine paraleldir ve dolayısıyla radyal bir hız bileşeni oluşmayacak varsayımı ile tasarım yapılır. Ancak fanın göbek bölümünde eğrilik yaratılarak radyal hız bileşeninin de oluşturulduğu tasarımlar vardır (Şekil 2.1b).

Radyal Fanlar: Radyal fanlarda ise akışkan fana eksenel doğrultuda girmekte ve radyal doğrultuda çıkmaktadır. Şekil 2.1c'de radyal bir fanın meridyenel görünümü verilmiştir. Fan göbeği, girişe doğru uzatılarak akışın daha az aerodinamik kayıp ile çark içinde yönlendirilebileceğinin iddia edildiği tasarımlar da literatürde vardır [2]. Şekil 2.1d'de bu tip bir çarkın meridyenel görünümü verilmiş olup, çark girişinde

kanatların arasında akışın aksenal doğrultuda ilerlediği bölge literatürde "inducer" olarak adlandırılmaktadır.

Karışık Akışlı Fanlar: Karışık akışlı fanlarda, hava fana aksenal bir şekilde girmekte ve hem radyal hem de aksenal hız bileşenine sahip bir şekilde fanı terk etmektedir (Şekil 2.1e).

Çapraz Akışlı Fanlar: Çapraz akışlı fanlarda (Şekil 2.1f), hava, büyük yarıçaptan fanın dönme ekseninin merkezine doğru hareket ederken kanatların içinden geçip merkez hizasına vardıkdan sonra bu defa büyük yarıçaplara doğru ilerleyerek ikinci bir kez kanatların arasından geçerek fanın dışına çıkmaktadır.



Şekil 2.1 : Fanların sınıflandırılması [1]: (a)Eksenal. (b)Radyal göbekli aksenal. (c)Radyal. (d)Eksenal uzantılı radyal (e)Karışık akışlı. (f)Çapraz akışlı.

Yukarıda bahsedilen dört çeşit fanın kullanım yerleri birbirinden farklıdır. Örneğin, Şekil 2.2a'da radyal, karışık akışlı ve aksenal fanların boyutsuz karakteristik eğrileri gösterilmiştir. Bu eğriler boyutsuz basma yüksekliği (Ψ) ve verimin (η), boyutsuz debi sayısı (Φ) ile değişimini göstermektedir. Bu grafiklerden radyal akışlı fanların

düşük debi ve yüksek basma yüksekliği, eksenel akışlıların ise yüksek debi ve düşük basma yüksekliği değerlerinde maksimum verime sahip olduğu görülür. Burada boyutsuz basma yüksekliği Ψ ve debi sayısı Φ sırasıyla Denklem 2.1 ve 2.2'deki gibi tanımlanmaktadır:

$$\Phi = \frac{Q}{N(D)^3} \quad (2.1)$$

$$\Psi = \frac{gH}{(ND)^2} \quad (2.2)$$

Santrifüj makinaların geometrileri nedeniyle giriş alanının küçük olması, debinin sınırlı olmasına yol açarken, akışkan radyal doğrultuda hareket ederek daha büyük bir yarıçapta çarkı terk eder. Akışkanın izlediği yol doğrultusunda etkiyen merkezkaç kuvvetleri, basınç artışının eksenel makinalara göre daha fazla olmasına yol açmaktadır. Öte yandan, eksenel bir makinada, giriş alanının büyük olması sayesinde yüksek debiler sağlanabilmekte, sadece bağıl akışın yavaşlatılması ile sağlanan basınç artışı radyal makinalara göre küçük olmaktadır. Bu aynı zamanda kanat profilinin kaldırma katsayısının (C_L) aerodinamik performans nedenleriyle sınırlı olmasıyla da ilgilidir. Akışkan parçacıkları tasarım debisinde fan girişi ve çıkışı arasında aynı yarıçapta kalmakta olduğundan, eksenel fanlarda, merkezkaç kuvvetler etkisiyle bir basınç artışı gerçekleşmemektedir [3].

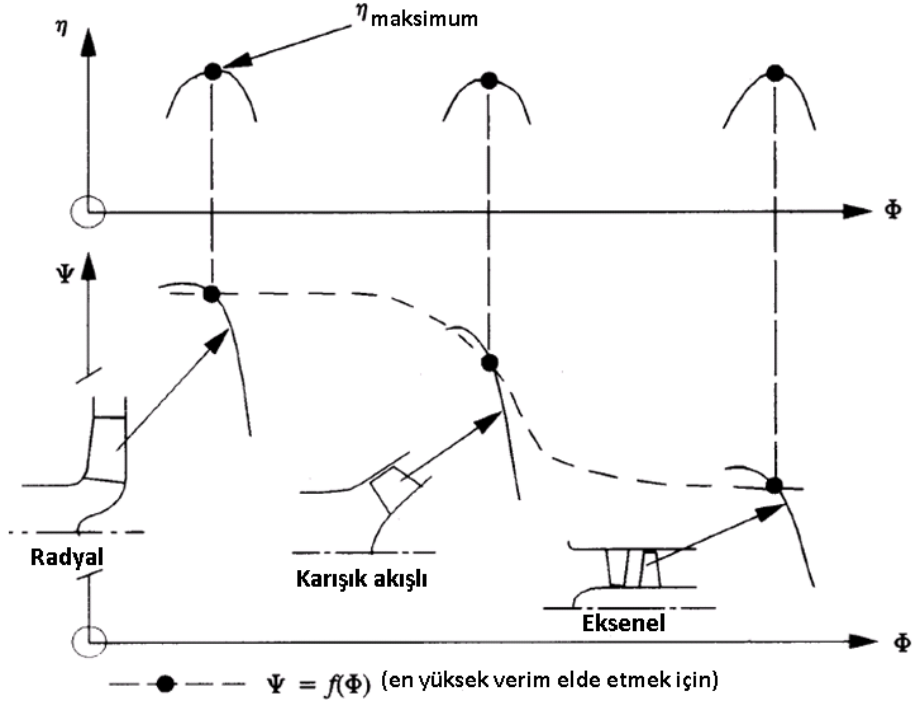
Tasarım aşamasında, makinanın ve dolayısıyla kanatların tipinin belirlenmesinde kullanılan en yaygın yaklaşım boyutsuz sayılardan yararlanmaktadır. Buckingham π teoremi ile elde edilen turbomakinalardaki akışa ait boyutsuz sayıların kullanımı ile aşağıda verilen iki özel boyutsuz sayı bulunabilir:

$$N_s = \frac{Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \quad (2.3)$$

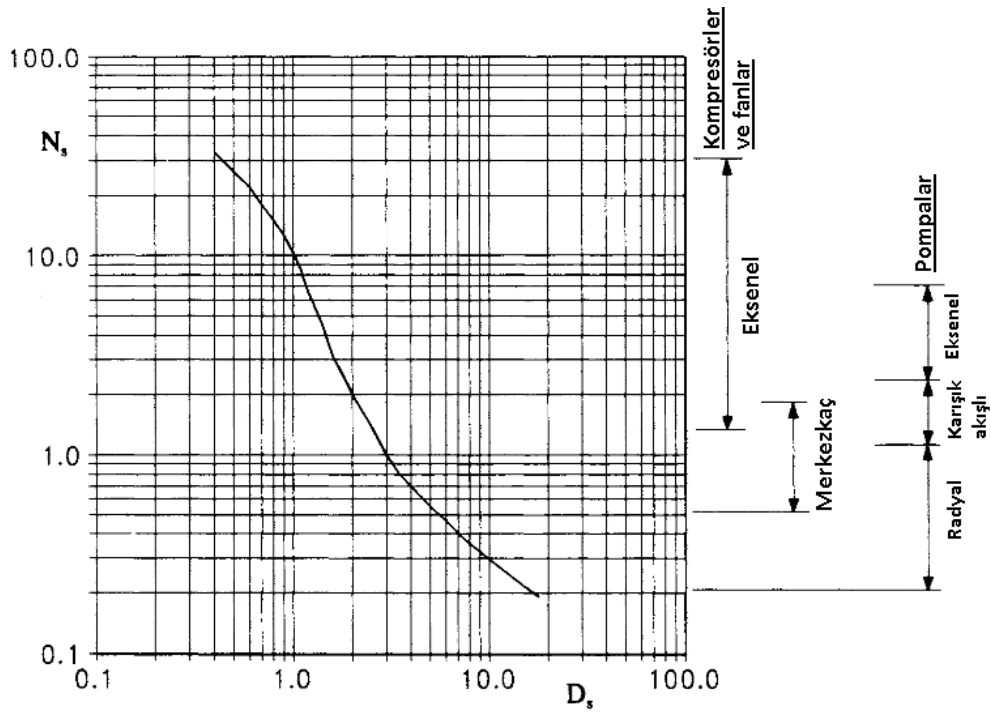
$$D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{(Q)^{1/2}} \quad (2.4)$$

Denklem 2.3 ile gösterilen N_s , "Özgül Hız", Denklem 2.4 ile gösterilen D_s ise "Özgül Çap" olarak adlandırılmaktadır. Cordier [4], Özgül Hız ve Özgül Çapı ilişkilendirerek Şekil 2.2b'de gösterilen Cordier Diyagramı'nı oluşturmuştur. Bu sayede genellikle tasarım girdileri olarak tanımlanan N, H, Q değerleri kullanılarak,

makinanın hem tipi belirlenebilmekte, hem de büyüklüğü (çark çapı- D) hesaplanabilmektedir.

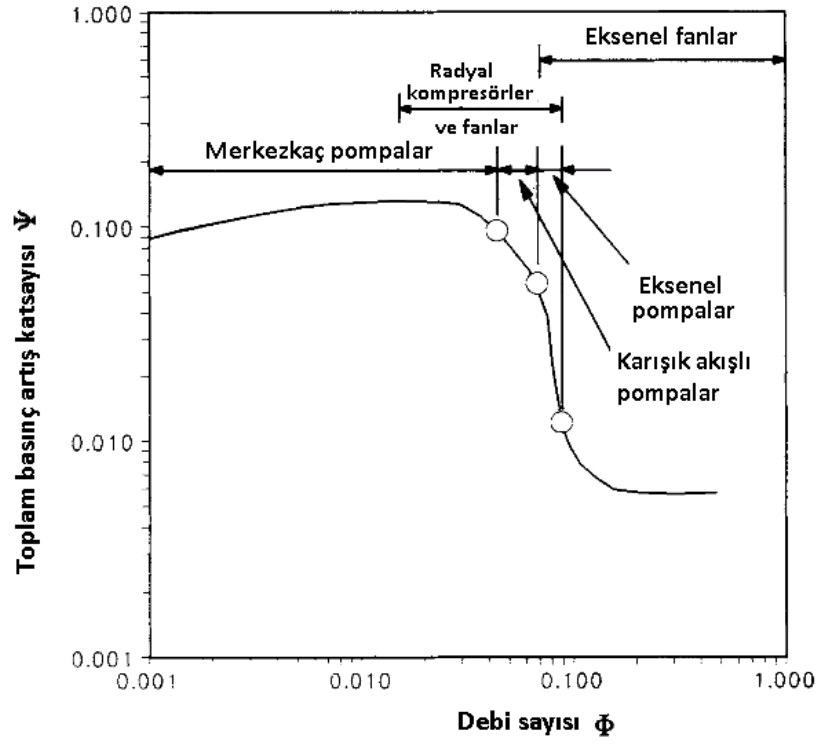


(a)

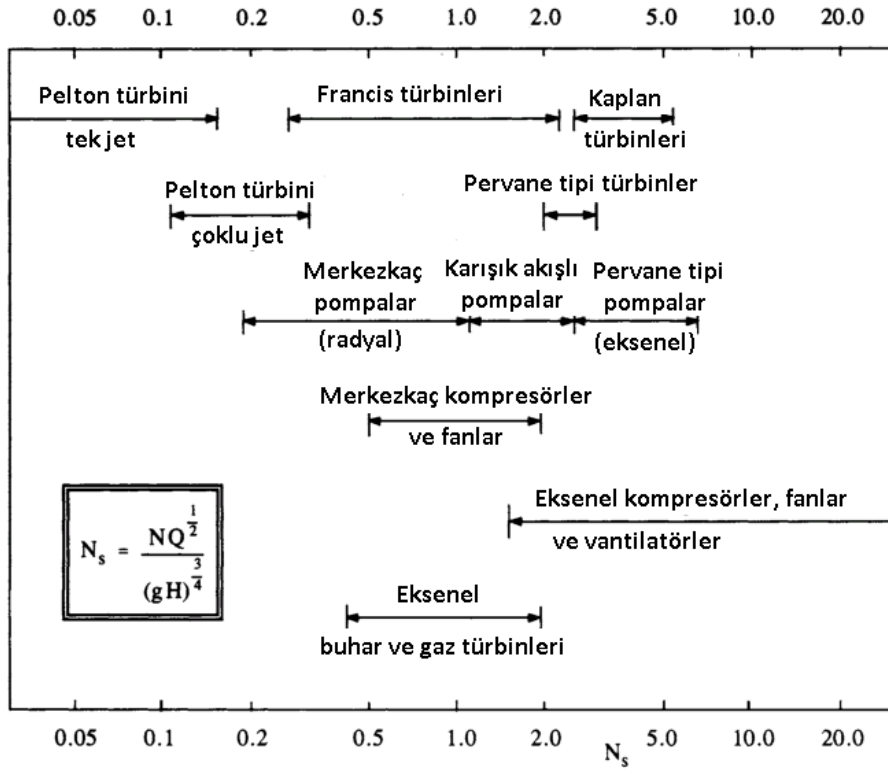


(b)

Şekil 2.2 : Özgül hız [3].



(c)



(d)

Şekil 2.2 (devam): Özgül hız [3].

Denklem 2.1, 2.2, 2.3 ve 2.4 düzenlenerek Denklem 2.5 ve 2.6 elde edilebilir:

$$\Phi = \frac{1}{N_s(D_s)^3} \quad (2.5)$$

$$\Psi = \frac{1}{N_s^2 D_s^2} \quad (2.6)$$

Bu sayede değişkenlerin boyutsuz basma yüksekliği ve boyutsuz debi sayısı olduğu, Cordier Diyagramı'nın bir eşdeğeri çizilebilir (Şekil 2.2c). Şekil 2.2c'de, karışık akışlı fan ve pompaların çok küçük bir debi aralığını kapsadığı görülmektedir. Csanady [5], Cordier Diyagramı'nı, sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz akışkanın enerji seviyesini arttıran ya da azaltan turbomakinaları kapsayacak ve kategorize edecek şekilde yeniden düzenlemiştir (Şekil 2.2d). Bu yaklaşımlar, tasarımın başlangıç aşamasında makinanın tipi, boyutları vb. belirlenmesinde büyük kolaylık sağlamaktadır.

Bu çalışmada ele alınan eksenel fanlar aşağıdaki şekilde sınıflandırılabilirler [6]:

Pervane tipi: En çok kullanılan fan tipi olup endüstriyel alanlarda ya da evlerde kirli ya da korozyif havanın dışarı atılmasında sıklıkla kullanılır:

Kanal tipi: Bu tip fanlar bir kanaldan hava emmek için kullanılır. Fan çıkışında hava dönel hız bileşenine sahip olduğundan basınç kaybına yol açacağından fan çıkışında kanal tercih edilmez. Eğer fanın kendi üzerinde bulunan giriş kanalı haricinde, girişte uzun bir kanal bulunmuyorsa fanın giriş kısmı venturi şeklinde akışa uygun biçimde tasarlanarak debinin %10-15 oranında artması ve gürültünün azalması sağlanabilir.

Doğrultucu kanatlı -çıkış difüzörlü- tip: Bu tip fanlarda rotorun çıkış kısmında doğrultucu kanatlar -difüzör- yer alır. Bu sayede rotor çıkışındaki teğetsel bileşen kazanmış ve kinetik enerjisi artmış olan hava, sabit kanatlar arasında yavaşlatılarak eksenel doğrultuya yönlendirilir. Mutlak akışın difüzör kanatları arasında yavaşlatılması, akışın kinetik enerjisinin basınç enerjisine dönüşmesine yol açar; dolayısıyla statik basınç artışı sağlanır. Bu durum, doğrultucu kanatlı tip eksenel fanların hem emme hem de üfleme uygulamalarında kullanılmasına olanak tanır. Yani fan, bir kanaldan emiş yapacak ya da bir kanala basma yapacak biçimde yerleştirilebilir.

İki kademeli tip: Bu tip fanlar ise, fanın sağladığı basıncı arttırmak amacıyla iki fanın arka arkaya bağlanmasıyla elde edilir. İki fan rotorunun arasında doğrultucu

kanat bulunabilir ya da fan rotorları, aralarında yönlendirici kanat kullanılmadan, kanatları akışa uygun şekilde yerleştirilerek ters yönde tahrik edilebilir.

Bu tezde çalışılan fanlar pervane tipi olup tek kademelidir ve doğrultucu kanada (çıkış difüzörüne) sahip değildir.

Son olarak tahrik biçimine göre bir sınıflandırma aşağıdaki şekilde yapılabilir [6]:

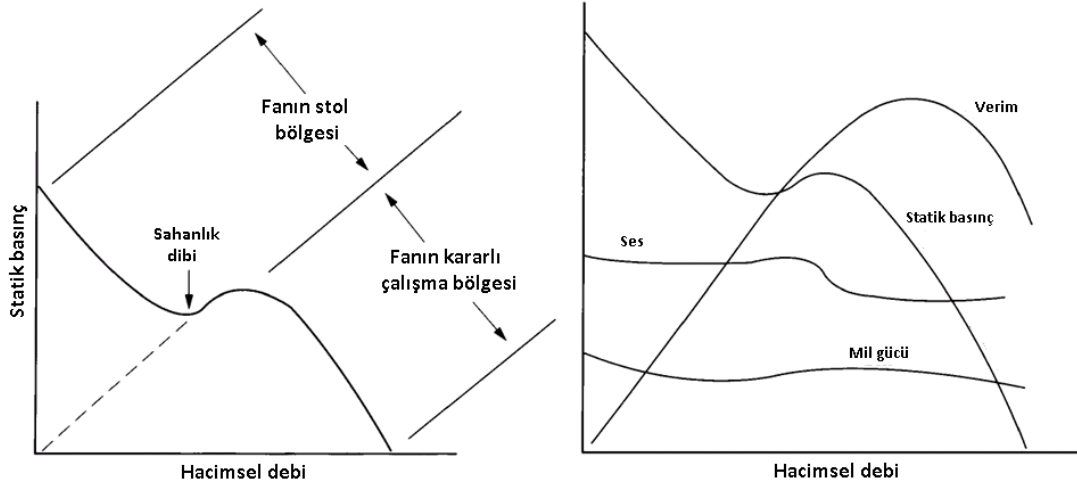
Kayış-kasnak ile tahrik: Bu tip tahriğin avantajı, kasnak çap oranını değiştirerek fanın dönme sayısının kolaylıkla değiştirilebilmesidir. Ayrıca büyük fan çaplarında, yine uygun kasnak oranı seçilerek, elektrik motorunun devir sayısı yüksek ve boyutu küçük tutulabilmekte, bu sayede maliyet azaltılmaktadır. Son olarak, hava elektrik motorunun üstünden doğrudan geçtiği için efektif soğutma sağlanmaktadır.

Doğrudan tahrik: Bu tip tahrik sistemlerinde ise daha az sayıda parçanın olması, hem ilk yatırım maliyetini hem de bakım maliyetini azaltmaktadır. Ayrıca kayış-kasnak sistemi mekanik sürtünmeler nedeniyle %10-15 civarında fazla enerji tüketimine neden olduğu için, doğrudan tahrik uygulamalarında verim daha yüksektir. Motorun fan merkezine yerleştirilip, kayış kasnak sistemine göre, akışı daha az bozması da verim açısından avantaj sağlar. Frekans invertörü kullanılmadığı takdirde, kayış-kasnak yönteminin sağladığı çalışma esnekliği ancak ayarlanabilir kanatlar vasıtasıyla yapılabilmekte, bu ise ekstra maliyete neden olmaktadır.

Sonuç olarak, özellikle düşük debilerde doğrudan tahrik daha az maliyetli ve daha verimli bir seçenektir. Bu tez kapsamında deneyleri yapılan fanların çapları nispeten küçüktür. Bu fanlar kanal tipi olup, elektrik motoru fana doğrudan bağlanmıştır. Fanların tasarımı ile ilgili ayrıntılar ileriki bölümlerde anlatılacaktır.

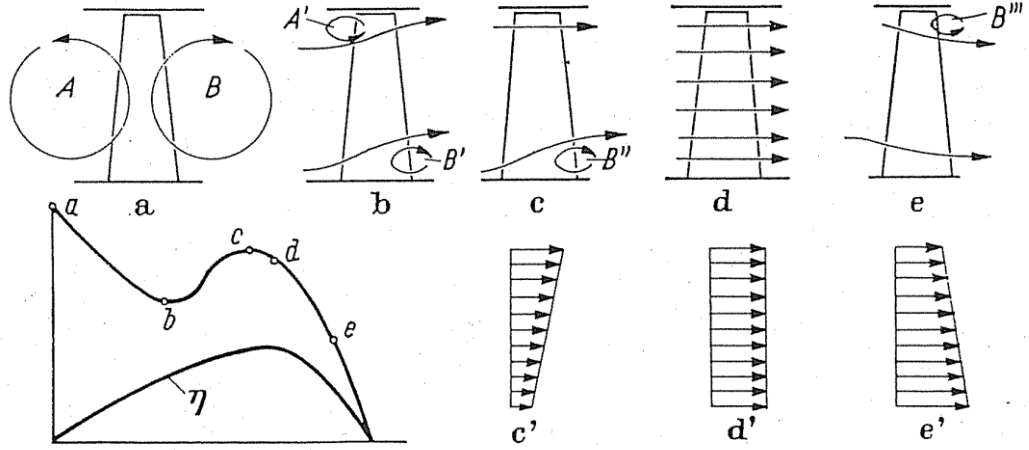
2.1.2 Eksenel fanların performans karakteristikleri

Fanların performans grafikleri, sabit devir sayılarında çalışma durumları için, toplam basınç (ya da statik basınç) artışının, veriminin ve mil gücünün debi ile değişimleri şeklinde gösterilir (Şekil 2.3).



Şekil 2.3 : Eksenel fan performans eğrileri [6].

Bir örneği Şekil 2.3'te gösterilmiş olan eksenel fan performans eğrisinin yapısının açıklanmasına, statik basınç artışının "0" olduğu en sağdaki noktadan başlanırsa, eğride sola (düşük debilere) gidildikçe, basıncın bir tepe noktasına kadar arttığı görülür. Bu noktaya kadar olan bölge, fanın kararlı çalışma bölgesidir. Fanın maksimum verimine bu bölge içinde ulaşılır. Bu bölge içerisinde, azalan debi ile hızın eksenel bileşeninin değişmesi, akışın hücum açısının fonksiyonu olan ve dolayısıyla basınç artışını belirleyen C_L kaldırma katsayısının artmasına yol açar (Kanat profili, hücum açısı ve C_L ile ilgili ayrıntılar ilerideki bölümlerde açıklanmaktadır). Fanın sağladığı basınç artışının maksimum olduğu tepe noktasında kanat profilinin maksimum C_L değerine ulaşılmıştır. Fan debisinin azaltılmasına devam edilirse, hücum açısı da artmaya devam eder ve akışkan kanadın emme yüzeyinden ayrılır. Bu noktada fanın kararsız çalışma bölgesine (stall'a) girdiği ifade edilir. Çalışmanın bundan sonraki bölümlerinde bu kararsız çalışma bölgesinden "stol" adıyla da bahsedilecektir. Fanın basınç artışı hızla düşmeye başlar. Eğer başka bir etki olmaz ise, Şekil 2.3'te kesikli çizgilerle gösterildiği gibi debi azaldıkça basınç artışı da sıfıra doğru yol alacaktır. Fanın basınç artışı-debi değişimi eğrisi, kanat profilinin C_L -hücum açısı değişimi eğrisine benzer bir eğilim gösterecektir. Ancak literatürde yer alan tüm performans eğrilerinde, Şekil 2.3'te sahanlık kısmının dip noktasına ulaşıldıktan sonra, basınç artışının, azalan debiye rağmen tekrar artmaya başladığı görülmektedir. Bu çalışma bölgesinde fan, düşük verime sahip bir karışık akışlı fan gibi çalışmaktadır. Akışkan fanın giriş kısmında fan kanatları arasına girdiğinde, kanatlar havayı merkezkaç kuvvetler etkisiyle yüksek yarıçaplara doğru savurmakta ve basınç artışına yol açmaktadır.

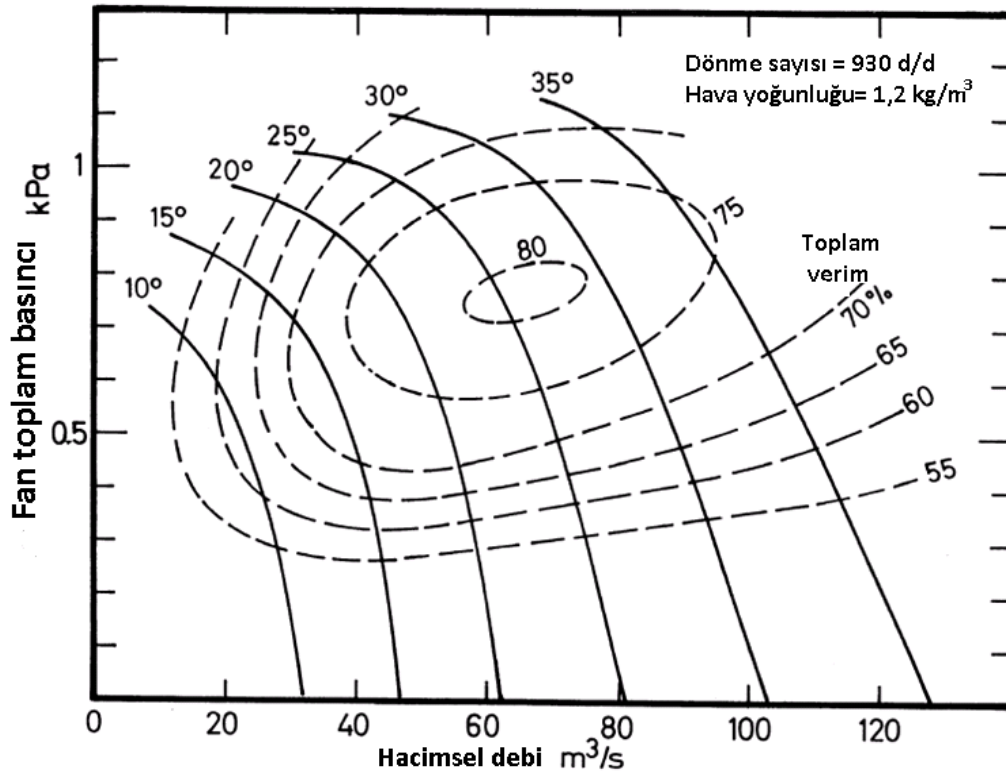


Şekil 2.4 : Fanın farklı çalışma bölgelerindeki akış yapısının kapsamlı gösterimi [7].

Şekil 2.4'te, bir eksenel fan performans eğrisi üzerindeki çeşitli çalışma noktalarına ait akış yapısı modellemeleri gösterilmektedir. Verimin maksimum olduğu tasarım noktasında (d noktası) akış özellikleri kesitler üzerinde düzgün yayılıdır. Yüksek debilerde ise (e noktası), akışkanın göbeğe doğru yönlendiği görülmektedir. Bu nedenle kanat ucunun bölgesinde (B''') ters akış (çevri, vorteks) meydana gelmektedir. En iyi verim noktasının solunda kalan bölgede ise, basınç artışı c noktasında bir yerel zirve yapmaktadır. Bu çalışma noktasında göbek bölgesinde, kanadın kaçış bölgesinde akış ayrışması gerçekleşmekte, bu ise bir vortekse (girdaba) neden olmaktadır (B''). Karakteristiğin sahanlık yaptığı bölgenin en dip kısmında (b noktası), göbekteki B'' girdabı daha da büyüyerek B' halini almakta ve buna ek olarak kanat ucu kısmında, giriş bölgesinde A' girdabı oluşmaktadır. Bu durumda akışkanın rotor içinden geçerken radyal bir hız bileşeni de vardır. Akışkan debisinin sıfır olduğu a noktasında ise göbek ve kanat ucundaki girdaplar çok büyüyerek (A ve B) kanadın emme ve basma yüzeylerini tamamen kaplamıştır. Bu noktada akıştan söz edilememesine rağmen en büyük basınç artışının bu bölgede olmasının nedeni, daha önce de açıklandığı gibi, akışkanın rotor içerisinde sadece dönme hareketi yapmasıdır. Başka bir deyişle, basınç artışı, radyal makinadakinden farklı değildir. c' , d' ve e' eksenel hız dağılımları incelendiğinde, tasarım noktasından uzaklaştıkça eksenel hız dağılımının düzgün yayılı yapısı bozulmakta ve hızın radyal bileşene sahip olmaya başladığı görülmektedir.

Performans eğrilerinden görüldüğü üzere sabit kanatlı ve sabit devirde çalışan bir eksenel fanın yüksek verimle çalıştığı debi aralığı nispeten sınırlıdır. Fan, sistem karakteristiği ile fan karakteristiğinin en iyi verim noktası civarında çalışması

durumunda yüksek verimle çalışır (tasarım debisi ve civarı). Sistem direncinin değişken olması halinde fanın yüksek verimle çalışmasını sağlamak için fanın devir sayısının değiştirilmesi, rotor kanatlarının ayarlanabilir olması, girişe ayarlanabilir yönlendirici kanatların konulması gibi çözümlere gidilebilir [8]. Örneğin, sistem debisinin değişmesi durumunda, kanatların açısı değiştirilerek akışkanın rotor kanatlarına çarpmadan girmesi sağlanarak tasarım debisinden oldukça uzak debilerde bile, fanın yüksek verim ile çalışması sağlanabilir. Şekil 2.5'te ayarlanabilir rotor kanatlarına sahip bir fanın karakteristikleri gösterilmektedir. Örneğin, 80 m³/s debide maksimum verim sağlamak için kanatlar 30° konuma ayarlanmalı, debi 60 m³/s'ye düştüğünde ise açı değiştirilerek 25° civarına getirilmelidir.

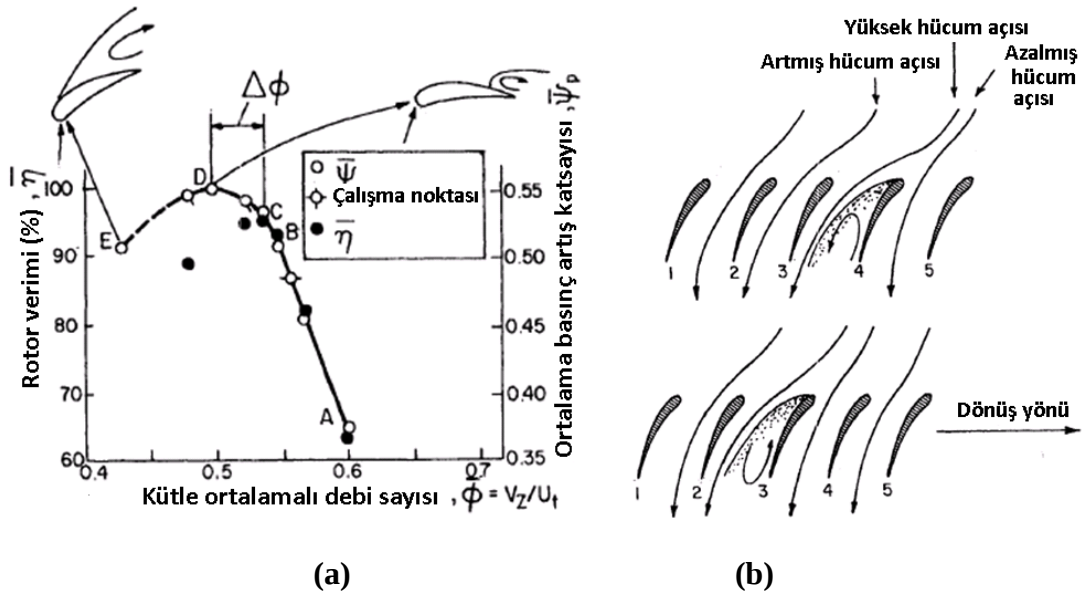


Şekil 2.5 : Ayarlanabilir kanatların fan performansına etkileri [8].

2.1.2.1 Akış kararsızlığı (stall)

Şekil 2.6a'da gösterilen eğrideki A noktasından D noktasına kadar, fandaki basınç artışı yükselmekte, ancak bu noktadan itibaren, kanadın emme yüzeyinin firar kenarından ayrılmaya başlayan akışkan, basınç artışında kayda değer düşüşe neden olmaktadır. Bu olay literatürde akış kararsızlığı (stall) başlangıcı olarak adlandırılmakta olup temel nedeni akışın, hücum açısının artması sonucunda artan kanat aerodinamik yükü ile beraber, kanat emme kenarındaki sınır tabakanın büyük

ters basınç gradyeni etkisiyle yüzeyden ayrılmasıdır. Şekil 2.6a'daki eğri üzerinde, debinin bir miktar daha azaltılması halinde, akış ayrılmasının olduğu bölge büyümekte ve bu ise dönel stolun (rotating stall) oluşmasına yol açabilmektedir. Dönel stol, stol bölgesinin çark içinde kanat dönüş yönünün tersi yönde dönmesidir. Şekil 2.6b'de açıklandığı üzere akış kararsızlığı (stall) bütün kanatlarda aynı anda meydana gelmemektedir. Girişte hücum açısının ani artışı sonucu 4 nolu kanadın stola girdiği görülmektedir. Bunun sonucunda 3 ve 4 nolu kanatlar arasındaki bölgenin tıkanması sonucunda 5 nolu kanada yaklaşan akışın hücum açısı küçülür ve stol oluşmaz. Aynı anda 3 nolu kanat için ise akışın hücum açısı artmaya başlar ve stol başlangıcı oluşur. Dolayısıyla kanatların dönme yönüne ters yönde hareket eden bir dönel stol meydana gelir. Dönel stol, bir ya da birden fazla kanatta aynı anda görülebilir ve çark dönüş hızının %50-70'i arasında bir değere sahip olduğu bilinmektedir [2].

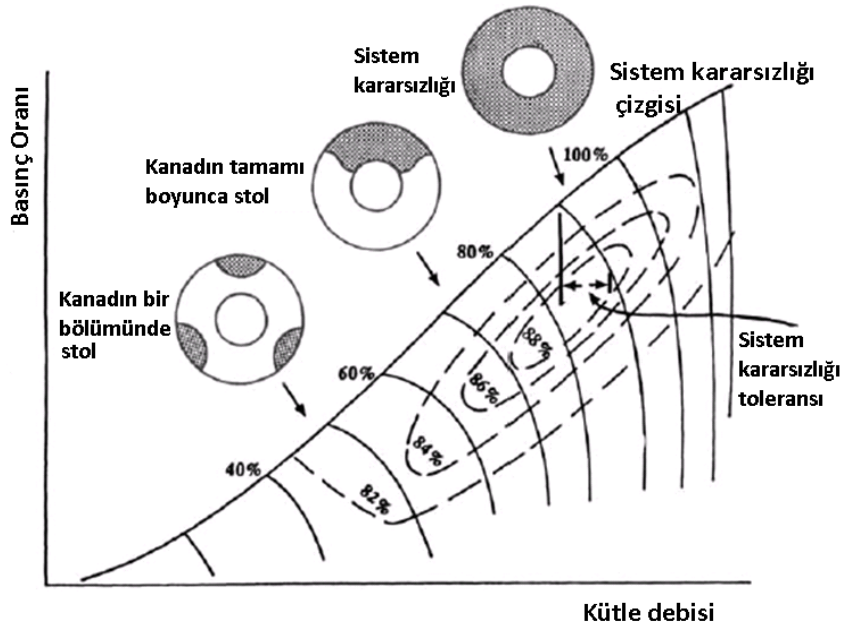


Şekil 2.6 : Stol [2] : (a)Performans eğrisi üzerinde gösterimi. (b)Dönel akış kararsızlığının oluşumu.

2.1.2.2 Sistem kararsızlığı (surge)

Şekil 2.7'deki performans eğrisi, bir uçak motorunun kompresöründeki stol olayını açıklamaktadır. Grafikteki sürekli eğriler -%100 değeri tasarım devir sayısına karşı gelmek üzere-, farklı devir sayıları için basınç artışı-debi eğrilerini göstermektedir. Kesikli dağ eğrileri ise sabit verim eğrilerini ifade etmektedir. Halkasal alanlar kompresör akış kanalının dönme eksenine dik kesitini ifade etmekte olup küçük çaplı çember çark göbeğine, büyük çaplı çember ise kanat ucuna karşılık gelmektedir.

Düşük devir sayılarında, kanat boyunun profil veterine oranla büyük olduğu durumlarda basınç eğrisinin tepe noktasına denk gelen akış koşullarında, kanadın uç kısımlarında stol oluşur (part span stall). Stolun bütün kanalı değil fakat bazı kanatların arasını, göbekten kanat ucuna kadar tamamını kapladığı durumla ise (full span stol), uçağın kalkışında (take-off) ya da motorun ilk çalışması durumunda (start-up), düşük debili yüksek hücum açılı akış koşullarında karşılaşılır. Bu durum, çok fazla titreşim ve gürültüye neden olur. Şekil 2.7'de, tasarım devir sayısına yakın bölgelerde, basınç eğrilerinin tepe yaptığı çalışma noktalarında, akış kanalı tamamen tıkanır. Debinin azaltılmaya devam edilmesi durumunda sistem kararsızlığı "surge" oluşur. Eksenel kompresörlerin performans haritasında görülen surge çizgisi, kompresörün farklı devir sayılarındaki basınç artışı-debi değişimi eğrilerinin tepe yaptığı noktaların birleştirilmesiyle elde edilen eğridir. Kompresörün bu eğrinin solunda kalan noktalarda çalıştırılması tehlikelidir ve istenmez. Surge, sistemde debinin ve dolayısıyla basınç artışının kararlı olmadığı, büyük akış çalkantılarının görüldüğü durumdur. Akış yönü devamlı olarak hızlı bir biçimde değişir; uçak motorunun yanma odasındaki sıcak gazların kompresöre geri dönmesine ve kanatları eriterek sistemin hasara uğramasına neden olabilir. Daha çok kompresörlerde meydana gelir. Fanlarda daha az rastlanır ve şiddeti daha azdır [9].



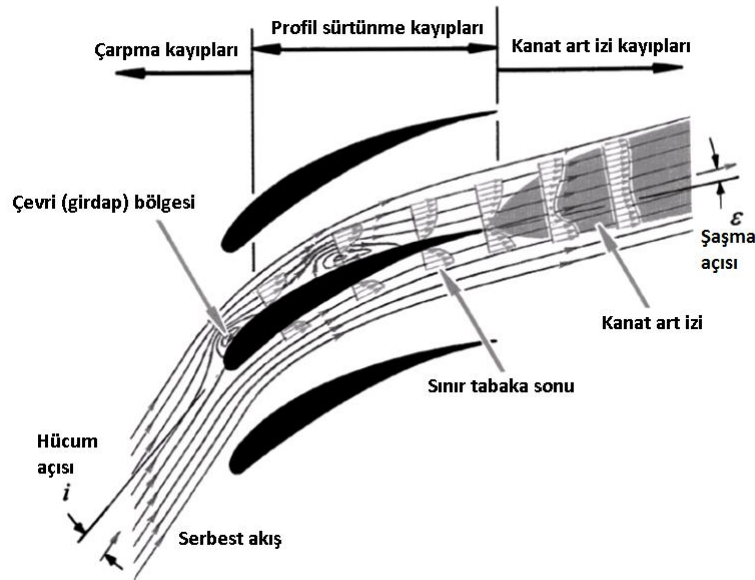
Şekil 2.7 : Eksenel kompresörlerde sistem kararsızlığı (surge) oluşumu [2].

2.1.3 Fan rotoru içerisindeki aerodinamik kayıplar

Turbomakinaların karmaşık geometrisi ve içindeki akışın daimi olmayan üç boyutlu yapısı, anlaşılması ve hesaplanması zor bir problem ortaya çıkarır. Aynı anda makinanın farklı bölgelerinde, ses altı ve ses üstü akış bir arada meydana gelebilir. Laminer, türbülanslı, geçiş aşamasındaki ya da yüzeyden ayrılmış sınır tabakalar, aynı kanadın farklı bölgelerinde aynı anda görülebildiği gibi, bunların birbirleriyle ve akışla etkileşimleri ve oluşan ikincil akışlar problemi daha da zorlaştırır. Turbomakina içindeki akışa etki eden bu faktörler toplam basınç kaybına, entropi artışına ve bunun neticesinde de verimde azalmaya yol açarlar. Aerodinamik açıdan bu kayıplar, profil sürtünme kayıpları, şok kayıpları, ikincil akış kayıpları, duvar dibi kayıpları, kanat ucu kayıpları olarak sınıflandırılabilir. Bu bölümde, aerodinamik kayıplara kısaca değinilmektedir.

2.1.3.1 Profil kayıpları

Profil kayıpları genellikle kanat dibi ve kanat ucundan uzak kısımlarda, kanadın yüzeyi üzerindeki sınır tabaka nedeniyle oluşan sürtünme kayıplarıdır [10]. Akış bu bölümde iki boyutlu kabul edildiği için profil kayıpları kaskat testleri ya da sınır tabaka denklemlerinin çözümü ile belirlenebilir.



Şekil 2.8 : Eksenel kompresörlerde profil kayıpları [11].

Rotordan çıkan akışın sınır tabaka akışı ile birleştiği art iz bölgesinde oluşan kayıplar ve akışkanın kanadın hücum kenarına girişteki açısına bağlı olan çarpma kayıpları da profil kayıplarına dahil edilebildiği gibi profil kayıplarından bağımsız olarak da ele

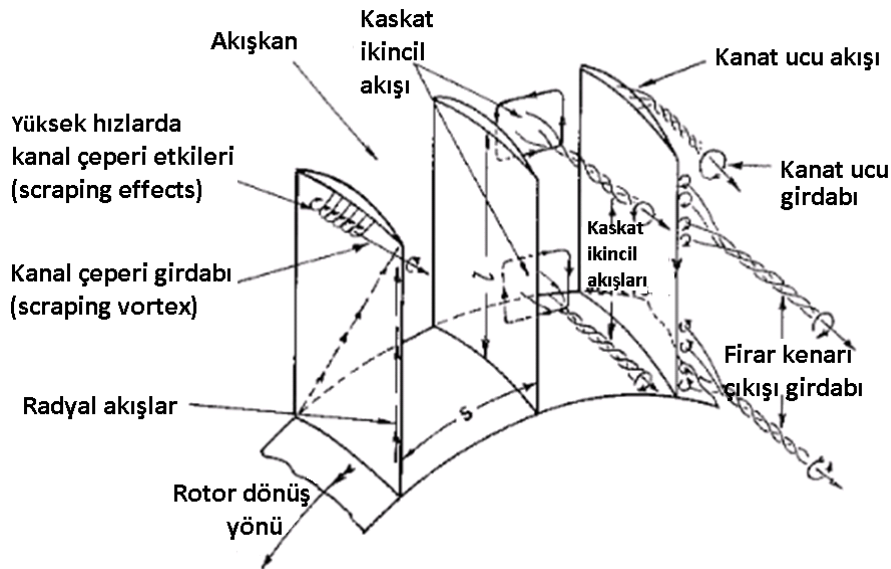
alınabilir (Şekil 2.8). Profil kayıpları, basıncın ve hızın radyal doğrultudaki gradyeninin, kanat uzunluğu/veter oranının, debinin ve kanadın üç boyutlu şeklinin fonksiyonudur.

2.1.3.2 Şok kayıpları

Akışın sıkıştırılabilirlik etkilerinin kuvvetli olduğu durumlarda (transonik akışlar), ses altı ve ses üstü akış bölgelerini ayıran şok boyunca statik basıncın ani sıçraması, sınır tabakanın kalınlaşmasına ve akış ayrılmasına neden olur. Bu kayıp, transonik ve ses üstü kompresörlerde toplam basınç kaybının önemli bir bölümünü oluşturur. Ancak bu tez kapsamında çalışılan düşük hızlı fanlarda Mach sayısı 0,3'ün altında kalmakta ve bu nedenle akış sıkıştırılmaz kabul edilmektedir. Bunun sonucunda şok kayıpları bu tez için konu dışında kalmaktadır.

2.1.3.3 İkincil akış kayıpları

İkincil akışlar, genellikle akışa dik doğrultudaki hız ve basınç gradyenleri nedeniyle dengelenemeyen kuvvetler sonucunda ortaya çıkar [12]. Eksenel turbomakinalarda hız, basınç gibi parametrelerin radyal yöndeki gradyenleri ikincil akışlara neden olur. Bunun nedeni ise makinanın göbek ya da uç kısmındaki sınır tabaka ya da kanat girişinde düzgün yayılı olmayan koşullardır. Sınır tabaka içerisindeki düşük momentuma sahip akışkan bir kanal ya da kaskat içerisinde eğrisel bir yörüngeye sokulursa merkezkaç kuvvetlerin etkisine giren üç boyutlu sınır tabaka ikincil akışlara neden olur (Şekil 2.9).

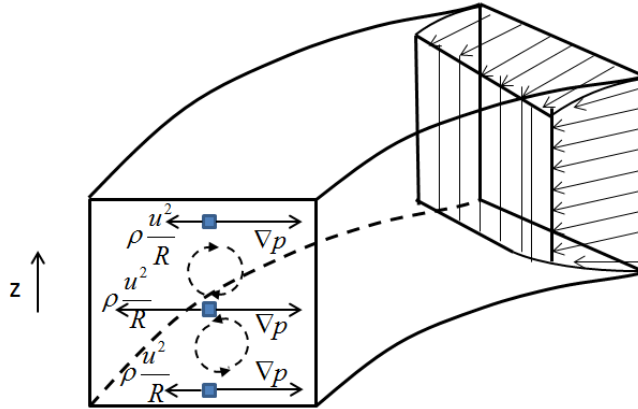


Şekil 2.9 : Eksenel kompresör rotoru içerisindeki ikincil akışlar [13].

Şekil 2.9'da gösterilen ikincil akışların nedenini anlayabilmek için, eğimli bir kanala yaklaşan iki boyutlu bir akış düşünülür (Şekil 2.10). Kanal girişinde toplam basıncın radyal yönde değişmediği ve sınır tabakalar nedeniyle "u" hızının "z" yönünde değişerek parabolik bir hal aldığı kabul edilirse, Denklem 2.7'den, kanalın eğimi nedeniyle merkezkaç kuvvetlerin de "z" boyunca değiştiği sonucu çıkar (R: akım çizgisinin eğrilik yarıçapı).

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{u^2}{R} \quad (2.7)$$

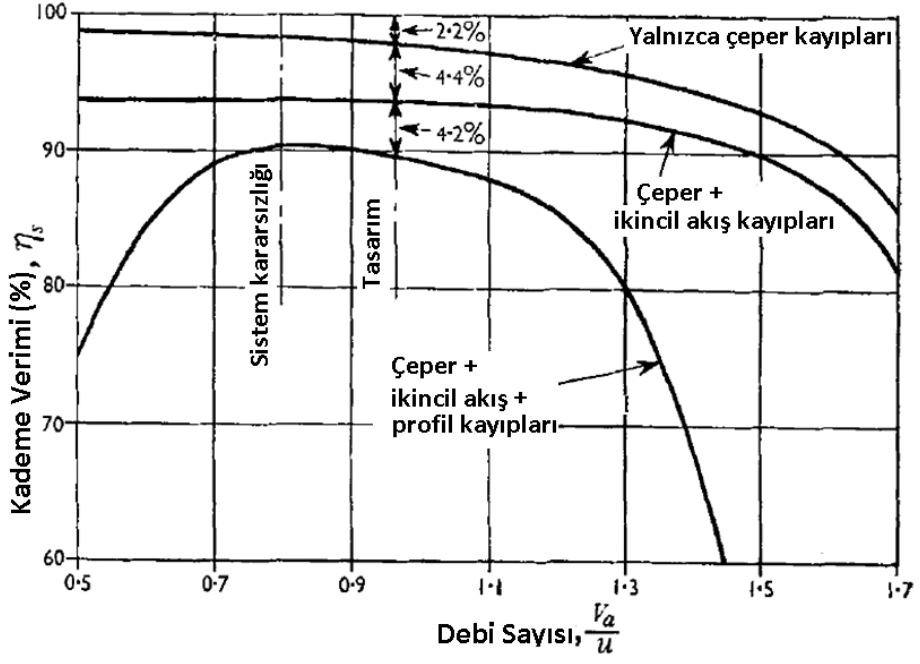
Kanalın üst ve alt yüzeylerinde (sınır tabaka nedeniyle u hızının azaldığı bölümlerde), Denklem 2.7 ile gösterilen, radyal yöndeki basınç gradyeni ile, hızın azalması ile şiddeti azalan merkezkaç kuvvetlerin dengesi bozulur. Merkeze doğru etkiyen basınç gradyeni bu bölümlerde akışkanın merkeze doğru hareketine neden olur. Bunun sonucunda birbirine ters yönde dönen iki adet girdap oluşur (Şekil 2.10).



Şekil 2.10 : İkincil akışların oluşumu [12].

2.1.3.4 Çeper dibi kayıpları

Bu tip kayıplar turbomakinanın göbek kısmı ile kanat kökünün birleştiği ve kanat ucu ile kanal çeperi arasındaki bölgelerdeki kayıpları kapsar. Kanat ucu kayıplarının bir kısmı kanadın dışını çevreleyen sabit yüzey kısmındaki sınır tabakanın kanat ile etkileşiminden ortaya çıkan ikincil akışlar nedeniyle oluşur. Bu nedenle çeper dibi kayıpları bazen ikincil akış kayıplarına dahil edilir. [10]. Ancak, yalnızca ikincil akışlar nedeniyle oluşan bir kayıp türü olmamakta, birçok faktörün birleşimiyle ortaya çıkmaktadır. Örneğin ikincil akışların etkisi olduğu kadar profil kayıplarının etkisi de bu bölümde mevcuttur. Sonuçta kayıpların en büyük nedeni çeper dibinde



Şekil 2.12 : Eksenel kompresör içerisindeki üç boyutlu akışın verime etkisi [14].

belirlenen ANSI/AMCA 210-07 ANSI/ASHRAE 51-07 [15] standardıdır. Bu standart, BS848-IS05801 [16] fan standartları ile de tamamen uyuşmaktadır. Bu tezde kullanılan test düzeneğinin tasarımı, ANSI/AMCA 210-07 standardına uygun olarak yapılmıştır.

ANSI/AMCA 210-07 standardı, fanın girişinde ve/veya çıkışında bir kanal bulunup bulunmamasına göre, dört farklı montaj şekli ayrımı yapmıştır. Fanın çalışacağı koşullara (örneğin, girişinde ya da çıkışında boru ya da difüzör gibi parçaların bulunması) uygun olarak performansının belirlenebilmesi için bu ayrımın yapılması önemlidir. Zira söz konusu bileşenlerin fan performansı üzerinde önemli etkileri vardır.

Fan performans eğrilerinden söz ederken, ticari fanların katalog eğrilerinde iki türlü basınç tanımı kullanılır. Bunlardan toplam basınç, fan çıkışı ve girişindeki toplam basınç değerlerinin farkı şeklinde, Denklem 2.8'deki gibi tanımlanır:

$$P_t = P_{t2} - P_{t1} \quad (2.8)$$

Fan dinamik basıncı ise fan çıkışındaki eksenel hız ile tanımlanan dinamik basınç ile Denklem 2.9'daki gibi tanımlanır:

$$P_v = P_{d2} = \frac{1}{2} \rho C_{a2}^2 \quad (2.9)$$

Burada, C_{a2} fanın çıkış kesitinde mutlak hızın eksenel bileşenidir. Fan literatüründe, genel türbomakina literatürünün aksine, mutlak hızın teğetsel bileşeni ihmal edilmektedir. Fan statik basıncı ise fanın toplam basıncı ile dinamik basıncının farkı olarak Denklem 2.10'daki gibi tanımlanır:

$$P_s = P_t - P_v \quad (2.10)$$

Standartta toplam ve statik basınç bu şekilde tanımlandığı için, standart içindeki çeşitli ölçüm konfigürasyonları da buna göre tasarlanmıştır. Debi ölçümü, kanal tipi ve odalı tip olmak üzere iki farklı yöntemle yapılabilir. Standartta, 16 çeşit fan performansı ölçüm düzeneği bulunmaktadır. Seçeneklerin bu kadar fazla olmasında başlıca etken debinin ölçüm yöntemidir. Örneğin deney düzeneği, kanal tipi olup, debi lüle ile (Şekil 2.13a) ya da pitot tübü taraması (Şekil 2.13b) ile belirlenebilir. Bir diğer seçenek olan odalı sistemde ise, bir oda içine konulmuş bir ya da birden fazla sayıda lülenin girişi ve çıkışı arasındaki basınç farkı ölçülerek debi hesaplanabilir. Odalı sistemde, test fanı, odanın önünde olabileceği gibi arkasında da olabilir.

Bu 16 konfigürasyonun bazılarında sadece belirli tipte fanlar test edilebilmektedir. Örneğin Şekil 2.13c'deki sistemde her türlü fan test edilebilirken, fan çıkışında teğetsel hız bileşeninin çok fazla olduğu fanların Şekil 2.13a ve Şekil 2.13b konfigürasyonlarına uygun olmadığı standartta belirtilmiştir.

Seçilen konfigürasyon hangisi olursa olsun, fan karakteristiğini elde etmek için fanın çalışma alanının tamamını kapsayacak debi aralığında ölçümler yapılmalıdır. Debiyi değiştirmek için kanal çıkışına yerleştirilen kesit daraltıcı sayesinde ölçüm sisteminin direnci artırılır ve düşük debilere rahatlıkla ulaşılır. Yüksek debilere ise, frekans invertörü ile devir sayısı kontrol edilebilen, test fanından daha büyük debi ve basınç değerlerine sahip bir ek fanın, sistemin önüne veya arkasına konularak, sistem direncinin azaltılması ile çıkılabilir.

Debi ölçümü için kullanılan standart lüle ya da pitot tübü ile ilgili dikkat edilmesi gereken hususlar da standartta belirtilmektedir. Şekil 2.13c'deki sistemdeki hava debisi, 5 ve 6 noktaları ile gösterilen, lüle giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı,

uygun yerlere açılan basınç prizleri vasıtasıyla ölçölüp, standartta belirtilen ifadelerle hesaplanmaktadır. Bu lülelerin giriş tarafına, havanın düzgün yayılı bir şekilde ulaşması gerekmektedir. Bunun için, sistemin içindeki odanın içine açıklık oranları akış yönünde azalacak şekilde delikli levhalar konulması istenmektedir. Çıkış tarafına da aynı levhaların konulmasının nedeni ise lüle çıkışındaki yüksek hızlı havanın kinetik enerjisinin azaltılması ile oda çıkışında düzgün yayılı bir akışın sağlanmasıdır. Ayrıca test fanının giriş bölümünde yer alan hava alığı, test fanının giriş koşullarını çok fazla etkilediği için performansını da etkilemektedir. Şekil 2.14c'de görüldüğü gibi 7 numaralı yüzeye açılan basınç prizlerinden ölçülen statik basınç, fan çıkışındaki kanaldaki ortalama hız ile tanımlanan dinamik basınç ile toplanarak, fanın çıkışındaki toplam basınç hesaplanır. Yardımcı fanın devir sayısı değiştirilmesi suretiyle farklı debilerde ölçümler alınarak fanın basınç eğrisi elde edilir. Bu ölçümler yapılırken test fanının da devir sayısı ölçülmeli ve istenilen sabit devirde döndüğünden emin olunmalıdır. Ayrıca fanın verim-debi eğrisini elde etmek için, test fanının mili ile tahrik motorunun mili arasına yerleştirilmiş bir tork sensörü kullanılabilir.

Endüstriyel fanlar için kabul edilen statik basınç tanımının ve ölçümünün, klasik turbomakina literatüründe yer alan tanımlardan daha farklı olduğu görülmektedir. Örneğin Denklem 2.10'daki gibi ifade edilen fan statik basıncı, fan çıkışındaki dinamik basınç ile fan girişindeki toplam basıncın farkına eşittir. Oysaki sıkıştırılamaz akışlı bir turbomakinanın girişi ve çıkışı arasındaki statik basınç farkı, ilgili yüzeylerdeki toplam ve dinamik basınç farklarının o yüzeyler arasındaki farkı şeklinde ifade edilir. Bu durumda fanlar için tanımlanmış statik basıncı oluşturan terimlere bir de fan girişindeki dinamik basınç terimi eklenmiş olur.

Ayrıca, endüstriyel fanların AMCA test düzeneğinde gerçekleştirilen standart deneyleri sırasında, fanın hemen çıkışında (2 noktasında) ölçüm yapılmamakta, fanın çıkışındaki odada ölçülen basıncın fanın hemen çıkışındaki dinamik basınç ile toplanması ile toplam basınç hesabı yapılabilmektedir. Bu tezde, gerek deneysel yöntemde, gerekse HAD çalışmalarında, fanın toplam basınç artışı, turbomakina tasarımlarındaki tanımlara uygun şekilde, fanın hemen çıkışında ölçülen kütle ağırlıklı ortalaması alınmış toplam basınç ile hemen girişinde ölçülen kütle ağırlıklı ortalaması alınmış toplam basıncın farkı şeklinde hesaplanmıştır.

2.1.5 Fan performansının hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile belirlenmesi

HAD metodu, akış, ısı transferi, kütle transferi, kimyasal reaksiyon ve bunlarla ilgili fiziksel olayların gerçekleştiği problemlerin çözümünde, akış bölgesindeki değişkenleri çözümleyebilmek için, problemi matematiksel denklemlerle ifade edip bunları çeşitli yöntemlerle ayrıklaştırarak, sayısal yöntemlerle çözmektir. 1980'lerde bilgisayarların bu çözümler için kullanılmaya başlanmasından beri, teknolojinin gelişmesine paralel olarak, her geçen gün daha karmaşık problemlerin çözümünde kullanılmakta ve çözüm hızları da giderek artmaktadır.

2.1.5.1 HAD yönteminin adımları

HAD yönteminin adımları aşağıdaki şekilde özetlenebilir (Şekil 2.14):

-İlk olarak ele alınan problemin en doğru şekilde çözümlenebilmesi için problemin matematiksel modelini doğru kurgulamak, akışa ait geometriyi, akışkan özelliklerini, sınır koşullarını ve başlangıç koşullarını belirlemek gerekir.

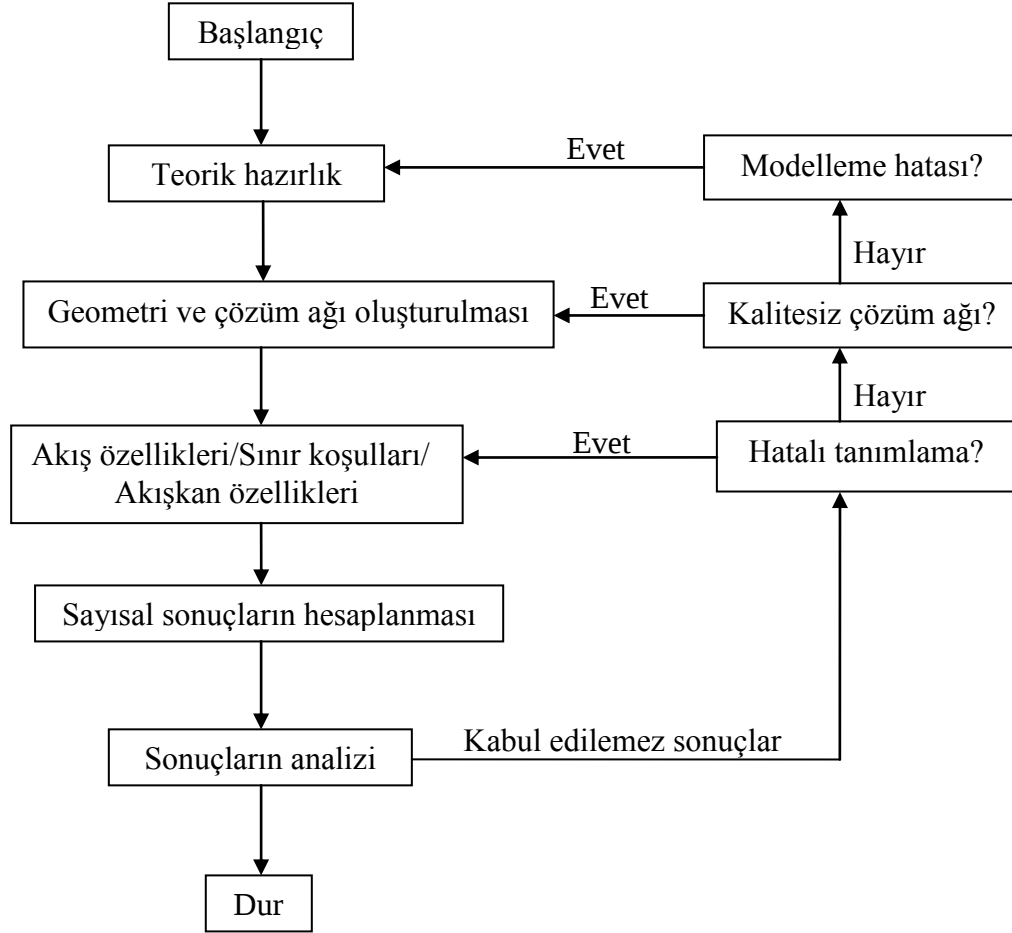
-Daha sonra uygun yazılım ile 2B ya da 3B geometri oluşur.

-Akış bölgesi, akışa ait değişkenlerin hesaplanıp bilgisayar hafızasında tutulacağı yeterince küçük hücrelere bölünerek çözüm ağı oluşturulur. Bu hücrelerin oluşturulması sırasındaki önemli bir husus ise akış bölgesi içerisinde gradyenlerin yüksek olabileceği bölümlerde, doğru çözüm elde edebilmek için, oluşturulan çözüm ağının daha sık olması gerekliliğidir. Ancak, sık çözüm ağı çözüm süresini uzattığı için genellikle optimizasyona gidilir. İlk olarak kaba bir çözüm ağı ile sayısal hesaplamalar yapılır. Daha sonra çözüm ağı sıklaştırılır ve çözüm tekrarlanır. Her iki hesaplamanın sonuçları karşılaştırılarak sonuçların farklı olup olmadığı kontrol edilir. Bu işleme, sonuçlar değişmeyip, çözüm ağı sıklığından bağımsız olana kadar devam edilir.

-İlk aşamada belirlenen akışkan özellikleri, başlangıç koşulları ve sınır koşulları tanımlanır.

-HAD kodu vasıtası ile akışı karakterize eden denklemlerin zaman ve uzay boyutunda ayrıklaştırılmış halleri, iterasyon yapılarak çözülür. Çözüm sırasında kullanılan sayısal yöntemler ya da yakınsama kriteri gibi, çözüm süreci ile ilgili bilgiler de çözüme başlamadan önce tanımlanır.

-Hesaplamalar bittikten sonra sonuçlar gözden geçirilir; hatalı tanımlanmış akışkan özelliği ya da sınır koşulu/ilk koşul varsa ya da çözüm ağı sıklığında problem varsa ilgili adımlara dönülür. Bütün bunlar sağlandığı halde yine de sonuçlarda fiziksel olmayan durumlar varsa, ilk adıma dönülür ve modelin, olayın fiziğini ne kadar yansıtıp yansıtmadığı bir kez daha gözden geçirilir, gerekli düzenlemeler yapılır.



Şekil 2.14 : HAD analizi akış şeması [17].

2.1.5.2 HAD yöntemleri

Akışı karakterize eden denklemler, kütle korunumunu ifade eden süreklilik denklemi ve Newton'un ikinci yasasından türeyen Navier-Stokes denklemleridir. Eğer gerçekleşen fiziksel olay ısı transferini de içeriyorsa enerji korunumunu ifade eden enerji denklemi de hesaplamalar sırasında çözülmelidir.

Kartezyen koordinatlarda süreklilik ve Navier-Stokes denklemleri sırası ile Denklem 2.11 ve Denklem 2.12' deki gibi ifade edilebilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_{u_i} \quad (2.12)$$

Bu denklemlerden ilkinde, ρ akışkan yoğunluğunu, t zamanı, u hız vektörünü ve x ise konum vektörünü temsil etmektedir. Alt indis i ise ilgili fiziksel büyüklüğün Kartezyen koordinat sistemindeki hız bileşenini ifade etmektedir. Denklem 2.12'de ise p , basıncı, μ ise dinamik viskoziteyi temsil etmektedir. Momentum denkleminde kütle kuvvetleri (örneğin yerçekimi kuvveti), S ile gösterilen bir kaynak terimi eklenmiştir.

Bu denklemlerin çözülebilmesi için, zaman ve uzay boyutundaki kısmi türevlerin sayısal ayrıklaştırma ile yeniden düzenlenmelerine ihtiyaç vardır.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \phi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) \right) + S_\phi \quad (2.13)$$

Denklem 2.13'te ise herhangi bir ϕ bağımlı değişkeni için genelleştirilmiş bir transport denklemi gösterilmektedir.

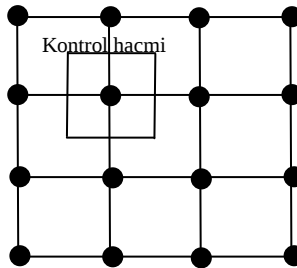
Yukarıda gösterilen skaler üç bileşeni olan temel transport denklem kısmi diferansiyel denklemdir. Bu ayrıklaştırmadan sonra elde edilen denklem, orijinal kısmi diferansiyel denklemin bire bir aynısı değildir; içinde bir hata barındırır. Ayrıklaştırma ve çözüm sırasında bu sayısal hata ne kadar küçük olursa sonuç da problemin gerçek çözümüne o kadar yakın olur. Ayrıklaştırma yöntemleri en genel şekilde üçe ayrılabilir:

-Sonlu farklar yöntemi: Bu yöntem, değişkenlerin zamana veya konuma göre olan türevlerinin, çözüm noktaları etrafında Taylor serisine açılması esasına dayanır. Bir çözüm noktasındaki hesaplama yapılırken, komşu noktalardaki değerler kullanılır ve buna göre matris sistemi oluşturulur. En önemli avantajı basit olmasıdır. Taylor serisine açılım yapılırken, yüksek mertebelerdeki terimlerin de kullanımı doğruluğun artmasını sağlar. Ancak bu yöntem, düzenli yapıda çözüm ağı (structured grid) gerektirir. Çözüm ağı noktaları arasındaki uzaklıkların ve zaman adımının sabit olma zorunluluğu vardır. Ayrıca bütün çözüm ağı çizgilerinin olabildiğince dik açıda

kesişmesi (orthogonal grid) zorunluluğu bulunmaktadır. Bu nedenle eğri yzeylere sahip geometrilerin bulunduğu akışların çözümünde, denklemlere koordinat dönüşümü yapılarak Kartezyen koordinatlara yani hesaplama alanına (computational domain) geçilme zorunluluğu vardır. Denklemler hesaplama alanında çözöldükten sonra sonuçlar fiziksel alana (physical domain) dönüştürölür. Bütün bu süreç, sayısal hataların büyümesine yol açabilir. Bu nedenle bu yöntem daha çok basit geometrilere sahip problemlerin çözümünde tercih edilir [18].

-Sonlu elemanlar yöntemi: Bu yöntemde akış bölgesi çok küçük elemanlara bölünür. Bu elemanlar üçgensel (2B), tetrahedral (3B) vb. olabilir. Transport denklemleri diferansiyel yapıdan eşdeğer integral yapıya dönüştürölür. Her bir elemanda yer alan çözüm noktalarındaki değerler kullanılarak, eleman üzerindeki bağımlı değişken hesaplanır. Bu yapılırken, her eleman için denklemlerin ifade edildiği, bütün elemanları kapsayan büyük matrisler oluşturulur; sınır koşulları bu matrislere uygulanarak denklemler özölür. Denklemlerin integral formda kullanımı ve düzensiz çözüm ağının (unstructured grid) kolay uygulanabilirliği sayesinde, karmaşık geometriler için bu yöntem sıklıkla tercih edilir. Bazı durumlarda, matematiksel olarak, sonlu hacimler yöntemine eşdeğer olduğu gösterilebilse de yüksek bilgisayar performansı gerektirmesi sonlu hacimler yöntemine oranla neden daha az popüler olduğunu açıklamaktadır [18].

-Sonlu hacimler yöntemi: Akış bölgesi, sonlu hacimlere bölünerek çözüm ağı oluşturulur. Kontrol hacimleri, bir elemandan meydana gelecek biçimde ya da bir noktayı çevreleyen çok sayıda elemandan oluşacak şekilde seçilebilir (şekil 2.15).



şekil 2.15 : özüm ağı noktaları ile çevrilmiş bir kontrol hacmi.

Bu yöntemde, integral yapıdaki temel denklemler, kontrol hacmi üzerinde hesaplanır. Bunun sonucunda ortaya çıkan denklem setleri, denklem sayısının fazla olması sebebiyle genellikle iteratif yöntemlerle özölür. Örneğin daimi bir akış probleminin hesaplanmasında, zaman boyutunda ilerleme yönteminin kullanılması sayesinde,

sınır ve başlangıç koşulları ile belirlenen çözüm noktaları hariç bütün noktalara tahmini başlangıç değerleri atanır. Her iterasyon adımında denklemler çözüldükten sonra elde edilen sonuçlar bir sonraki iterasyon için tahmini değer olarak atanır. Her bir noktadaki değerler bir önceki iterasyonda o noktalarda elde edilen değerler ile karşılaştırılarak "fark" elde edilir. Bu fark hiç bir zaman sıfırlanmaz. Çözüm yakınsadıkça fark küçülür. İstenilen fark değerine ulaşıldığında ve bütün çözüm noktalarındaki akışa ait değerler artık iterasyona devam edilmesine rağmen değişmiyorsa, çözüm yakınsamış olur. Problemin karmaşıklığına ve istenilen çözümün hassasiyetine göre yakınsama kriteri değişebilir. Kontrol hacmi için integral korunum kurallarının tamamen sağlanması ve karmaşık geometrilere kolay uygulanabilir olması yöntemin en büyük avantajıdır.

Eğer ele alınan problem daimi değilse, diğer bir deyişle hesaplamalar zamana bağlı olarak gerçekleştiriliyorsa, sayısal hesaplamalar için belirlenen toplam zaman, Δt zaman aralıklarına bölünür. Her bir zaman adımında iç iterasyonlarla çözüm elde edilir.

Bir türbomakina içerisindeki üç boyutlu akış oldukça karmaşık olup türbülanslıdır. Üstelik özellikle makinanın tasarım dışı çalışma koşullarında ortaya çıkan akış ayrılmaları, akışın modellenmesini ve HAD çözümlerini zorlaştırır. Turbomakinalar içindeki akışın modellenmesinde ve sayısal olarak çözümlenmesinde kullanılan teknikler bilgisayar teknolojisine paralel olarak gelişmiştir:

1) Sürtünmesiz akış: Sürtünme (Viskoz) terimlerinin ihmal edildiği bu yaklaşımda, akış dönümlü (Euler Denklemleri) veya dönümsüz (Potansiyel Teori) olmak üzere modellenebilir.

2) Sürtünmeli akış: Akış bölgesini, sürtünmeli ve sürtünmesiz olarak bölgelere ayırarak, ayrı ayrı çözümleyen ve ara yüzeylerinde birbirleriyle eşleştiren (sınır tabaka olarak adlandırılan) yöntem, bilgisayarların ve HAD tekniklerinin gelişmekte olduğu dönemde ortaya atılmış ve kullanılmıştır. Baskın akış yönündeki difüzyon terimlerinin ihmal edilerek, çeper etrafındaki sınır tabakanın modellendiği yaklaşım, sınır tabakanın çok ince olması halinde geçerli olup, türbomakina içerisinde girdap ya da akış ayrılması olması halinde gerçekçi sonuçlar vermez.

Yukarıdaki yaklaşıma benzer olan ancak yüzeye normal yöndeki basınç gradyanını de kapsayan Parabolik Navier-Stokes denklemlerinin kullanıldığı yaklaşım, baskın

akış doğrultusunda akış ayrılmasının olmaması halinde geçerlidir. Baskın akış doğrultusundaki basınç gradyeni, sürtünmesiz akış yaklaşımı ile elde edilip, hesaplamalara dahil edilir. Bu sayede hesaplama zamanı önemli ölçüde kısalır. Gelişen bilgisayar teknolojisi sayesinde, günümüzde, türbomakina içindeki tüm akış bölgesinde, Navier-Stokes denklemlerinin çözümlerini sayısal tekniklerin kullanılması ile elde etmek mümkün hale gelmiştir.

Yukarıda anlatılan her akış modeli için farklı sayısal çözüm yöntemi bulunmaktadır. Akış modeli (çeper, giriş, çıkış gibi sınır koşulları), ele alınan problemin fiziğinden kaynaklanan; sayısal çözümleme, kullanılan ayrıklaştırma yöntemi (çözüm ağı, kesme hatası) kaynaklı hatalar barındırmaktadır.

Keck [19], HAD yöntemlerinin türbomakinalara uygulanması çalışmalarını zamansal bazda değerlendirerek, 1978-1987 yılları arasını potansiyel akış ve sanki üç boyutlu çözüm periyodu, 1987-1994 aralığını üç boyutlu Euler periyodu, 1990-2000 arasındaki yılları ise sanal test düzeneğine doğru alınan bir yol olarak adlandırmıştır.

Günümüzde, teknolojinin gelişmesine paralel bir biçimde bilgisayarların kapasiteleri ve hızları artmış, Navier-Stokes denklemlerinin üç boyutlu, akış bölgesinde çok fazla çözüm noktasında oldukça hızlı bir biçimde çözülmesine olanak tanımıştır. Bu denklemleri çözme sırasında kullanılan algoritmalardan başlıca iki tanesi, basınç esaslı yöntem (SIMPLE) ve uzay boyutunda ilerleme yöntemidir (Time Marching Method). Bu yöntemlerle ilgili detaylı bilgiler Kaynak [2]'de bulunabilir.

Türbülanslı akışın çözümünde kullanılan yöntemler

Turbomakinalar içerisindeki akışın modellenmesindeki en büyük zorluklardan biri türbülansın modellenmesidir. Türbülanslı bir akış içerisinde "eddy" olarak adlandırılan yapılar, üç boyutlu ve zamana bağlıdır. Bu durumda, Navier-Stokes denklemlerinin zamana bağlı terimleri ihmal edilemez ve herhangi bir türbülans modellemesine başvurmadan, tam çözüm ancak DNS (Direct Numerical Simulation) yöntemiyle elde edilebilir. Ancak bu yöntem, pratikte bilgisayarlarının çözemeyeceği kadar çözüm elemanı ve dolayısıyla çok yüksek bir bilgisayar performansı gerektirdiğinden kullanımı çok sınırlıdır. Diğer bir yöntem olan LES (Large Eddy Simulation) de ise, belirli bir ölçeğe kadar olan görece olarak büyük "eddy"lere ait akış denklemleri tam olarak çözülmekte, çok küçük ölçektekilerde ise modellemeye

başvurulmaktadır. DNS yöntemine göre daha kısa çözüm zamanı ve düşük bilgisayar performansı gerektirmesine rağmen pratik olarak kullanımı yine de sınırlıdır.

Bir diğer seçenek ise yukarıdaki iki yöntemden çok daha hızlı olan RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) yöntemidir. Bu yöntemde, türbülanslı bir akışta, akışa ait parametrelerin anlık değerleri, zaman ortalaması alınmış halleri ile bu zaman ortalamasından anlık farklarının toplamı şeklinde ifade edilir. Bu durumda, zaman ortalamalı değerleri hesaplamak zorlaşmaktadır. Çünkü Navier-Stokes denklemlerine yeni değişkenler, Reynolds gerilmeleri, eklenmekte ve bilinmeyen sayısı denklem sayısını aşmaktadır. Zaman ortalamalı değişkenler ile ifade edilen RANS denklemlerini çözmek için, akışın tamamında, en büyük "eddy" 'den en küçüğüne kadar, yeni değişkenlerin, yani Reynolds gerilmelerinin, modellenmesi (türbülans modelleri) gerekmektedir. Literatürde, belli koşullarda, belli varsayımlarla ve çoğunlukla deneylerle elde edilmiş olan çok sayıda farklı türbülans modeli vardır. Tüm akışlara uygun genel bir türbülans modeli literatürde yoktur. Türbülans modelleri genellikle sınır tabakalardan uzak bölgeler için elde edilmiş olup, türbülanslı sınır tabaka içindeki akış yapısının gerçeğe uygun olarak hesaplanabilmesi için bu bölgedeki çözüm elemanı sıklığı belirli seviyede olmalıdır. Bazı türbülans modelleri, sınır tabaka içerisinde tanımlanan evrensel hız dağılımı fonksiyonlarının (wall functions) mutlaka kullanımını gerektirmektedir. Oysaki akış ayrılmalarının olduğu yüzeylerde çeper fonksiyonları geçersizdir ve transport denklemlerinin bu bölgelerde çözülmesi gerekmektedir. Bu tezde kullanılan türbülans modeli, çeper kenarındaki çözüm elemanı yoğunluğu ve bu bölgelerde akışın nasıl modellendiği ile ilgili ayrıntılar tezin ileriki bölümlerinde anlatılacaktır.

Turbomakina çarkının dönüş hareketinin modellenmesi

Bir turbomakina çarkı modellenirken, akışa ait denklemler dönen bir koordinat sistemi üzerinde çözülebilmektedir. Bu, momentum denklemlerinde ilave terimlerin ortaya çıkmasına yol açmakta ve çözüm, akışın dönen koordinat sistemine göre daimi kabul edilmesine dayanmaktadır. Dönen ve dönmeyen akışın modellendiği hacimlerin birbiriyle arakesit yüzeylerinde tanımlanan eşleşme ile dönen koordinat sistemine dahil olan akış bölgesi ile dönmeyen bölge birleştirilmektedir. Literatürde mevcut yazılımlarda, dönen ve dönmeyen bölgelerin birleştiği ara yüzeyin modellenmesi ile ilgili üç adet yaygın yöntem mevcuttur:

Duran ark (Frozen Rotor) yaklaşımı: Bu yaklaşım ile çark (rotor) ve yönlendirici sabit kanatlardan (stator) oluşan bir turbomakina kademesinin, rotor ve statorun birbirlerine göre tek bir açısal konumu için akış alanı hesaplanabilmektedir. Diğerk yöntemlere göre en az bilgisayar kapasitesi gerektirmesi ve en hızlısı olması nedeniyle, turbomakina tasarımınnn akış analizi ve performans optimizasyonu aşamasında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bu yöntemde yapılan, kısaca, akış alanının anlık fotoğrafini çekmektir. Dolayısıyla, sabit yönlendirici kanatların bulunmadığı turbomakinalarda, rneğinn bu çalışmada göz önüne alınan fanlarda, bu yöntemin kullanımı gerçekçidir.

Bu yöntemde, rotor ve stator arasındaki, rotor çıkışındaki art iz nedeniyle oluşan, daimi yapıda olmayan, çok kuvvetli etkileşim modellenememektedir. Bu nedenle bu yöntem rotor- stator etkileşimi çalışmaları için kullanılamamaktadır.

Karışım yüzeyi (Stage-Mixing plane) yaklaşımı: Dönen ve dönmeyen akış bölgelerinin ara kesiti, sanal olarak iki farklı (aslında birbirinin eşdeğeri olan) yüzey biçiminde modellenir. Rotor çıkışına karşı gelen yüzeyde bütün değişkenlerin çevresel doğrultudaki ortalamaları alınarak, statora ait olan yzeeye aktarılır. Bu, rotor çıkışında düzgün yayılı olmayan akış alanının, bir şekilde ortalamasının, stator kademesine aktarılması anlamına gelip, duran çark yaklaşımına göre daha gerçekçi sonuçlar verebilmektedir.

Zamana bağlı yaklaşım (Transient Rotor-Stator): Bu yöntemde, dönen ve dönmeyen bölgeler arasındaki ara yüzeydeki, akış bilgileri zamana bağlı bir şekilde aktarılır ve rotor-stator etkileşimi tam olarak modellenir.

Eksenel fanlardaki akışın hesaplanması ile ilgili alışmalar

Literatürdeki fan çalışmaları incelendiğinn, statoru olmayan fan rotorları içerisindeki akışın HAD yöntemleriyle çözülmesi durumunda, duran çark (frozen rotor) yönteminin yaygın olarak uygulandığı görülmüştür.

rneğinn Shankaran [20] bir bilgisayar soğutma fanı içindeki akışı HAD ile hesaplamıştır. Türbülans modeli olarak $k - \epsilon$ modelini kullanmış ve fanın tüm çalışma aralığı için elde ettiği performans eğrisini deney sonuçları ile karşılaştırmıştır. Fanın kararlı çalışma bölgesinde deneylere yakın sonuçlar elde etmiş, kararsız çalışma bölgesinde ise deneyler ile hesaplamalar arasındaki basınç artışı farkı %20 değerine çıkmıştır.

Cho [21] ise, statoru da olan bir düşük hızlı fan kademesinin tasarım optimizasyonu çalışmalarında, duran çark yöntemiyle deneyler ile çok iyi uyum gösteren HAD sonuçları elde etmiştir. Performans eğrilerinin yalnızca kararsız çalışma bölgesinde, kabul edilebilecek mertebede çok küçük bir farklılık görmüştür. Türbülans modeli olarak ise, turbomakinalardaki akışa daha uygun olduğunu belirterek, $k - \omega$ SST modelini kullanmıştır. Çark içindeki akışın periyodik yapısını, çözüm zamanını kısaltmak amacıyla, göz önüne alarak, tüm kademeyi modellemek yerine, sadece iki kanat arasındaki bölgede çözüm yapmıştır. Türbülans modeli ile çeper civarındaki akışın çözümü arasındaki ilişkide önemli bir parametre olan y^+ değerinin çeper kenarında 5 civarı olduğunu belirtmiştir. Yakınsama kriteri olarak ise akış büyüklüklerindeki iki iterasyon arasındaki farkın RMS değerinin 10^{-6} ya inmesini esas almıştır.

Literatürde, duran çark yaklaşımı ile beraber $k - \omega$ SST ya da $k - \epsilon$ türbülans modellerinin birlikte kullandığı bir çok yayın vardır [22-26]. Ancak yukarıdaki bölümlerde de anlatıldığı gibi, frozen rotor yaklaşımı, akışın daimi olmayan yapısını göz önüne almadığı için, sınırları bilinerek kullanılmalıdır. Ayrıca HAD yönteminde kullanılan türbülans modeli, sınır tabaka içerisindeki çözüm ağı elemanı yoğunluğu ve sınır tabakanın modellenme şeklinin de çözümün doğruluğu üzerinde önemli etkilerinin olduğu göz ardı edilmemelidir.

Literatürde, karışım yüzeyi (Stage-Mixing plane) yaklaşımı kullanılarak, kısa bir kanal içinde çalışan fanın kanat uçlarında meydana gelen girdapların fan performansına etkisinin irdelendiği bir çalışma gerçekleştirilmiştir [27].

Bunların haricinde, akışı zamana bağlı çözerek rotor-stator etkileşiminin incelendiği çalışmalar da vardır. Özellikle eksenel kompresörlerin kararsız çalıştığı ve daha düşük debilerde, dönel stol ve benzeri akış yapıları oluşabildiği için, daimi çözüm yaklaşımı yetersiz kalabilmektedir. Bu nedenle dönen stol durumunda akış, periyodik sınır koşulları ile çözülemez ve akış bölgesinin tüm makineyi kapsamaması gerekir. Bu tip çözümler zamana bağlı olarak çözülerek dönen ve dönmeyen yüzeyler arasında zamana bağlı (transient-rotor stator) yaklaşım uygulanır. Bu yaklaşımda, genellikle önce duran çark yaklaşımı ile zamandan bir çözüm elde edilip, zamana bağlı çözümler için ilk tahmin değerleri olarak kullanılır [28].

Ancak RANS çözümleri haricinde, özellikle aero akustik çalışmalarında, daha fazla bilgisayar kapasitesi ve zamanı gerektiren LES yönteminin uygulandığı durumlar da var olup, literatürde RANS'a göre daha az rastlanmaktadır [29, 30].

2.1.5.3 CFX programı ile çözüm adımları

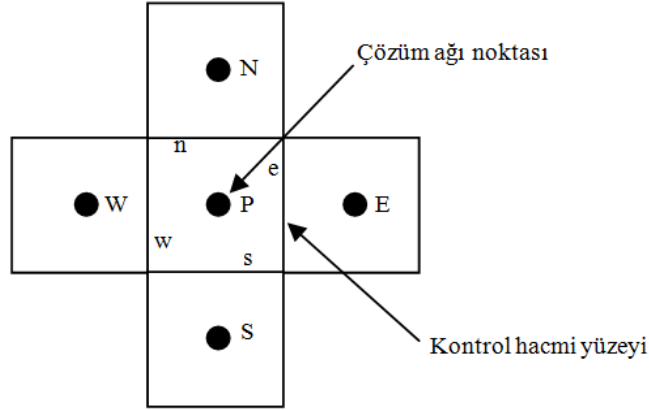
Bu tez kapsamında yapılan, fan içindeki akışın hesaplanması çalışmalarında ANSYS [31] programı içerisinde bulunan CFX [32] yazılımı kullanılmıştır. Bu tip programların çoğunda olduğu gibi ANSYS CFX'te de ön işleyici (preprocessor), çözücü (solver), son işleyici (postprocessor) olmak üzere üç ana modül bulunmaktadır. Akış bölgesinin çözüm ağıının oluşturulması için ise turbomakinalar için özel olarak yazılmış CFX-TurboGrid [33] programı kullanılmıştır. Önce akış bölgesinin katı modeli ya da geometriyi karakterize eden noktalar, eğriler ve yüzeyler TurboGrid programına taşınır ve burada çözüm ağı oluşturulur.

Daha sonra CFX-Pre [34] programında akış özellikleri, sınır koşulları ve çözüm kontrol parametreleri tanımlanır. CFX-Solver [32, 35] programı ile hesaplamalar yapılır ve çözümlere ait dosya ya da dosyalar oluşturulur. CFD-Post [36] yazılımı ile sonuçlar görüntülenir. CFD-Post [36] yazılımında turbomakinalar için özel hazırlanmış tanımlamalar, makrolar, yüzeyler ve eş eğriler (contour) da mevcuttur.

Tezin bu alt bölümünün geri kalan kısmında, Eesa'dan [37] faydalanılarak, CFX yazılımında akışa ait temel denklemlerin nasıl çözüldüğü anlatılacaktır. Denklem 2.13'ün, ϕ temsili bağımlı değişkenine ait transport denklemi olduğu yukarıda belirtilmişti. Bu denklemde ilk terim zamana bağlı terim olarak adlandırılırken, ikincisi taşınım terimi olup, ϕ değişkeninin akısını içermektedir. Üçüncü terim olan difüzyon terimi, molekül yoğunluklarındaki (molekül sayısı) farklılıklar nedeniyle oluşan, mikroskobik düzeydeki rastgele parçacık hareketlerini modeller. Kaynak terimi ise, ϕ değişkeninin üretimini ya da yok oluşunu ifade ettiği gibi, adveksiyon (zamana bağlı terim + taşınım terimi) ya da difüzyon terimleri ile ifade edilemeyen herhangi bir terimi modellemek için de kullanılır. Süreklilik denkleminde $\phi = 1$, Γ_ϕ ve $S_\phi = 0$, momentum denkleminde ise, $\phi = u_i$, $\Gamma_\phi = \text{viskozite}$ ve S_ϕ ise akışkana etkiyen dış kuvvetlerdir.

CFX yazılımı, sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. Şekil 2.16'daki gibi bir kontrol hacmi düşünülürse, ele alınan kontrol hacminin ortasında, değişkenlerin saklandığı nokta "P", komşu kontrol hacimlerinin değişkenlerinin saklandığı noktalar

ise N, W, E, S ile gösterilmiştir. Değişkenlerin akılarının geçtiği kontrol hacmi yüzeyleri ise n, w, e, s ile gösterilmektedir.



Şekil 2.16 : Sonlu hacimler yöntemi.

Denklem 2.13 'ün V olarak adlandırılan bir kontrol hacmi için integre edilmesi ile Denklem 2.14 elde edilir:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) dV + \int_V \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i \phi) dV - \int_V \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) \right) dV = \int_V S_\phi dV \quad (2.14)$$

Difüzyon ve adveksiyon hacim integralleri, V kontrol hacminin S yüzeyi üzerinde Gauss Diverjans Teoremi kullanılarak yüzey integraline çevrilir (Denklem 2.15):

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) dV + \int_S (\rho u_i \phi n_i) dS - \int_S \Gamma_\phi \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i} \right) n_i dS = \int_V S_\phi dV \quad (2.15)$$

Bu denklemde n_i yüzeyin dış normalini ifade etmektedir. Momentum denklemindeki basınç terimi, transport denkleminin yapısı göz önüne alındığında, özel bir işlem gerektirmektedir. Aşağıda, basınç terimi ile diğer terimlerin nasıl ayrıştırıldığı, açıklanmaktadır.

Zamana bağlı terim:

Denklem 2.15'teki integral formdaki zamana bağlı terim, sıkıştırılamaz akış için, n zaman adımı olmak üzere, yaklaşık olarak Denklem 2.16'daki gibi ifade edilebilir:

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) dV \approx V \rho \frac{\phi^{n+\frac{1}{2}} - \phi^{n-\frac{1}{2}}}{\Delta t} \quad (2.16)$$

Burada Δt , iki zaman adımı arasındaki süre olup, zamana adımının başlangıcı ve sonuna sırasıyla $n - \frac{1}{2}$ ve $n + \frac{1}{2}$ indisleri atanmıştır. Çözüm, birinci merteye (first order backward scheme), ya da ikinci merteye (second order backward scheme) yaklaşımı ile sağlanabilir. Birinci merteye yaklaşımında çözüme gidilirken bir önceki zaman adımındaki değerler kullanılır (Denklem 2.17).

$$\int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) dV \approx V \rho \frac{\phi^n - \phi^{n-1}}{\Delta t} \quad (2.17)$$

İkinci merteye yaklaşımında ise hesaplamalar için bir yerine iki geçmiş zaman adımı kullanılır (Denklem 2.18 ve Denklem 2.19):

$$\phi^{n-\frac{1}{2}} = \phi^{n-1} + \frac{1}{2}(\phi^{n-1} - \phi^{n-2}) \quad (2.18)$$

$$\phi^{n+\frac{1}{2}} = \phi^n + \frac{1}{2}(\phi^n - \phi^{n-1}) \quad (2.19)$$

"n" zaman adımındaki değerleri hesaplamak için, iki geçmiş zaman adım değeri gerektirmesi nedeniyle değişkenlerin ekstra bir zaman adımında daha saklanması gerekir. Bu durumda, ikinci merteye yaklaşımı ile çözüm daha doğru olmasına rağmen daha yüksek kapasiteli ve hızlı bir bilgisayar gerektirir.

Difüzyon terimi:

Difüzyon terimi merkezi farklar ile ayrıştırıldığında Denklem 2.20 elde edilir. Burada n_i , Kartezyen koordinatlarda kontrol hacminin herhangi bir yüzeyinde, kontrol hacminin dışarısına doğru yönelmiş yüzey normalini temsil etmektedir. δx ise, çözüm noktaları arasındaki mesafedir (ör: P ve E noktaları arasındaki mesafe).

$$\begin{aligned} \int_S \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_i} n_i dS &= \frac{\Gamma_\phi A_e}{(\delta x)_e} (\phi_E - \phi_P) - \frac{\Gamma_\phi A_w}{(\delta x)_w} (\phi_P - \phi_W) + \frac{\Gamma_\phi A_n}{(\delta x)_n} (\phi_N - \phi_P) \\ &+ \frac{\Gamma_\phi A_s}{(\delta x)_s} (\phi_P - \phi_S) \end{aligned} \quad (2.20)$$

ANSYS CFX, bir sonlu hacimler yazılımı olmasına rağmen, bütün difüzyon terimlerinin ayrıştırılması sırasında sonlu elemanlar yönteminde kullanılan şekil fonksiyonlarından da yararlanmaktadır. Şekil fonksiyonları, çözüm noktalarında saklanan akışa ait bilgilerden yola çıkarak, çözüm sırasında kullanılmak üzere,

kontrol hacmi yüzeylerindeki integrasyon değerlerinin ve gradyanların hesaplanmasını sağlar. Denklem 2.21, bir çözüm ağı elemanı içerisindeki ϕ değişkeninin eleman içerisindeki değişimini, N_i sonlu elemanlar şekil fonksiyonunu kullanarak belirler. Bu denklemle, çözüm ağı elemanının noktaları ve integrasyon noktaları arasında ilişki kurulur.

$$\phi = \sum_{i=1}^{Nod\ sayısı} N_i \phi_i \quad (2.21)$$

Taşıma terimi:

Denklem 2.15'teki taşıma terimi, ele alınan kontrol hacminin bütün yüzeylerindeki (A ile gösterilmiş olan) akıların integrasyonu ile Denklem 2.22'deki gibi ifade edilir:

$$\int_S \rho u_i \phi n_i dS = \rho u_e A_e \phi_e - \rho u_w A_w \phi_w + \rho u_n A_n \phi_n - \rho u_s A_s \phi_s \quad (2.22)$$

Denklem 2.22, çözüm noktalarındaki değerleri değil, kontrol hacmi yüzeylerindeki değerleri esas almaktadır. Oysaki değerler çözüm noktalarında saklanmaktadır. Bu nedenle bir dönüşüme ihtiyaç vardır. Denklem 2.23'te kontrol hacmi yüzeyindeki ϕ_{ip} değeri, komşu çözüm noktaları ϕ_{up} değerleri ve değişken gradyanı $\nabla \phi$ kullanılarak hesaplanır. Buna "advection scheme" denir.

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \cdot \nabla \phi \cdot \Delta \vec{r} \quad (2.23)$$

Burada β "blending factor" ve $\Delta \vec{r}$ komşu çözüm noktası ve iterasyon noktası arasındaki mesafeyi veren vektördür. CFX çeşitli β ve $\nabla \phi$ seçenekleri sunmaktadır [32]:

a) Birinci mertbe yöntemi (First Order Upwind Differencing Scheme)

Bu seçenekte $\beta = 0$ 'dır. Bu nedenle integrasyon yüzeyindeki değer, "upwind" noktasındakine (yukarı akım bölgesinde yer alan komşu noktasındakine) eşittir. Bu yöntem birinci mertbe doğrulukta olup ayrıklaştırma hatası içerir. Ancak fiziksel olmayan sonuçlara neden olmadığı için kullanılan bir yöntemdir.

b) Belirli bir β seçimi yöntemi (Specify Blend)

β değeri 0 ve 1 arasında seçilir. $\nabla\phi$ değeri ise ele alınan komşu çözüm noktalarının gradyenlerinin ortalaması ile hesaplanır.

c) Yüksek çözünürlük yöntemi (High Resolution Scheme)

Bu yöntemde β olabildiğince bire yakın tutulmaya çalışılırken aynı zamanda fiziksel olmayan değerlere yol açmadan sonuca gidilmeye çalışılır. Çünkü $\beta = 1$ olduğunda sonucun uzaysal boyutta hızlı değiştiği bölgelerde, fiziksel olmayan sonuçlar doğurabilecek dalgalanmalar oluşabilir. $\nabla\phi$ ise, komşu çözüm noktasındaki kontrol hacmi gradyenine eşit olarak alınır.

Kaynak terimi:

Kaynak terimi Denklem 2.24'teki gibi ayrıklaştırılır [38].

$$\int_V S_\phi dV = \overline{S_\phi} V \quad (2.24)$$

Burada $\overline{S_\phi}$, kontrol hacmi içerisindeki S_ϕ değerlerinin ortalamasıdır.

Basınç-hız eşleşmesi:

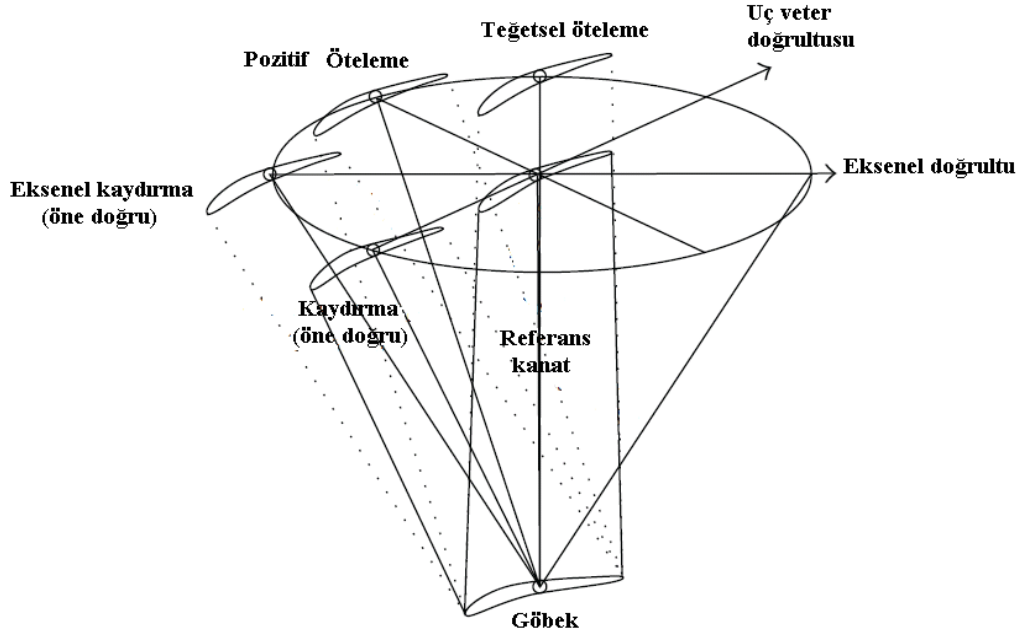
Basınç gradyeni teriminin ayrıklaştırılmasında da difüzyon terimindeki gibi şekil fonksiyonlarından yararlanılmaktadır. Basınç-hız eşleşmesinin nasıl sağlandığının detayları ise Kaynak [32]'de açıklanmıştır.

CFX-Solver [32, 35], bir zaman adımında iterasyon gerçekleştirirken, daimi akışlar için fiziksel zaman ölçeği (physical timescale), daimi olmayan akışlar için ise zaman adımı (timestep) kullanmaktadır. Daimi akış çözümünde her bir zaman adımında bir tane iç iterasyon gerçekleştirilirken zamana bağlı çözümlerde bu sayı birden fazladır. İterasyonlar sırasında, doğrusal denklem setlerini iteratif yöntemle çözmek için Multigrid (MG) accelerated Incomplete Lower Upper (ILU) yöntemini kullanmaktadır [32].

2.2 Fan Kanadının Bükülmesi İle İlgili Çalışmalar

Son yıllarda eksenel fanların aerodinamik performanslarını, dolayısıyla verimlerini yükseltmek amacıyla, tasarım parametrelerinin yanında, fan kanadını oluşturan profilleri, teğetsel yönde ya da fan ekseni yönünde, profil veterine dik ya da veter

yönünde kaydırmak, ötelemek gibi yöntemler (Şekil 2.17) kullanılmaya başlanmış ve araştırmalara konu olmuştur. Kanat şekli üzerinde yapılan bu değişiklikler, kanat üzerindeki aerodinamik yük dağılımı, basınç artışı, debi, verim, kanat ucu ve kanat kökü kayıpları gibi birçok faktöre etki etmektedir.



Şekil 2.17 : Kaydırma (sweep) ve ötelemenin (dihedral) tanımı [39].

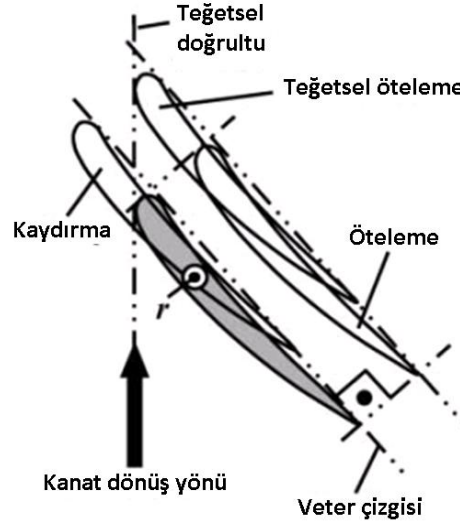
Kanat profillerinin ağırlık merkezlerinden geçen radyal bir doğru üzerinde birleştirilmesiyle elde edilen kanat geometrisi referans geometri şeklinde kabul edilirse, herhangi bir yarıçaptaki kanat profilini:

- "kaydırma" (*sweep*), kesidin veter uzunluğu doğrultusunda bir miktar kaydırma ile,
- "eksenel kaydırma" (*axial sweep*), fanın dönme eksenini doğrultusunda bir miktar kaydırma ile,
- "öteleme" (*dihedral ya da lean*), vetere dik doğrultuda bir miktar kaydırma ile,
- "teğetsel öteleme" (*tangential lean ya da skew*) ise fanın dönme eksenini etrafında teğetsel doğrultuda, belli bir açı değerinde öteleme ile

gerçekleştirilir.

Yukarıda açıklanan tanımlardan aksel kaydırma ve teğetsel öteleme, kaydırmanın ve ötelemenin birlikte uygulandığı özel durumlardır.

Şekil 2.18’da, kaydırma, öteleme ve teğetsel öteleme uygulamaları Θ -z düzleminde tek bir şekil üzerinde gösterilmektedir. Gri ile boyanmış olan referans profildir.



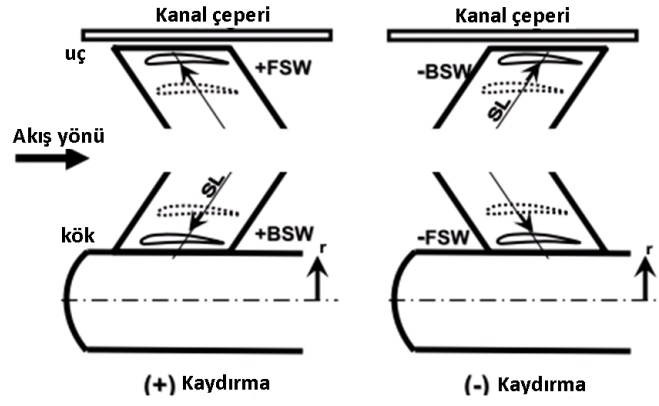
Şekil 2.18 : Teğetsel öteleme, kaydırma ve öteleme uygulamalarının şematik görünümü [40].

Genellikle bu değişikliklerin fanın gürültü seviyesine de etkilerinin olduğu literatürde ifade edilmektedir [41, 42]. Zira bilgisayar soğutulması ya da havalandırma amaçlı sistemlerde gürültünün en az seviyede istendiği düşünülürse, yapılan bu değişikliklerin fanın çıkardığı gürültüyü azaltması da arzu edilen bir durumdur. Aşağıda verilen literatür özetinde ilk olarak kaydırmanın (sweep), daha sonra ise ötelemenin (dihedral) fan performansına etkileri ile ilgili çalışmalara yer verilmektedir.

2.2.1 Kaydırma (sweep) ile ilgili çalışmalar

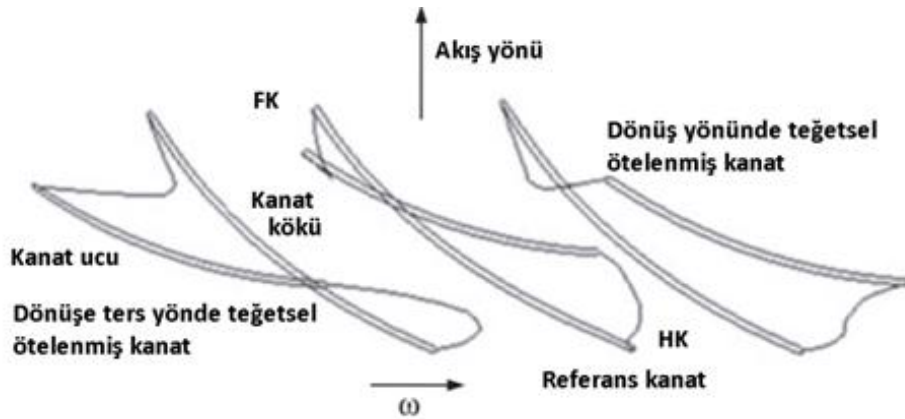
Kaydırma uygulamasının da, literatürde geleneksel hale gelmiş, kendi içerisinde bazı alt tanımları bulunmaktadır:

Kaydırma (sweep): İlgili profilin, kendisinden daha düşük yarıçaplı profile göre, veter doğrultusunda, yukarı akım/aşağı akım yönünde kaydırılması, literatürde sırasıyla "öne doğru/arkaya doğru kaydırma" (forward/backward sweep), duvar dibindeki bir profilin kanadın ortalama yarıçapına daha yakın profile göre yukarı akım/aşağı akım yönünde kaydırılması ise sırasıyla "pozitif/negatif kaydırma" (positif/negatif sweep) olarak adlandırılmaktadır (Şekil 2.19).



Şekil 2.19 : Kaydırma uygulaması için öne doğru/arkaya doğru ve pozitif/negatif yön tanımları [43].

Teğetsel öteleme (*skew*): İlgili profilin, kanat profillerinin ağırlık merkezlerinin üst üste gelecek şekilde yerleştirildiği radyal doğrudan, dönüş yönünde/dönüşe ters yönde, teğetsel doğrultuda kaydırılması, literatürde sırasıyla "forward/backward skew", olarak adlandırılmaktadır (Şekil 2.20). Teğetsel öteleme, kaydırma ve ötelemenin bir birleşimidir.



Şekil 2.20 : Dönüşe ters/dönüş yönünde teğetsel öteleme uygulamaları [44].

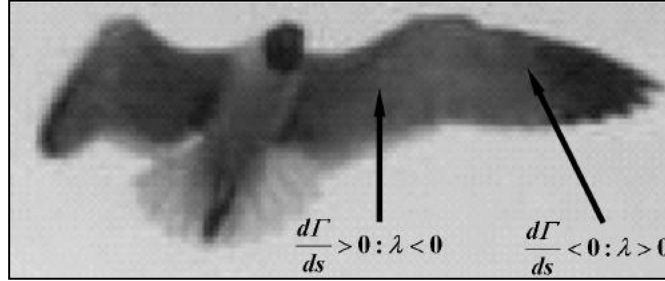
Kaydırma uygulama düşüncesi ilk olarak uçak kanatları için geliştirilmiştir. Öne doğru kaydırma uygulandığı takdirde sürükleme kuvvetinde azalma ve yüksek hücum açısına maruz kanatlarda kanat ucu stolunun ortadan kalkmasıyla küçük hızlarda daha iyi tutunma sağlanmıştır [24].

Turbomakina uygulamalarında ise, eksenel kompresörlerin ön, eksenel türbinlerin ise arka kademelerinde genellikle rotor göbeği eksenel doğrultu ile 30-40° açı yapmakta, bu nedenle kanat profilleri radyal bir doğru üzerine yerleştirilmiş bile olsa, kanada kaydırma uygulanmış gibi bir durum ortaya çıkmaktadır. Bu kanada bir de

yerleştirme (stagger) açısı verilmiş ise, kaydırma yanında öteleme de uygulanmış bir kanat ortaya çıkmaktadır [45].

Çeşitli kaynaklarda kanat profillerini öne doğru kaydırmanın kompresör verimini arttırdığı, çalışma alanını genişlettiği, ikincil akışların azaltılmasına yardımcı olduğu, kanat ucu hücum kenarında kanat yükünün azaltılmasına neden olduğu belirtilmiştir [24, 41, 46, 47].

Turbomakina tasarımında, kaydırma açısının ve kanat etrafındaki sirkülasyonun kanat boyunca değişiminin, bağımsız parametreler olarak görülmesine rağmen, Vad [48] bunların arasında bir ilişki olduğunu öne sürmüştür. Martı kanatları incelendiğinde, kanat kökünden kanadın ortasına kadar sirkülasyonun arttığı ve bu bölgede öne doğru kaydırma (forward sweep) olduğunun, kanadın ortası ile uç kısımları arasında ise sirkülasyonun azaldığının ve bu bölgede geriye doğru kaydırma (backward sweep) olduğunun altını çizmiştir (Şekil 2.21). λ kaydırma açısı, Şekil 2.21'de öne doğru kaydırma için negatif olacak şekilde tanımlanmış olup, kaydırma uygulaması sonucunda elde edilen profillerin yeni dizilme doğrusu ile radyal doğrultu arasındaki açıdır.



Şekil 2.21 : Martı kanatlarında bulunan kaydırma [48] .

Literatürde kaydırma ya da ötelemenin fanlara uygulandığı birçok çalışma olduğu halde, bunların nasıl ve hangi açılarda uygulanması gerektiğini net bir şekilde ortaya koyan bir öneriye hala ihtiyaç duyulmaktadır. Bu nedenle tasarımcılar kanat yüksekliği boyunca olan kaydırma ve öteleme dağılımlarını, tasarım girdisi olarak kabul etmekte, HAD analizlerini kullanarak, deneme yanılma yoluyla söz konusu uygulamaların pozitif etkilerinden faydalanmaya çalışmaktadırlar. Literatürde bu konularda yapılan çalışmalarda birbiriyle çelişen sonuçlar da vardır [48]. Her ne kadar optimum kaydırma açısı ya da kaydırma yöntemi detayı hakkında genel bir kural bulunamasa da, bazı çalışmalarda, kaydırma uygulamalarının benzer pozitif

etkileri görülmüştür. Aşağıdaki alt bölümlerde kaydırmanın çeşitli akış parametrelerine olan etkileri özetlenmektedir.

2.2.1.1 Kaydırmanın aerodinamik kanat yüküne etkisi

Vad, kaydırma üzerine yapılan yayınları derlediği çalışmada [40], kaydırmanın kanat yüküne etkisini şu başlıklar halinde toplamıştır:

Pozitif kaydırma etkisiyle rotor girişindeki akışın değişimi: Kanat kökünde veya ucunda, pozitif kaydırma veya pozitif teğetsel öteleme uygulandığı takdirde, hücum kenarının yukarı akım yönüne doğru çıkıntı yapmasıyla, bu bölgelerde, diğer bölgelere göre akışkan üzerinde daha fazla iş yapılmaktadır. Bunun sonucunda ise, bu bölgelerde eksenel hız artmakta, süreklilik denklemi gereği (sabit debi için), diğer bölgelerde ise azalmaktadır. Bu etkilere, kanat ucunda kaydırma ya da teğetsel öteleme uygulanan birçok çalışmada rastlanmıştır [40, 49].

Yang ve diğ. [50] ise, kanadın tamamına öne doğru kaydırma uyguladıkları durum için (bu durumda kanat ucunda pozitif kaydırma elde edilir), fan girişindeki eksenel hızın ortalama yarıçap ve göbeğe yakın kısımlarında artış, uç bölgesinde ise, [40] ve [49]'de Vad'ın gördüğünün tam tersi şekilde azalma görmüştür.

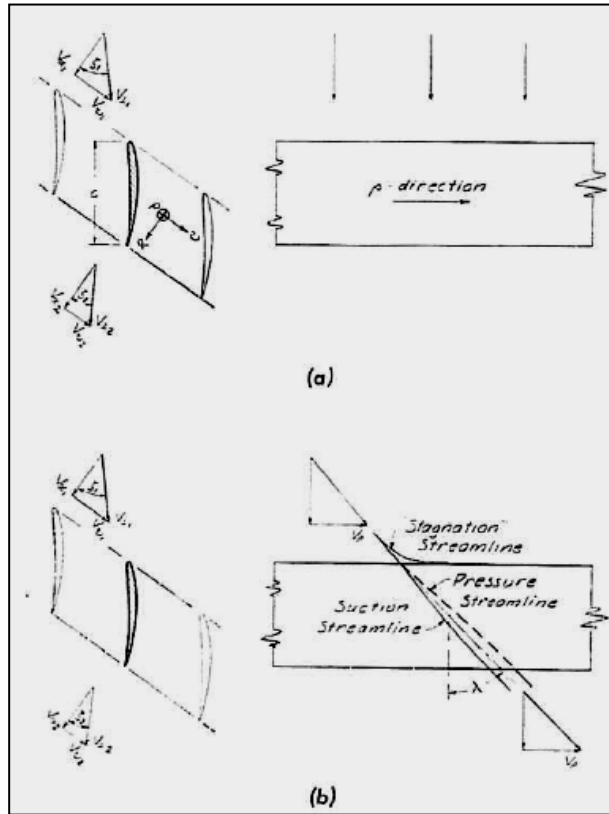
Hücum açısının değişimi neticesinde rotor girişindeki akışın değişimi: Sabit bir debide, eksenel hızın pozitif kaydırma ya da pozitif teğetsel öteleme etkisiyle kanadın belirli bir bölgesinde artması, kanadın diğer bölgelerinde süreklilik denklemi gereği azalmasına neden olur. Bu durumda eksenel hızın azaldığı bu bölgelerde hücum açısı artacağından, kanat kuvvetinin teğetsel bileşeni büyür. Sonuçta, kanat yüksekliği boyunca aerodinamik yük dağılımının değişiminin nedenlerinden biri, kaydırma nedeniyle hücum açısının değişimi ve bunun sonucunda rotor giriş koşullarının değişmesidir [40].

Mohammed ve Raj [47], öne doğru kaydırmanın kanat üzerindeki hız dağılımına olan en önemli etkisinin, kanat ucunda, hücum kenarının hemen arkasında, emme kenarında oluşan yüksek hız bölgesindeki hızları düşürmek olduğunu ve bunun da hücum açısının küçülmesi nedeniyle olduğunu belirtmişlerdir.

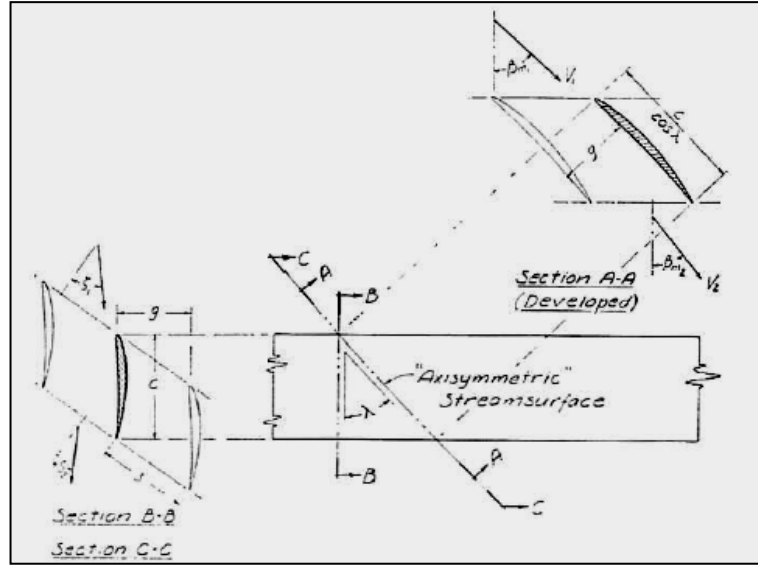
Göbek ve uçtan uzak bölgede aerodinamik yükün azalması ($\cos \lambda$ etkisi): Eksenel turbomakinalarda, klasik tasarımda, kanat profilleri eksenel simetrik yüzeyler üzerine yerleştirilir. Akışın bu yüzeyler üzerinde kaldığı düşünülür ve bütün hesaplar bu

yüzeyler üzerinde yapılır [45]. Bu kanatlar arası çevresel (blade-to-blade) yüzeyi temsil etmek için ise genellikle iki boyutlu kaskat metodu kullanılır. Her bir yarıçapta kısmi bir turbomakina tasarlıyormuş gibi yapılan hesaplardan sonra kanat profilleri genellikle ağırlık merkezleri radyal bir doğru üzerinde olacak şekilde dizilir. Ancak, bu profiller kaydırma ya da öteleme uygulanarak birleştirilmiş ise, akış artık bu eksenel simetrik yüzeyler üzerinde kalmaz [45].

Kaskat testleri ile elde edilmiş olan, profilin C_L kaldırma katsayısının tasarım aşamasında kullanılamaması gibi bir sonuç doğurur [51]. Bu durumun tasarım yöntemine etkisi Smith ve Yeh [45] tarafından teorik bir çalışmada incelenmiştir. Sonsuz uzunlukta bir kanada, kanat boyu doğrultusunda bir ρ hızı verilerek, Şekil 2.22a'da gösterildiği gibi, giriş ve çıkış hız üçgenleri çizilmiştir. Bu durum, kanada kaydırma uygulandığı durumda, fan girişindeki akış koşullarına karşılık gelmektedir. Zira ana akım, öne doğru eğimli duran bir kanadın hücum kenarı ile dik açı değil, dik açıdan daha dar ya da geniş bir açı yapmaktadır. Yeni durum Şekil 2.22b'de gösterilmektedir. Akışkan artık kanada Şekil 2.22b'deki gibi λ (kaydırma açısı) ile gelmektedir. Yani kanatlara kaydırma uygulandığında akış artık eksenel simetrik akım yüzeyi üzerinde kalmamakta, klasik teorideki yaklaşımdan farklı olmaktadır.



Şekil 2.22 : Değiştirilmiş eksenel simetrik yüzey [45].



Şekil 2.23 : $\cos \lambda$ etkisi [45].

Şekil 2.23 ise bu durumun nasıl düzeltilebileceği ile ilgilidir. Şekil 2.23'teki eksenel simetrik yüzeye bakıldığında takdirde gerçek veter uzunluğu artık " c " değil " $c/\cos \lambda$ " haline gelmektedir. Buradaki giriş ve çıkış açıları da değişmektedir. Ayrıca c/s oranı artmış ve akışın saptırılma miktarı azalmıştır. Şekildeki CC kesidi üç boyutlu akış içinde iki boyutlu bir yüzey oluşturmaktadır. Örneğin giriş ve çıkış açıları kanat uzunluğu boyunca farklı yarıçaplarda yer alırken, CC kesidi bu ikisini aynı eksenel simetrik yüzeye toplamayı başarmaktadır. Kanat yerleştirme açısının sabit kaldığı durum için (buradaki durum), BB ile CC kesitleri üst üste düşmüştür. Ancak yerleştirme açısı değişirse bu kesitler birbirinden farklı olacaktır. Son durumda eksenel simetrik bir yüzey olan CC kesidinde çalışılmakta, ancak bu yüzeye kanadın ekseninin yönünden yani AA kesidinden bakılmaktadır. Bütün bunlar dikkate alınıp, bir uçak kanadı için hesaplamalar yapıldığında kaydırma uygulanmış bir kanadın kaldırma katsayısının, düz bir kanadının $\cos \lambda$ katı olduğu görülür. Ancak göbek ve uç gibi sınırlandırmaların olduğu bölümlerde, sınır tabaka etkisi nedeniyle kanat uzunluğu yönündeki akışın etkilendiği düşünülerek, bahsedilen kuralın kanadın orta kısımları ile sınırlı olduğu belirtilmiştir [45].

$\cos \lambda$ etkisinin geçerliliğini incelemek amacıyla yapılan çalışmaların bazılarında kaldırma katsayısı, kiminde ise toplam basınç ya da statik basınç artışı değerlendirilmiştir [52]. Örneğin Beiler ve Carolus [52] teğetsel öteleme uyguladıkları çalışmalarında, $\cos \lambda$ yerine $(\cos \lambda)^{0.62}$ nin kendi deney sonuçları ile daha iyi uyuştuğunu belirlemişlerdir. Vad ve diğ. [53] ise literatürdeki bazı kaydırma

uygulamalarının verilerini kullanarak, $(\cos \lambda)/B$ ve $(\cos \lambda)^A$ formüllerini önermiştir. Bu önerilerdeki A ve B değerleri kanat boyu/veter uzunluğunun fonksiyonlarıdır. Ramakrishna ve Govardhan [24], bu bağıntıların hiçbirinde debi sayısının etkisinin göze alınmadığını öne sürerek, bütün çalışma bölgesini kapsayan, tasarım noktasından daha düşük debiler için $(\cos \lambda)^A$, daha yüksek olanlar için ise $(1/2)((\cos \lambda)^A + (\cos \lambda)/B)$ düzeltmesini önermişlerdir. Yapılan karşılaştırmalar kaydırma açısının artması ile bu bağıntılardan sapmanın da arttığını görmüşler ve sonunda bunları, deney sonuçlarında elde ettikleri ikinci dereceden bir polinom olan ampirik $M(\lambda)$ katsayısı ile çarpmaya karar vermiştir. Bunun nedenini ise, kaydırma açısı arttıkça, kaydırma açısının kosinüsünün, azalan kanat yükünden daha hızlı değişmesine bağlamışlardır. Yukarıda bahsedilen düzeltme katsayısını 20° ve 30° kaydırma açıları için yaptıkları HAD hesaplamalarından elde eden Ramakrishna ve Govardhan, son önerdikleri $M(\lambda)$ düzeltme katsayısını 40° için denemiş ve olumlu sonuçlar elde etmişlerdir.

Göbek ve kanat ucuna yakın yerlerde kanat aerodinamik yükünün değişimi: Birçok kaynağa göre, göbek ve uç kenarlarında yapılan pozitif kaydırma, kanat profili üzerindeki aerodinamik yükü azaltmakta, negatif kaydırma ise arttırmaktadır. DeneySEL bir çalışma, kanat uzunluğu boyunca olan yük dağılımının kaydırmadan çok fazla etkilendiğini göstermektedir [53]. Buna göre, pozitif/negatif kaydırma, kanat kökü ve ucunda kanat aerodinamik yükünü sırasıyla düşürmekte/yükseltmektedir.

Clemen ve Stark tarafından yapılan diğer bir HAD çalışmasında ise [54], kaydırma açısı arttıkça, kanat ucunun hücum kenarı bölümünde kanat aerodinamik yükünde azalma görülmüştür. Hücum kenarındaki yük azalmasının sonucunda, kanat kökü ya da ucundaki basınç farkı nedeniyle oluşan ikincil akışların ve bu bölgelerdeki sınır tabaka ayrılmasının azaltılabileceği ifade edilmektedir. Ayrıca kanat ucundaki aerodinamik yükün azalmasının sonucunda, yük dağılımının kanat boyunca daha düzgün yayılı hale geldiği vurgulanmıştır. Çalışmada benzer etkiler öteleme uygulaması ile de gözlenmiştir. Kanat ucu boşluğunun da bir parametre olarak göz önüne alındığı bu çalışmada, kaydırma ya da ötelemenin, kanat ucundaki kanat yükünü azaltma etkisinin kanat ucu boşluğunun etkisinin yanında çok küçük kaldığı belirtilmiştir. Kaydırma etkisiyle kanat aerodinamik yükü düşse de, pozitif kaydırmanın, aynı zamanda kanat yükünün veter doğrultusunda düzgün yayılı hale

gelmesini sağladığı belirtilmiştir. Kanat ucunda aerodinamik yükün arttığı duruma nazaran, düzgün yayılı kanat yükü şeklinin daha az kanat ucu kayıplarına neden olduğu vurgulanmıştır.

Corsini ve diğ. [55] ise, HAD çalışmalarında, kanat boyunca düzgün yayılı olmayan enerji transferi gerçekleştirecek biçimde tasarlayarak kaydırma uyguladıkları fanda, performans artışı gözlemlemişlerdir. Yaptıkları detaylı değerlendirmede, bazı bölgelerde Lieblein difüzyon faktörünün [56] literatürde tanımlanan maksimum 0,5 değerinden büyük olduğunu görmüşler ve bunun sonucunda Lieblein difüzyon faktörü limitinin şüpheyile kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir.

Karışma bölgesi: Vad, kanat üzerinde kaydırma ya da ötelemenin olduğu bölgenin kaydırma ya da öteleme yapılmamış bölge ile ani bir şekilde birleştiği yerde kanat yükünün arttığını öne sürmektedir [40].

2.2.1.2 Kaydırmanın fanın toplam basınç artışına ve kararlı çalışma bölgesine etkisi

Kaydırmanın kanat boyunca doğrusal şekilde uygulandığı birçok çalışmada [26, 50], yüksek debilerde fanın toplam basınç artışının azaldığı gözlenmiştir. Fakat aynı zamanda, öne doğru kaydırma uygulandığı durumda, performans eğrisi üzerinde akış kararsızlığının (stolun) başladığı çalışma noktası daha düşük debilerde oluşmaktadır [26, 42, 57, 58].

Türbinlerin aksine kompresörler ya da düşük hızlı fanlar ters basınç gradyenine maruz kalırlar. Emme yüzeyinde hızın fazla küçülmesi nedeniyle bu bölgelerde kalın bir sınır tabaka oluşur. Sınır tabaka içerisindeki akışkanın, akış yönündeki momentumu çok düşüktür ve kanadın dönmesi nedeniyle oluşan merkezkaç kuvvetler etkisiyle, radyal momentum kazanır ve kanat ucuna doğru hareket eder. Düşük debilerde bir hayli kalın olan sınır tabaka, kanat ucu firar kenarından başlamak üzere ayrılarak stol hücrelerini oluşturmaya başlar. Eğer kanatlar radyal ise, akış ayrılması daha kuvvetlidir ve makinanın çalışma aralığını çok daraltır. Kaydırma uygulanmış bir kanatta ise, kanadın emme kenarındaki basınç dağılımının değişmesiyle, sınır tabakanın merkezkaç kuvvetler etkisiyle olan hareketi kısıtlanır. Bunun sonucunda ise makinanın çalışma aralığı ve buna mukabil kanat ucunda stol oluşmadan çalışılabilen hücum açısı aralığı genişler [24, 47].

Vad'a göre [53], öne ve arkaya doğru kaydırma, toplam basıncın performans eğrisinde tepe yaptığı çalışma noktasını sırasıyla daha düşük ve daha yüksek debilere kaydırmaktadır.

Wright tarafından yapılan bir çalışmada ise, öne doğru kaydırmanın düşük debilerde kanat emme yüzeyinde görülen akış ayrılmasını daha küçük debilere ötelediği, bu nedenle makinanın çalışma bölgesinin genişlediği belirtilmiştir. Bunun nedenini ise, düşük momentumlu akışkanın yüksek yarıçaplara doğru olan hareketinin ve bu hareketin izlediği yolun, öne doğru kaydırma etkisiyle, firar kenarına yakın bölgede kısaltılması olarak açıklamıştır [42].

Stolun başladığı çalışma noktasını daha düşük debilere çekme etkisi, dönüş yönünde teğetsel öteleme yapılmış fanlar için de gözlemlenmiştir. Örneğin Li'nin yaptığı çalışmada [41], fanın kararlı çalışma aralığı %30 arttırılmıştır. Ayrıca kaydırmadan farklı olarak, sadece ortalama yarıçap üzerindeki profillere teğetsel öteleme uygulamak suretiyle tasarım noktasında %3,6'lık bir toplam basınç artışı sağlanmıştır.

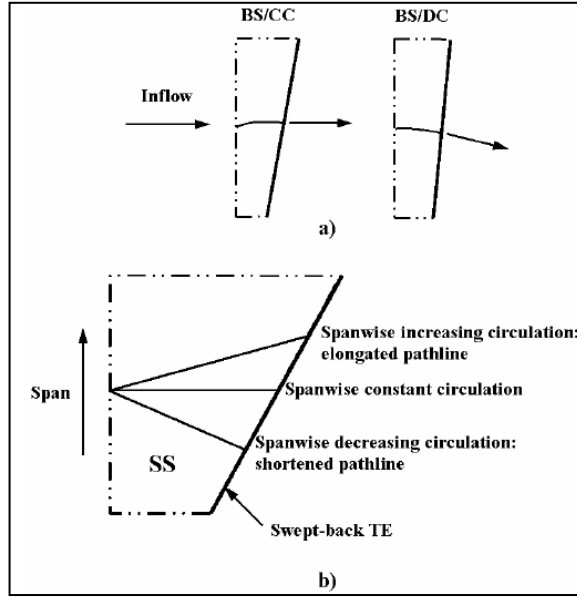
Vad'ın aerodinamik yükü, kanadın uç kısmı doğru artacak biçimde tasarladığı fanda [49], kanat ucunda kaydırma uygulandıktan sonra, kanat kökünde yukarıdaki bölümlerde açıklanan nedenlerle aksel hızın azaldığı ve aerodinamik yükün arttığı belirtilmiştir. Bunun sonucunda ise kanat ucunda/kökünde yük azalışı/artışı neticesinde Euler işinin kanat boyu yönündeki gradyeninin azalmasıyla kontrollü girdap tasarımı serbest girdaba yaklaşmıştır. Bütün bunların neticesinde ise kanadın büyük bölümünde kayıplar artmış, toplam basınç artışı ve verim azalmıştır.

2.2.1.3 Kaydırmanın kayıplara etkisi

Vad'ın [48] belirttiği üzere, düşük hızlı kaskat deneylerinde [54, 59, 60], transonik pervane rotorlarında [61], düşük hızlı kompresör statorlarında [62] ve transonik kompresörlerde [63] kanat kökünde ve kanat ucunda pozitif kaydırma uygulamanın kayıp azaltıcı etkileri olduğu görülmüştür. Bu bölgelerde pozitif kaydırma uygulamak, kanadın kök kısmında arkaya doğru, uç kısmında ise öne doğru kaydırma ile aynı anlama gelmektedir.

Vad [48], arkaya doğru kaydırma (Şekil 2.24'te BS) uyguladığı sabit sirkülasyon (Şekil 2.24'te CC) ve martı kanadındaki gibi ortalama yarıçaptan uca doğru azalan sirkülasyon (Şekil 2.24'te DC) durumları için, radyal yönde sirkülasyonu azaltıp kaydırmayı arkaya doğru uygulamanın akışkanın emme kanarında kat ettiği uzunluğu

azaltması nedeniyle profil kayıplarını azaltabileceğini öne sürmüştür. Benzer şekilde öne doğru kaydırma durumunda ise, radyal yönde sirkülasyonun artırılmasının kat edilen yolu yine kısaltacağını öne sürmüştür.



Şekil 2.24 : Arkaya doğru kaydırılmış firar kenarı için akışkanın kat ettiği yol [48].

Corsini ve Rispoli [57], emme kenarı sınır tabakasında bulunan ve merkezkaç kuvvetlerin etkisi ile yüksek yarıçaplara doğru hareket eden, akış ayrılması ve stola neden olan düşük momentumlu akışkanın, kanat boyunca öne doğru kaydırma uygulandığı durumda, kanat ucu bölgesine ve kanat ucu kayıplarına olan etkisinin değiştiğini belirtmektedir.

Vad'a göre kaydırmanın en çok etkilediği kısım, ortalama yarıçap ile uç kısım arası, özellikle de uç kısımdır [49]. Ancak bu uygulanan tasarım yaklaşımına göre değişmektedir. Örneğin kanat ucunda yükün fazla olduğu bir tasarımda, uç kısma doğru hareket eden akışkan miktarı daha fazla olduğu, yani radyal hız daha fazla olduğu için, kaydırmanın, kanat ucu kayıplarını arttırdığı öne sürülen radyal hızı azaltmadaki etkisi, serbest girdap yöntemi ile tasarlanmış bir fana göre daha fazladır [49].

Ramakrishna'ya göre de [39], kaydırma uygulamanın esas amacı, kanat emme yüzeyinden ayrılan sınır tabaka akışkanının kanat ucuna sürüklenmesini engellemektir.

Hurault ise [64], bu konu hakkında genel bir yorum yaparak, öne doğru kaydırmanın mutlak hızın radyal bileşenini azalttığı, arkaya doğru kaydırmanın ise arttırdığı izlenimini edindiğini belirtilmiştir.

Corsini ve diğ. ise [55], kaydırma etkisi ile, kanat kökü ve ortalama yarıçap civarında kayıplarda azalma gözlemlenmiş, ancak uç bölgesinde kayıpların arttığını görmüştür. Bu nedenle öne doğru kaydırma etkisi ile olan verim artışının yalnızca kanat ucuna doğru sürüklenen düşük enerjili akışkan ile açıklanamayacağını [65], göbek ve uçtan uzaktaki akış dinamiğinin de dikkate alınması gerektiğini belirtmiştir.

Corsini [57] ve Sasaki'ye [59] göre, öne doğru kaydırma kanatlar arasındaki akış bölgesinin ön kısımlarında bir girdaba neden olmaktadır. Serbest girdap tasarımı yaklaşımı ile tasarlanmamış bir fanda aerodinamik yük dağılımının neden olduğu radyal yöndeki girdap ile öne doğru kaydırmanın yarattığı, buna ters yöndeki girdap, radyal yöndeki ikincil akışları zayıflatmakta, bunun sonucunda eksenel hız profili değişmektedir. Bu durum, emme kenarı sınır tabakası içerisindeki akışkanın, merkezkaç kuvvetler etkisi altında radyal yönde hareket ederek uça birikmesinin, kaydırma etkisi ile engellenmesi ile yakından ilgilidir.

Corsini'ye göre [57], kaydırma etkisi ile kayıplara dair görülen diğer bir etki ise, kanat köküne yakın yerlerde, emme kenarı köşesindeki akış kararsızlığının azalmasıdır. Clemen de [54], pozitif kaydırma ve pozitif ötelemenin kanat kökündeki kayıpları azaltabileceğini belirtmiştir.

Corsini [57]'ye göre, kaydırma, kanadın uç bölgesinde, kanat profilinin emme kenarı üzerinde oluşan minimum basıncın mutlak değerini düşürerek, kanadın bu bölümünde emme ve basma yüzeyleri arasındaki basınç farkını azaltmakta ve böylece kanat ucu kayıplarını azaltmaktadır. Ramakrishna da [39], buna mukabil, kanat ucu bölümünde, hücum kenarına yakın kısımlarda kanat yükünün azaltılması ve bunun sonucunda hücum kenarındaki akışın hücum açısı değişimlerinden daha az etkilenmesini, kanat ucu kayıplarının azalmasının nedeni olarak görmüştür.

Vad [40], kanat ucu ve kanat kökü ile ikincil akış kayıplarında, pozitif kaydırma etkisiyle değişiklik, negatif kaydırma etkisiyle ise artış gözlemlenmiştir. Ayrıca pozitif kaydırma uygulanan bölgelerden uzak kesimlerde, hücum açısı arttığı için C_L/C_D oranının azaldığını ve dolayısıyla kayıpların da arttığını belirtmektedir.

Sasaki ve Breugelmans [59], ortalama yarıçapı koruyarak, bir kompresör kaskadı üzerinde kanadın sadece iki ucuna öne doğru kaydırma uygulamışlardır. Kanatlar arasındaki akış bölgesinin çıkış kısmında, emme kenarında, kanat ucundan ortalara doğru bir ikincil akış oluşmuş, bu nedenle uç kısımlardaki kayıplar %20 civarında azalırken, ortalama yarıçap civarında ise artmıştır.

Ramakrishna [24] değişik kanat ucu boşluklarında için 20° , 30° ve 40° ’lik öne doğru kaydırma uygulamalarını ele aldığı HAD çalışmasında, kaydırmanın kanat ucu ve kanat kökündeki kayıpları azalttığını, ortalama yarıçap civarında ise kayıpları az miktarda arttırdığını hesaplamıştır. Kaydırmanın sınır tabaka ayrılmasını zorlaştırdığını ve eksenel kaydırmanın verimi arttırdığını tespit etmiştir.

Seo ve diğ.’nin [26] sayısal çalışmasında ise, kanat ucu girdabının oluştuğu kanadın uç kısmında, pozitif ötelemenin kanatlar ile boru çeperi arası bölgedeki tıkanmayı ortadan kaldırmaya yardımcı olduğunu sağladığını belirtilmiştir.

Ayrıca, literatürde kaydırma uygulanan bölgenin, kaydırmanın uygulanmadığı bölge ile birleştii yerdeki kayıplarda artış görüldüğü belirtilmiştir [40, 66].

Dönüş yönünde uygulanan teğetsel ötelemenin de etkisi benzer şekildedir. Kanadın ortalama yarıçapının daha üst bölgelerinin, dönme yönüne doğru büküldüğü çalışmada, Li [41], teğetsel öteleme uygulanmış kanat nedeniyle, kanadın üst bölgelerinde, akışkana, radyal doğrultuda, göbeğe doğru bir kuvvet etkidiğini belirtmiştir. Kanat profillerinin radyal doğrultuda dizildiğı bir kanatta, kanadın emme yüzeyinin sınır tabakası içerisinde bulunan düşük enerjili akışkan, merkezkaç kuvvetler etkisiyle kanadın uç bölümüne taşınarak bu bölgedeki kayıpları arttırırken, teğetsel ötelemenin uygulanması ile yalnızca kanadın ortalama yarıçapına yakın bölgelere kadar taşınmakta olduğı, bu nedenle kanadın uç bölümündeki kayıpların azaldığı belirtilmektedir. Ortalama yarıçaptan daha aşağı bölgelerde ise, teğetsel öteleme uygulanmadığı için, merkezkaç kuvvetler hala baskındır. Bu nedenle göbeğe yakın yerlerdeki düşük enerjili akışkanın da kanadın orta kısımlarına hareketi gözlemlenmiştir. Ancak bahsedilen çalışmada kanat ucu kayıplarındaki azalma, kanat ortasındaki kayıplardaki artışının 2,2 katı olarak ölçülmüştür. Aynı çalışmadaki HAD hesaplamalarında da deneyleri destekler nitelikte, teğetsel öteleme uygulanmış kanadın göbek kısmına yakın pozisyonlarındaki emme kenarı ile kanat kökü arasındaki köşe kayıplarının arttığı, kanat ucu kısımlarındaki toplam basınç kaybının ise azaldığı belirtilmiştir.

Yukarıdaki bölümlerde anlatıldığı üzere, hiçbir kanat düzeltilmesi yapmadan, öne doğru kaydırmanın kanat boyunca uygulanması halinde, kanat kökünde eksenel hız azaldığı için, tasarım debisinde bile düşük yarıçaptaki profiller tasarım dışı koşullarda çalışmaya başlamakta, neticesinde ise kayıplar artmaktadır [49].

2.2.1.4 Kaydırmanın aerodinamik verime etkisi

Ramakrishna'ya göre [39] kaydırma kanadın tamamına uygulandığı takdirde, kütle debisinin sabit kalması koşulu ile kaldırma katsayısını koruyabilmek için kanat adımı-veter oranının düşürülmesi gerekmektedir. Bu durum akışkanla temas eden yüzeyin artması yani profil kayıplarının artması demektir. Yüksek debilerde, kanat yüzeyindeki sürtünme kayıplarının artması, toplam basınç artışı azalması ve verim kaybına neden olur. Örneğin 10° öne doğru ve 10° arkaya doğru kaydırma uygulanan bir bilgisayar soğutma fanının HAD hesaplamalarının deneysel çalışma ile sınındığı çalışmada [50], her iki durum için de, fanın tasarım noktası civarında verimde azalma gözlenmiştir. Kaydırmanın radyal doğrultudaki ikincil akışları kontrol ederek verim arttırabilme potansiyeline sahip olmasına rağmen, sözü edilen fanın kanat boylarının çok küçük olması, bununla beraber radyal hız gradyeninin de çok küçük olması, verimdeki azalmanın temel sebebi olarak açıklanmıştır.

Vad [49, 53] ve Seo [26] öne doğru kaydırmanın düşük debiler haricinde, çalışma bölgesinin büyük bir bölümünde verim kaybına neden olduğunu belirtmiştir. Vad'a göre [53], kaydırma, Euler işini ve kanat kayıplarını değişikliğe uğratmaktadır. Verimdeki değişim ise bu ikisinin dengesine bağlıdır. Öne doğru kaydırma uygulandığında ortalama yarıçap altındaki bölgelerde oluşan negatif kaydırma nedeniyle hem artan yüzey alanı etkisiyle kayıplar, hem de Euler işi artmaktadır. Ancak kayıplar daha büyük olduğu için bu bölgede verim azalmaktadır. Daha yüksek yarıçaplarda ise Euler işi pozitif kaydırma nedeniyle azalırken kayıplar da azalmakta, ancak Euler işinin düşüşü daha büyük olduğu için verim bu bölgede de azalmaktadır. Ancak düşük debilerde, kanat aerodinamik yükündeki azalma miktarının yüksek debilere göre daha düşük olduğu, hatta aerodinamik yükün artabildiği, bu nedenle stolun geciktirilip, hem kanat kökünde hem kanat ucunda kayıpların azalıp verimin artabileceği söylenmiştir. Ayrıca, kanat boyunca öne doğru kaydırma ve dönüş yönünde teğetsel öteleme uygulanmış ve geometride başka herhangi bir düzeltme yapılmamış bir kanatta, hem toplam basınç artışının azalması hem de kanadın büyük kısmında kayıpların artması nedeniyle tasarım noktasında verim kaybı gözlemlenmiştir [49].

Seo [26], öne doğru kaydırma ve pozitif öteleme kombinasyonunu uyguladığı bir optimizasyon çalışmasında verimi radyal doğrultuda daha düzgün yayılı hale getirebilmiş ve tasarım noktasında %1,75 lik bir verim artışı elde etmiştir.

Yine Vad [48] tarafından belirtildiği üzere, verim artışı için, bütün kanat boyunca öne doğru kaydırma uygulamayı [42, 47], hücum kenarı kaydırması yapmadan öne doğru kaydırma uygulamayı (bu durumda hücum kenarı meridyenel kesitten bakıldığında düşey bir doğru şeklinde görünür) [67], önerenler olmuştur. Buna karşın, kaydırmanın genel olarak ortalama yarıçapta akışkan parçacığının emme kanarında izlediği yolu uzatması nedeniyle sınır tabakayı kalınlaştırarak profil kayıplarının artmasına ve verimin düşmesine neden olduğunu öne sürenler de vardır [61].

Kwedikha [43, 53] küçük kanat boyu-veter oranı için 45° öne doğru ve geriye doğru kaydırmanın uygulandığı kanatlara sahip fanlar ile deneyler yapmış, tasarım noktasında beklenenin aksine verimin düştüğünü, düşük debilerde ise öne doğru kaydırmanın verim üzerinde olumlu etkisi olduğunu bulmuştur. Ayrıca öne doğru kaydırma ile stolun olduğu debinin daha küçük değerlere kayarak fanın kararlı çalışma aralığının da genişlediğini gözlemlemiştir. Ancak teğetsel öteleme uygulaması yaptığı çalışmada ise [49] verim kaybı gözlemlemiş, fan kanatlarına yapılan uygulamalara tereddütle yaklaşılması gerektiğini belirtmiş ve HAD yardımıyla parametrik çalışılmasını önermiştir. Stol debisinin küçülmesi ile çalışma aralığının genişlemesi ile ilgili aynı etkiyi, kaydırma kullanarak Seo [26] ve Corsini [57] de elde etmiştir. Hurault [64], kanat boyunca eşit aerodinamik yüklü kanatta öne doğru kaydırmanın aerodinamik verimi düşürdüğünü, ucunda büyük aerodinamik yüke sahip kanatta ise artırdığını gözlemlemiştir.

Teğetsel öteleme açısının merkezden çizilen radyal bir doğru ile yine merkezden yeni kanat ucuna çizilen bir doğru arasında tanımlandığı ve kanadın tamamını kapsayan bir doğru yerine, sadece ortalama yarıçapın üstünde bir eğri ile dönüş yönünde teğetsel öteleme uygulandığı bir optimizasyon çalışmada Li [41], tasarım noktasında, dönme yönünde 6° teğetsel öteleme ile, %1,27'lik bir verim artışı sağlamıştır.

Corsini [57] kaydırma uygulandıktan sonra veter uzunluğu ve veter/kanat adımı oranı gibi parametrelerle optimizasyonlar yaptığı çalışmada, stolun başladığı debi değerinin daha düşük değerlere kayarken, tasarım noktasındaki verimin %2 civarında arttığını görmüştür.

Vad'a göre [40], veter/kanat adımı oranının, kanat aerodinamik yükünün, kanat ucu boşluğunun kanat boyuna oranının yüksek olduğu fanlarda, öne doğru kaydırmanın verim arttırma potansiyelinin arttığı söylenebilir. Ayrıca, öne doğru kaydırma ya da

dönüş yönünde teğetsel öteleme ile tasarım noktasında verim artışı elde edebilmek için aşağıdaki stratejileri önermiştir:

- 1) Kanat kamburluğunun, hücum kenarı ve firar kenarı bölgesindeki eğrilerinin tekrar düzenlenerek gözden geçirilmesi, gerekirse kaydırma yapılan profillerdeki veterlerin uzatılması,
 - 2) Kanat kökünde kayba neden olması nedeniyle negatif kaydırmadan sakınılması hatta mekanik problem çıkmayacak ise pozitif kaydırma uygulanması,
 - 3) Kanat ucunda negatif ötelemeden sakınılması,
 - 4) Profillerin ani bir bükülme olmadan birleştirilmesi,
 - 5) Kaydırma vasıtasıyla Euler işinin radyal doğrultuda düzgün yayılı hale getirilmesi.
- Clemen [54] ise, kaydırma uygulamanın düzgün yayılı kanat yükü dağılımı için yeterli olmadığı, kanat ucu kaybında anlamlı bir azalma ve buna bağlı verim artışı için, azalan Euler işinin rotor kanatları için mutlaka dengelenmesi gerektiğini belirtmiştir. Bunun için veter uzunluğunun kaydırma açısının arttığı bölgelerde büyütülmesini bir çözüm olarak önermiştir.

2.2.1.5 Kaydırmanın gürültüye etkisi

Eksenel fanları konu alan yayınlarda, teğetsel öteleme ve kaydırma uygulamalarının, aerodinamik kaynaklı gürültü performansına etkisinden de bahsedilmektedir. Wright [42] ve Yang [41] sırasıyla öne doğru kaydırma ve teğetsel ötelemenin aerodinamik kaynaklı gürültüyü azalttığını tespit etmiştir. Aerodinamik kaynaklı gürültü, bu tez çalışmasının kapsamı dışında olduğundan, bu konuda literatür araştırması yapılmamıştır.

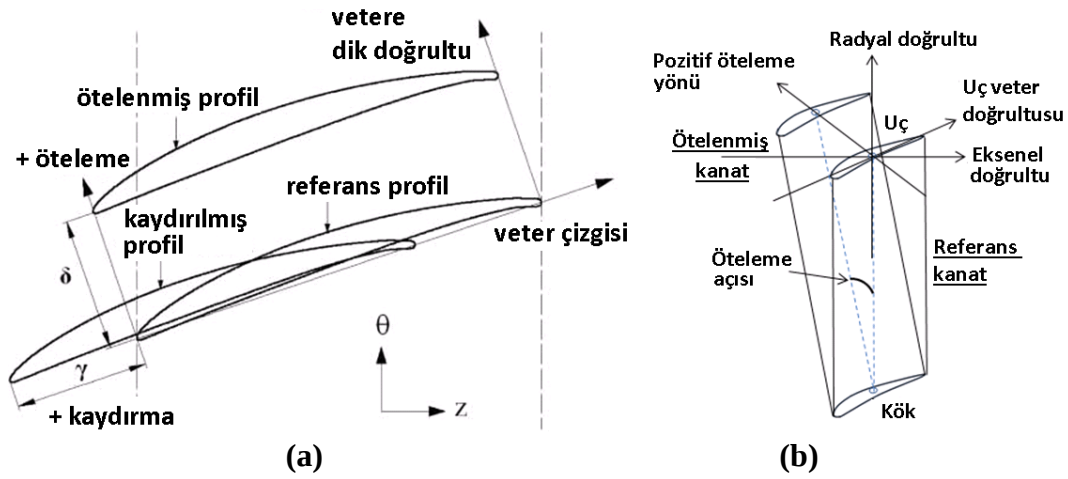
Şekil 2.25'te gösterilen liste, Vad'ın [40] derlediği kaydırma ve öteleme çalışmalarının bir özetidir. Şekildeki RS ile gösterilen kısımlar profillerin radyal bir doğru üzerinde dizildiği durumu göstermektedir. Bu kanatlara yapılan kaydırma ve öteleme miktarları ve bu uygulamaların sonucunda elde edilen verim ve toplam basınç artışı değişiklikleri listede görülmektedir. Listede birbirleriyle çelişen sonuçlar göze çarpmakta ve bazı sonuçların birbirinden farklı olduğu görülmektedir. Bu durum, kaydırmanın makinanın genel performansına etkisi ile ilgili bir genelleme yapmayı engellemektedir.

Case	Reference	Overall performance				Blade load	Blade passage geometry			Stacking geometry		Blade correction					Stacking strategy				Performance modification due to NRS (total pressure rise, total efficiency, total pressure loss, isentropic efficiency)					Case
		Ψ_{RS}	Φ_{RS}	Π_{RS}	η_{RS} %		AR	(c/s) RS	τ %	$ \lambda $ deg	ν deg	LE re-alignment	TE re-alignment	Re-cambering	Re-staggering	Chord modification	Avoid near-hub (-)SW	Avoid (-)DH	Gently curved stacking line	Harmonizing circulation and sweep	g_{Ψ} %	G_{η} %	R_{Ψ}	$R_{\Psi is}$	g_{η} %	
A	[27], 8,3°	0,14	0,25	0,03	76,3		1,70	0,45	2,3	0-11	-6	0	0	0	0	0	+	-	0	+	-5,6	-3,5	1,14	0,99	-14,8	A
B	[16], rotors L5 versus L4	0,40	0,40	0,16	81,5	0,50	0,79	1,15	0,4	0-38	-27	0	0	0	+	0	0	-	0	+	-13	-3	1,06	0,91	-16,2	B
C	[23]	0,31	0,33	0,10	85,0		1,08	0,89	3,6	0-22	-13	0	0	0	0	0	+	-	0	+	-13	-3	1,08	0,90	-20,0	C
D	[21-22]	0,29	0,39	0,11	90,0	0,35	0,56	0,92	0,3	45	0	0	0	0	0	0	-	0	+	-	-17	-2,5	1,07	0,85	-25,0	D
E	[7, 9]	0,80	0,52	0,42	85,6	0,51	1,00	1,96	1,0	0-30	10	0	0	0	0	0	0	+	-	0	-2,5	-0,6	1,02	0,98	-4,2	E
F	[16], rotors L3 versus L1	0,30	0,27	0,08	77,0	0,45	0,79	0,89	0,4	0-40	-21	0	0	0	+	0	0	-	0	+	-10	-0,5	0,93	0,91	-2,2	F
G	[25]	0,31	0,83	0,26			1,77	0,60	0,6	30		0	0	0	0	0	-		+	0	-6,4	-0,1				G
H	[4], A-series, 30° skew	0,22	0,21	0,05	80,0		1,56	0,63	0,5	0-28	-10	0	0	0	0	0	+	-	+	+	-13	0	0,88	0,88	0	H
I	[8], configuration 2, nominal clearance	0,38	0,46	0,18		0,41	1,04	1,32	1,5	0-20		+	+	+	+	0	0	0	0	0	-0,5	0			0	I
J	[8], configuration 2, open clearance	0,38	0,46	0,18		0,41	1,04	1,32	2,5	0-20		+	+	+	+	0	0	0	0	0	0	0			0	J
K	[14]						1,60							+	+		0	0			-20	<0				K
L	[8], configuration 1, nominal clearance	0,44	0,46	0,20		0,47	0,99	1,46	1,5	0-20		+	+	+	+	0	0	0	0	0	0,7	0,4				L
M	[16], rotors L2 versus L1	0,30	0,27	0,08	77,0	0,45	0,79	0,89	0,4	0-24	-10	0	0	0	+	0	0	-	0	+	0	0,5	0,97	0,99	2,2	M
N	[11], rotors 3D-2 versus two dimensional	0,80	0,52	0,42	85,6	0,51	1,00	1,96	1,0	0-45		0	+	0	0	0	0	0	0	0	1,6	0,6	0,97	1,01	4,2	N
O	[12], rotors II versus I	0,30	0,60	0,18	85,0		1,33	0,95		5	0	0	0	0	0	0	-	0	+	+	3,3	1	0,95	1,02	6,7	O
P	[17], F-series	0,27	0,21	0,06	89,0		1,56	0,63	0,5	40	0	0	0	0	0	0	+	0	0	+	-10	1	0,81	0,89	9,1	P
Q	[5]						1,43	1,19	1,3	0-10		0	0	0	0	0	+	0	0	+	0	1			10	Q
R	[26]																+	+				1-3				R
S	[11], rotors 3D-3 versus two dimensional	0,80	0,52	0,42	85,6	0,51	1,00	1,96	1,0	0-45		0	+	0	0	+	0	0	0	0	1,4	1,2	0,92	1,00	8,3	S
T	[27], optimized	0,14	0,25	0,03	76,3		1,70	0,45	2,3	0-8	-4	0	0	0	0	0	+	-	+	+	3,6	1,3	0,96	1,02	5,5	T
U	[8], configuration 1, open clearance	0,42	0,46	0,19		0,47	0,99	1,46	2,5	0-20		+	+	+	+	0	0	0	0	0	1,7	2				U
V	[3]	0,50	0,50	0,25	81,0	0,50	0,56	1,24	2,5	35	0	+	+	+	+	+	-	0	+	+	12	2	0,98	1,09	10,5	V
W	[12], rotors III versus I	0,30	0,60	0,18	85,0		1,33	0,95		10	0	0	0	0	0	0	-	0	+	+	6,6	3	0,82	1,03	20,0	W

Şekil 2.25 : Vad tarafından verilen çeşitli kaydırma çalışmaları [40].

2.2.2 Öteleme (dihedral ya da lean) ile ilgili çalışmalar

Literatürde kanat profilini (profil aynı yarıçapta kalacak şekilde), veterine dik yönde yapılan taşıma işlemi, öteleme olarak adlandırılmaktadır (Şekil 2.26a). Şekil 2.26b'de gösterilen öteleme açısı ise, veterlerine dik doğrultuda kaydırılan profillerin yeni dizilim çizgisi (stacking line) ile radyal doğrultu arasındaki açı şeklinde tanımlanmaktadır. Gallimore ve diğ. [68], Sasaki ve Breugelmans [59] ve daha birçok araştırmacı, kanadın emme yüzeyinin, çark göbeği ve kanal çeperi ile geniş açı oluşturacak şekilde konumlanmasını "pozitif öteleme" şeklinde tanımlamıştır. Bu bölgelerde dar açı oluşması durumunda ise, yapılan uygulama "negatif öteleme" olarak adlandırılmıştır.



Şekil 2.26 : (a)Ötelemenin tanımı [26]. (b)Öteleme açısının tanımı.

Bu tez çalışmasında göbekten kanat ucuna sabit öteleme açısı uygulanmıştır. Dolayısıyla yeni kanadın profillerinin birleştirildiği dizilim çizgisi, Şekil 2.26b'deki gibi, radyal doğrultu ile sabit bir öteleme açısı yapan bir doğru şeklindedir. Bu durumda, ötelenmiş kanadın emme yüzeyinin göbeğe yakın kısımları göbek ile dar açı, kanat ucuna yakın emme yüzeyi ise bu bölgeye yakın kanal çeperi ile geniş açı yapmaktadır. Literatürde geçerli olan ve yukarıda bahsedilen pozitif ve negatif açı tanımları uygulanırsa, ötelenmiş kanadın uç kısmında pozitif, kök kısmında ise negatif öteleme oluşmaktadır. Bu nedenle bu tez çalışmasında, kanadın dönüş yönünün tersine doğru öteleme uygulaması pozitif (Şekil 2.26b ile benzer durum), dönüş yönüne doğru öteleme uygulaması ise negatif öteleme olarak kabul edilmiştir.

Literatürde, kanada öteleme uygulamanın verimi arttırmak için bir yöntem olarak kullanılabileceği Gallimore ve diğ. [68] ile Sasaki ve Breugelmans [59] tarafından

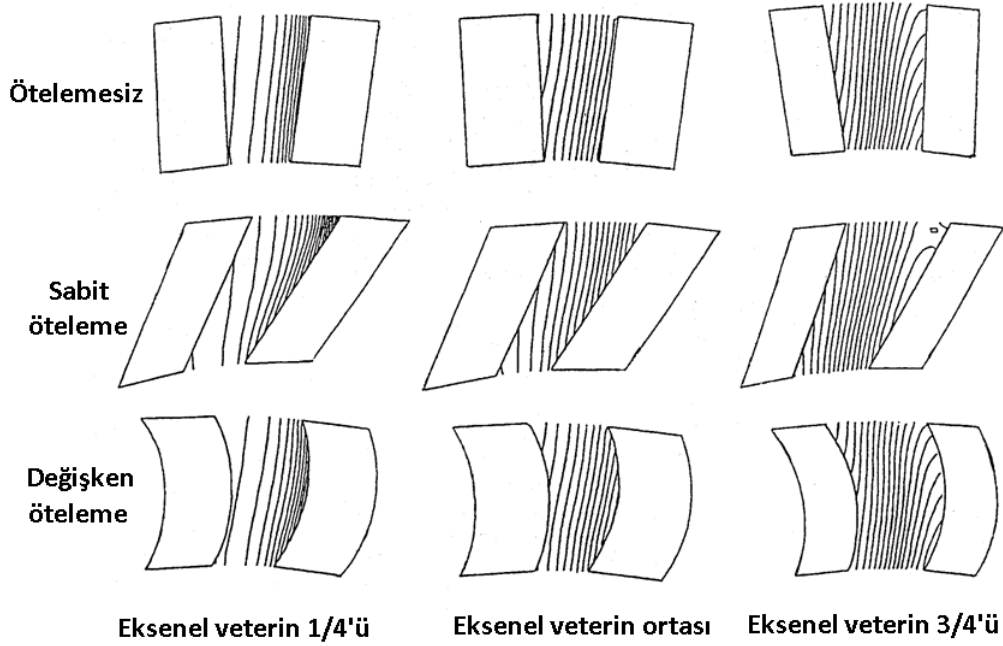
belirtilmiştir. Smith ve Yeh [45], eksenel turbomakinaların tasarımı için, kaydırma (sweep) uygulaması için yaptıkları öneriye benzer şekilde, öteleme etkilerinin göz önüne alındığı bir yöntem geliştirmişlerdir. Ancak bu yöntemin geçerliliği literatürde henüz ele alınmamıştır. Literatürde, düşük hızlı fanlarda öteleme uygulaması ile ilgili çalışmalar, kaydırma uygulamalarına nazaran daha azdır. Fanlardan ziyade, daha çok transonik kompresörler, türbinler ve kaskatlar üzerine çalışmalar yapılmıştır. Ötelemenin etkileri, türbinden ziyade daha çok kompresör çalışmalarını kapsayacak şekilde aşağıdaki alt başlıklar halinde verilmektedir.

2.2.2.1 Ötelemenin aerodinamik kanat yüküne etkisi

Ötelemenin kanat aerodinamik yükü ile ilgili en önemli etkisi, kanat kökü ve ucundaki aerodinamik yükü değiştirmesidir. Örneğin, türbin kademesi üzerinde yapılan bir çalışmada, kanadın emme yüzeyinin kanat ucu ve kanat kökünde sabit yüzeylerle geniş açı yaptığı durumda (literatürdeki genel kabule göre kanadın hem kökünde hem ucunda pozitif öteleme), ortalama yarıçapta kanat aerodinamik yükünün arttığı, kökte ve uç kısmında ise azaldığı van den Braembussche ve Lampart tarafından belirtilmiştir [69, 70].

Sasaki ve Breugelmans [59] ise, kompresör kaskadında hem kanat kökü hem de ucunda uyguladıkları pozitif öteleme sonucunda, kanat ucu ve kökü kısımlarında kanat aerodinamik yükünde azalma, ortalama yarıçap civarında ise artış gözlemlenmiştir. Kanadın uç ve kök kısımlarında aerodinamik yükün azalması köşe stolunu (corner stol) geciktirmiş, ortalama yarıçapta ise aerodinamik yükün artması nedeniyle profil kayıpları artmıştır.

Denton ve Xu [71] ise küçük kanat boyu/veter uzunluğuna sahip türbin statoru içindeki akışı hesaplamışlardır. Statorun, makinanın dönme eksenine dik kesitlerinde verilen basınç dağılımları (Şekil 2.27) incelendiğinde, neredeyse dondurulmuş bir eş basınç eğrisi haritası üzerinde kayan kanatlar gibi bir görüntü ortaya çıkmaktadır. Denton ve Xu bu durumu, kanatlar arası (blade-to-blade) yüzeydeki eğrilik yarıçapının, meridyenel yüzeye ve eksene dik olan yüzeye göre en aşağı bir mertebe daha büyük olmasına bağlamıştır.



Şekil 2.27 : Farklı öteleme uygulamalarına sahip türbin stator kanatları için hesaplanmış basınç dağılımları [71] (emme yüzeyi akış alanının sağındaki yüzeydir).

Bu nedenle göbek ve dış kanal çeperine dik basınç gradyenleri kanatlar arasındakine (blade-to-blade) göre daha küçük olmaktadır. Örneğin Şekil 2.27'de sabit öteleme (straight lean) uygulanmış kanadın kökü, uygulanmamışa göre daha düşük hızlı bir bölgeye kaymış, kanat yükü bu bölgede azalmıştır. Kanat ucu ise tam tersi şekilde yüksek hızlı bölgeye kaymış ve aerodinamik yükü artmıştır. Günümüzde buhar türbinleri ve yüksek basınç gaz türbinlerinde kullanılan değişken öteleme (compound lean) durumunda ise [72, 73], hem kanat kökü hem de kanat ucu basıncın arttığı bölgeye doğru kaydırılarak, kanadın her iki ucundaki yük azaltılırken, ortalama yarıçaptaki ise artırılmaktadır. Bu durumda kanadın en verimli bölgesi daha fazla iş üretmekte, daha az verimli kısımları ise daha az iş üretmektedir. Denton ve Xu, bunun yanında, kanat uç bölgelerinde azalan aerodinamik yük ile beraber, ortalama yarıçapa doğru bir basınç gradyeni oluşarak kanat uç bölgelerindeki düşük enerjili akışkanın kanadın ortasına taşınmasına yol açtığını belirtmişlerdir.

Weingold ve diğ. [74] de, kompresör statorlarına öteleme uygulamış ve kanat kökü köşe ayrılımlarını iyileştirmek için ötelemenin kullanılabileceğini belirtmiştir.

Yukarıda bahsedilen turbomakina çalışmalarının yanısıra, kuşların kanat aerodinamiği üzerine yapılan bir HAD çalışmada, Sachs ve Moelyadi [75], yüksek öteleme açılarının kuş kanatlarının kaldırma ve sürüklenme kuvvetlerini bir hayli

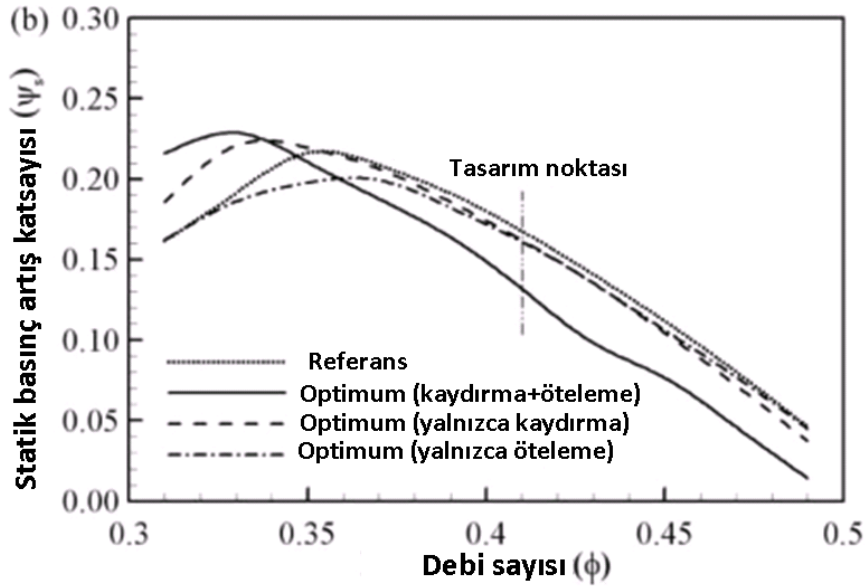
etkilediğini görmüştür. Ramakrishna and Govardhan ise [39, 76] kompresör kademelerinde eksenel kaydırma ile oluşan pozitif öteleme sonucunda parçacık yörüngelerinin yüksek radyal pozisyonlara doğru kaydığını belirtmiştir. Bu kaymanın düşük debilerde arttığının altını çizmiştir.

2.2.2.2 Ötelemenin fanın toplam basıncına etkisi

Literatürde bulunan öteleme ile ilgili çalışmalarda genellikle kayıplar ve verim ile ilgili analizler yapılmış, ortalama toplam basınç artışının değerinin öteleme ile değişimine ise genellikle değinilmemiştir. Bu bilgileri içeren yayınların kısa bulguları aşağıda verilmektedir.

Seo ve diğ. [26] 'nin HAD hesaplamaları uygulayarak, düşük hızlı eksenel fan rotorları üzerinde yaptığı optimizasyon çalışmasının sonuçları Şekil 2.28'de görülmektedir. Şekilden, kaydırma ve ötelemenin beraber uygulanması durumunda tasarım noktasında ve fanın çalışma bölgesinde statik basınç artışının bir hayli azaldığı, buna rağmen maksimum basınç noktasının düşük debilere kaymasıyla fanın çalışma aralığının genişlediği görülmektedir. Tasarım noktasında ise verim %1,75 artmıştır. Sadece kaydırma uygulandığında ise maksimum basınç noktası kaydırma ve ötelemenin beraber uygulandığındaki gibi düşük debilere kaymaktadır. Fanın kararlı çalıştığı debi aralığında, statik basınç artışı referans faninkine yakın seyretmekte ancak bir miktar azalmaktadır. Bu durumda tasarım debisindeki verim artışı ise %1,25 olarak verilmiştir. Son olarak yalnızca öteleme uygulanması durumunda ise, tasarım noktasındaki verim artışı %1,33 olarak hesaplanmış, tasarım noktasındaki ve çalışma aralığının diğer noktalarındaki basınç artışında ise bir miktar azalma olmuştur. Maksimum basınç noktasının ise yüksek debilere kayarak çalışma aralığını daralttığı söylenebilir. Sadece öteleme uygulandığı bu durumda, kanadın ortasındaki profiller basınç yüzeyi yönünde (negatif), ucundaki profiller ise emme yüzeyi yönünde (pozitif) kaydırılmıştır. Optimum kaydırma ve öteleme durumunda da bu değerler yine sırasıyla negatif ve pozitif olup, kaydırmalar ise ortalama yarıçapta negatif kanat ucunda ise pozitifdir.

Benini ve Biollo [77] transonik kompresör kademesi için yaptıkları HAD hesaplamalarında, tasarım noktasında yaklaşık %1,3 'lük verim artışı ve ihmal edilebilir mertebede toplam basınç artışı yükselmesi hesaplamıştır. Stolun başladığı debi ise değişmemiştir.



Şekil 2.28 : Düşük hızlı eksenel fan optimizasyonu sonucunda elde edilen statik basınç karakteristikleri [26].

Denton [78], transonik fanlara öteleme uygulamış, HAD hesaplamaları sonucunda ise ne pozitif ne de negatif ötelemede toplam basınç artış değerinde önemli bir değişiklik görmemiştir.

Huawei ve diğ. [79] ise kompresör kademelerinin statorlarına öteleme uyguladıkları deneysel çalışmada, profillerin radyal doğru üzerinde dizildiği stator kanatları ile elde edilen sonuçlara göre, kanadın alt % 20-50 yükseklik aralığı haricinde daha yüksek toplam basınç artışı elde etmiştir. Toplam basınç artış katsayısının ne kadar arttığını göstermemiş, yalnızca rotor ve stator arasındaki eksenel mesafenin azalmasıyla arttığını belirtmiştir.

2.2.2.3 Ötelemenin kayıplara etkisi

Sasaki ve Breugelmans ve Breugelmans ve diğ. [59, 80] kompresör kaskadı üzerinde öteleme uyguladıkları çalışmalarda, ötelemenin ikincil akışları ve dolayısıyla kayıpları bir hayli etkilediğini görmüştür. Breugelmans ve diğ. [80] kanadın emme yüzeyi ile kanat kökü ya da uç bölgesindeki sabit yüzeyler arasında dar açı olduğunda, bu bölgede büyük bir köşe stolu oluştuğunu belirtmişlerdir. Ötelemenin böyle bir etkisi olduğu Lewis ve Hill [51] tarafından da belirtilmiştir. Breugelmans ve diğ. [59], bu bölgelerde geniş açı olduğu durumda ise diğerinin tam tersine, ikincil akışların etkisinin azaldığını ve köşe stolunun zayıfladığını belirtmişlerdir. Ancak Breugelmans ve diğ. [80] kanadın her iki ucunda geniş açı olduğu durumda, bekledikleri performans artışını gözlemlememişlerdir.

Sasaki ve Breugelmans [59], çalışmalarından şu sonuçları çıkarmıştır:

- Öteleme açısının değişken olduğu parametrik çalışmada, öteleme uygulanmış kanatların kayıpları %20 civarında azalabilmektedir. Kayıpların azalması ise, ötelemenin faydalı etkileri (emme yüzeyinin sabit yüzey ile geniş açı yaptığı bölgelerde kayıpların azalması gibi) ile zararlı etkileri (negatif öteleme durumunda köşe stoluna yol açmak gibi) arasındaki dengeye bağlıdır.
- Pozitif öteleme uygulandığı durumda, kanat kök ve ucunda aerodinamik yük azalması, kanat ortasında ise artışı gözlenmektedir, bu ise kanat ucu ve kökünde köşe stolunu geciktirip kanat ortasında ise profil kayıplarını arttırmaktadır.
- Pozitif öteleme, emme kenarında ortalama yarıçap yönünde, radyal basınç gradyeninin artışına neden olmakta, bu ise düşük enerjili akışkanın kanat kökü ya da ucunda toplanmasını engellemektedir. Ancak bu düşük enerjili akışkan, kanadın ortalama yarıçapına doğru hareket ettiğinden, bu bölgedeki kayıpları arttırmaktadır.

Jackson ve diğ. [81] ve Huawei ve diğ. [79] ise ötelemenin üç boyutlu akış yapısı ve aerodinamik kayıplar üzerine etkili olduğunu söylemişlerdir. Huawei ve diğ. [79], beş delikli basınç probu ile kompresör statoru üzerinde yaptığı ölçümlerde, statora öteleme uygulandığında, kanadın her iki uç kısmında akış ayrılmalarının ve buna mukabil kayıpların azaldığını ve kompresörün basınç artırma yeteneğinin arttığını görmüştür. Ayrıca, uç kısımlardaki düşük enerjili akışkanın kanadın ortalarına doğru hareketinin artması sonucunda ortalama yarıçaptaki kayıplar artmıştır. Ortalamaya bakıldığında ise kayıpların azaldığı ve kademe performansının rotor ile stator arasındaki eksenel mesafe azaldıkça, arttığı görülmüştür.

Denton and Xu [71] kanadın uç bölgesindeki profilleri, kanat ucunun emme kenarı kanal çeperi ile geniş açı yapacak biçimde öteleyerek kanat ucu aerodinamik yükünün azaltılabileceğini ve buna mukabil kanat ucu kayıplarının azaltılabileceğini belirtmiştir. Kanat ucu kaçak akışı ve kayıpları, kanat ucundaki basınç yüzeyi ve emme yüzeyi arasındaki basınç farkı nedeniyle olduğundan, sadece bu bölgeye öteleme uygulayarak kaybın azaltılabileceğini vurgulamıştır.

Van den Braembussche ve Vad [82] ise kanat kökünden kanat ucuna sabit öteleme uygulamanın, kayıpları azaltmadığını ancak radyal yöndeki dağılımını değiştirdiğini vurgulamışlardır. Oysaki literatürde, ötelemenin radyal basınç gradyenini

etkileyerek, verim artışı için bir yol olabileceği yaygın görüşü bulunmaktadır. Bunun ise:

- kanat kökü ve ucunda aerodinamik yükü azaltıp ikincil akışları zayıflatarak,
- akışın büyük çoğunluğunu kanadın daha verimli çalıştığı orta bölgeden geçmeye zorlayarak,
- merkezkaç kuvvetler nedeniyle kanat ucuna taşınan sınır tabaka akışkanının bu bölgelere ilerlemesini engelleyerek,
- kanat çıkışındaki eksenel hız dağılımını, bir sonraki kademe girişinde (kademeli eksenel turbomakinalar için) düzgün akış koşulları oluşması için düzgün yayılı kılarak

mümkün olabileceğini belirtilmiştir. Ancak bu beklentilerin birbirleriyle çeliştiği anlaşılmaktadır (kanadın çıkışında hem düzgün yayılı hız dağılımı elde etmek, hem de akışkanın çoğunun kanadın daha verimli çalıştığı orta bölgesinden geçmesini arzulamak gibi). Üstelik van den Braembussche'nin [70] türbin kademesinde radyal yönde Ma sayısı dağılımının düzgün yayılı tutulmasının amaçlandığı optimizasyon çalışmasında, ortalama yarıçapta kanadın emme kenarındaki Ma sayısının maksimum değeri, öteleme sonucunda artmış, emme yüzeyinde akış yönündeki (streamwise) yavaşlama daha hızlı olduğu için bu bölgede daha büyük kayıplara yol açmıştır.

2.2.2.4 Ötelemenin fanın aerodinamik verimine etkisi

Lee ve diğ. [83], düşük hızlı bir eksenel fanın profillerinin dizilim çizgisi, profilin maksimum kalınlığı ve bu maksimum kalınlığın veter üzerindeki konumunu değişken olarak kabul edip gerçekleştirdikleri optimizasyon çalışmasında, %1,5 verim artışı sağlamış ve tasarım debisinde gerçekleşen bu verim artışında ötelemenin etkisinin diğer parametrelerden daha fazla olduğunu görmüşlerdir.

Seo ve diğ. [26] ise yine düşük hızlı fanlara uyguladıkları kaydırma ve öteleme kombinasyonu sonucunda tasarım debisinde %1,75 'lik bir verim artışı elde etmiştir. Ancak statik basınç artışı ise azalmıştır. Aynı zamanda kanat ucu girdabının gücü azalmış, radyal doğrultuda daha düzgün yayılı eksenel hız ve verim dağılımı elde edilmiştir.

Van den Braembussche ve Vad [82] öteleme ve yerleştirme açılarının parametre olduğu, türbin kademesi üzerine yaptıkları çalışmada [70], literatürde bazı yazarlar

tarafından belirtilen %2 ya da %3 değerinden farklı olarak %1 verim artışı elde etmişlerdir. Ötelemenin etkilerinin tam olarak anlaşılmadığının, ötelemenin düşük kanat boyu/veter oranlı turbomakinalarda daha az etkili olabileceğinin ya da öteleme ile ciddi performans artışları elde etmenin belki de mümkün olmayacağı yorumunda bulunmuşlardır. Ek olarak, bazı yazarlar tarafından elde edilen yüksek verim artışının nedeninin, düşük verimli, optimum olmayan bir kanat şekline öteleme uygulanması sonucunda olabileceğinin altını çizmişlerdir. Hatta günümüzdeki birçok türbin stator kanatlarının ötelemeye sahip olmasının nedeninin, satış politikası olabileceğini, çünkü radyal şekilde dizilmiş profillerden oluşmuş kanatların eski ve kötü tasarım olarak görülebildiğini belirtmişlerdir.

Öteleme çalışmaları yalnızca ses altı rotorlarla sınırlı kalmamış aynı zamanda transonik rotorları da kapsamıştır [77, 78]. Benini ve Biollo [77], transonik kompresör rotorlarına uyguladıkları pozitif teğetsel öteleme sonucunda, %1,3 'lük bir verim artışı elde etmiştir.

2.2.2.5 Ötelemenin gürültüye etkisi

Öteleme de kaydırma gibi, havalandırma sektöründe, otomotiv soğutma fanlarında, gemi pervanelerinde, aerodinamik verimi arttırmasına veya azaltmasına bakılmaksızın gürültü ve titreşimi azaltmak için kullanılmıştır [82]. Örneğin Liu ve diğ. [84] tarafından yapılan aeroakustik ve sayısal çalışmada, bir kompresör kademesi incelenmiştir. Statora çeşitli açılarda öteleme uygulanmış, pozitif ötelemenin negatife göre gürültü karakteristikleri açısından daha yararlı olduğu görülmüştür. Benzer bir çalışmayı eksenel fanlar için gerçekleştiren Cattanei ve diğ. [85] ise, rotorun hem dönüşü yönünde hem de dönüşünün tersi yönde uyguladıkları teğetsel ötelemeler sonucunda, fan gürültüsünde, profillerin radyal doğru üzerinde dizildiği duruma göre iyileşme görmüşlerdir.

Ötelemenin gürültüye etkisi bu tezin kapsamının dışında olduğundan gürültü ile ilgili detaylı literatür taraması yapılmamıştır.

2.3 Tezin Amacı ve Hipotez

Yukarıda açıklanan çalışmalar değerlendirildiğinde, kaydırma (sweep), öteleme (dihedral), teğetsel öteleme (skew) gibi kanat profili dizilimi biçimlerinin düşük hızlı eksenel fanların aerodinamik performanslarına etkileri hususundaki literatürde yer alan çelişkili bilgiler, bu konunun henüz tam olarak anlaşılamadığını göstermektedir.

Literatür taramasında, benzer öteleme ya da kaydırma uygulamalarının farklı çalışmalarda fan performansına birbirleriyle çelişen etkileri olabildiği görülmüştür. Bunun temel nedeni çalışmaların sistematik bir biçimde yapılmamış olmasıdır. Örneğin literatürde, temel yöntemler kullanılarak tasarlanmış ve performans optimizasyonu uygulanmış bir referans fana hem öne doğru hem de arkaya doğru farklı açılarda kaydırma ile hem pozitif hem de negatif yönde farklı açılarda öteleme uygulandığı bir çalışmaya rastlanmamıştır. Dolayısıyla bu çalışmada literatürdeki bu çelişkili sonuçların açıklığa kavuşturulması ve nispeten az incelenen öteleme (dihedral) uygulamalarının fan performansına etkilerinin araştırılması amaçlanmıştır.

Bu çalışma, literatürden elde edilen ve yukarıdaki bölümlerde açıklanan bilgiler ışığında, sistematik biçimde kurgulanmıştır. Temel amaç, literatürde yer alan yöntemler ile tasarlanan ve HAD ile aerodinamik verim optimizasyonu yapılan bir referans fanın kanat profillerine öteleme ve kaydırma uygulanmasının, fan performansına etkilerinin incelenmesi olarak belirlenmiştir. Söz konusu incelemede değerlendirilecek temel parametreler, fanın toplam basınç artışının ve aerodinamik veriminin debi ile değişimi ve fanın kararlı çalıştığı debi aralığının genişliği olarak belirlenmiştir. HAD çalışmaları ile elde edilecek olan detaylı akış analizleri ile söz konusu geometri değişikliklerinin fan içindeki akış yapısını, kanat ucu kayıplarını ve kanat aerodinamik yükünü nasıl etkilediği anlaşılabacaktır. Tüm bu çalışmalar sırasında, verim optimizasyonu uygulanmış fan geometrisinde başka hiç bir değişikliğe gitmeden (veter boyu, göbek profili, profil tipi, profilin yerleştirme açısı gibi), yalnızca öteleme ya da kaydırma uygulanmasının çalışmayı sistematik hale getireceği düşünülmektedir.

Ayrıca, profil kaydırma ve ötelemenin kanat boyu ile (başka bir deyişle fanın göbek/uç çap oranı ile) ilişkisinin ortaya çıkarılmasının gerekliliği de yapılan literatür taramasının diğer bir sonucudur. Söz konusu incelemenin, boyutsuz kanat yükü dağılımları aynı olan kanatlar ile yapılmasının gerekliliği önemli bir husustur.

Yukarıda açıklanan amaçlara ulaşabilmek için, bu çalışmada sayısal HAD yönteminin deneysel yöntemlerle birlikte kullanılması kararlaştırılmıştır. Bu sayede çalışmanın maliyetinin azalacağı ve süresinin kısılacağı düşünülmektedir. HAD yönteminin kullanım amaçlarından biri tasarlanacak referans fanın verim optimizasyonlarını gerçekleştirmektir. Bu iteratif çalışmada, kanat profillerinin radyal dizilim doğrultusu değiştirilmeksizin, veter boyu, yerleştirme açısı gibi parametreler değiştirilerek maksimum verime sahip referans fan çarkı elde edilecektir. Hızlı prototipleme ile imal edilecek olan referans fanın, çalışma kapsamında tasarımı ve imalatı yapılacak olan AMCA 210 standartlarına uygun deney düzeneğinde, performans ölçümlerinden elde edilen sonuçlar, sayısal sonuçlar ile karşılaştırılarak kullanılması planlanan HAD yazılımının değerlendirilmesi yapılacaktır.

Çalışmanın yukarıda açıklanan temel amaçlarını gerçekleştirebilmek için, on altı tane fan geometrisinin çalışılması gerekmektedir. Bu husus, çalışmada, ağırlıklı olarak, geçerliliği sınanmış, HAD yönteminin kullanılmasını, maliyet ve süre açısından zorunlu hale getirmektedir. Ayrıca HAD yöntemini kullanmanın diğer bir avantajı da, akış yapısı hakkında detaylı bilgi sağlamasıdır.

Bununla beraber, gerek görülen durumlarda, tasarım yapılan çarkların hızlı prototipleme yolu ile imal edilmesi ve deneysel olarak performanslarının ölçülmesi de planlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda dört adet çarkın performans deneylerinin yapılması ve sayısal çalışmaların sonuçları ile karşılaştırılması öngörülmektedir.

Bu çalışmanın sonucunda, kanat profili kaydırma ve ötelemesi uygulamalarının, eksenel fanların performansına etkileri konusunda uluslararası literatürde bulunan çelişkili sonuçlara bir açıklık getirileceği düşünülmektedir. Öteleme ve kaydırmanın düşük hızlı eksenel fanların akış yapısına olan etkilerinin daha iyi anlaşılması sayesinde, fan tasarımcılarına veri sağlanacağı, verim artırma ve kararlı çalışma bölgesini genişletme çalışmaları için çözüm önerileri sunulacağı öngörülmektedir.

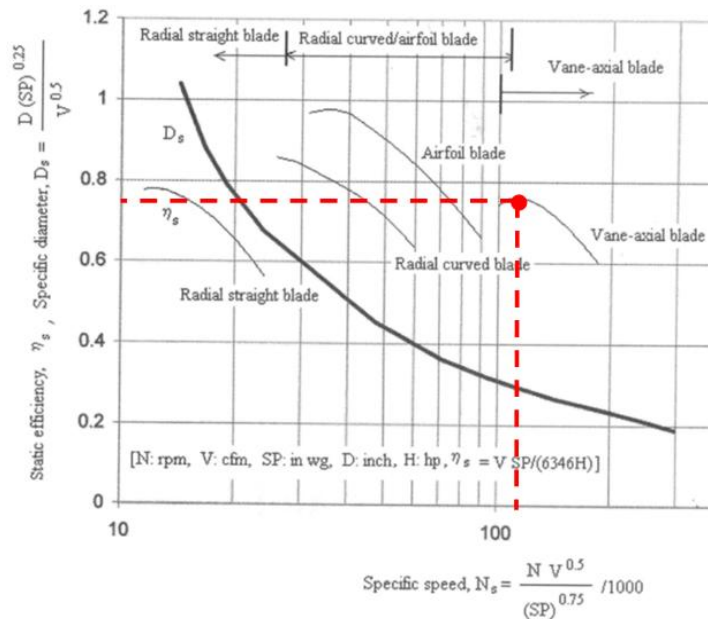
3. REFERANS FANLARIN TASARIMI

3.1 Klasik Yöntem ile Tasarım

Fan kanadına yapılan kaydırma (sweep), teğetsel öteleme (skew) ve öteleme (dihedral) gibi uygulamaların etkisini incelemek amacıyla öncelikle referans olarak kullanılacak bir fana ihtiyaç vardır. Bu referans fan, incelenecek olan değişkenlerin etkilerinin görülebileceği kadar büyük boyutta olmalıdır. Ancak, tasarlanacak olan fanın çapı, laboratuvar boyutlarına uygun deney düzeneğinde test edilebilecek mertebelerde kalmalıdır. Deney düzeneği, en fazla 400 mm çapındaki fanların test edilmesine izin verdiği için, yeni tasarlanacak ve referans olarak kullanılacak fanın dış çapı 350 mm olarak seçilmiştir.

Çapı belirlenen fanın tasarımına geçilebilmesi için debi, basınç artışı ve devir sayısı değerlerinin belirlenmesine ihtiyaç vardır. Bunun için aşağıdaki yol izlenmiştir:

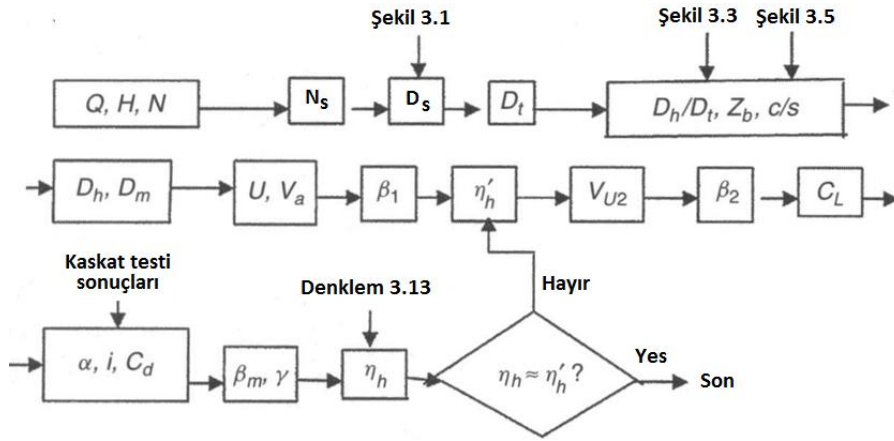
İlk olarak Cordier diyagramından [86] eksenel fanlar için maksimum verimin elde edilebileceği nokta bulunmuştur (Şekil 3.1). Belirlenen noktanın yatay ekseninden, fan kanatlarının tipini belirlemede kullanılan (radyal, karışık akımlı, eksenel) özgül hız, dikey ekseninden ise özgül çap elde edilmiştir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 : Cordier diyagramı [86].

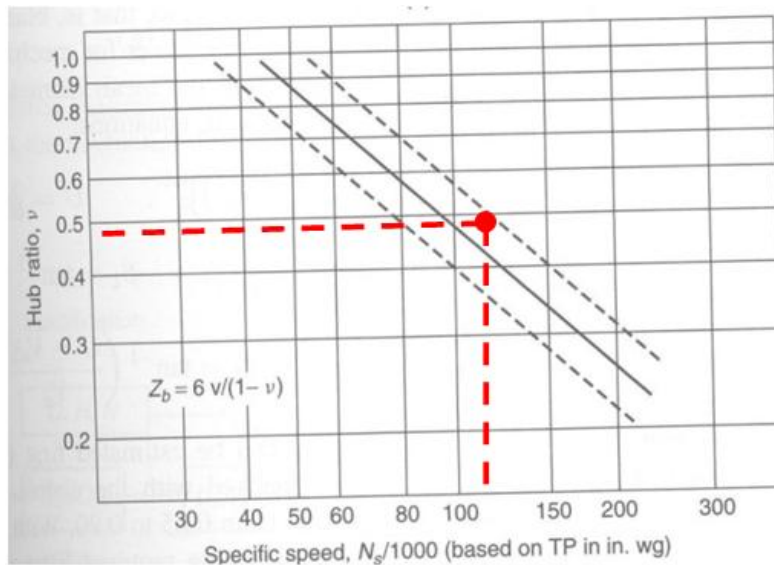
Bu seçimler yapıldıktan sonra, uygun bir devir sayısı seçilirse, Şekil 3.1'deki özgül hız ve özgül çap tanımlarından fanın tasarım debisi ve hedeflenen basınç artışı hesaplanabilir. Devir sayısı 1000 d/d seçilmiş olup, fanın tasarım debisi $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ ve fan statik basınç artışı ise, Denklem 2.10'daki tanım gereği, 45 Pa olarak hesaplanmıştır.

William W. Peng tarafından yazılmış olan Fundamentals Of Turbomachinery [86] kitabında eksenel fan tasarımının adımları ortalama yarıçap için açıklanmış, diğer yarıçaplardaki veter uzunluklarının seçimi için ise bilgi verilmemiştir. Bu nedenle tasarımın ilk aşaması, fanın ortalama yarıçapındaki kısmi turbomakina için bu kitapta yer alan ve Şekil 3.2'de akış şeması verilen adımlar izlenerek gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.2 : Akış şeması [86].

Buna göre, özgül hız hesaplandıktan sonra, göbek/uç çapları oranı ve kanat sayısı Şekil 3.3 yardımıyla seçilir.



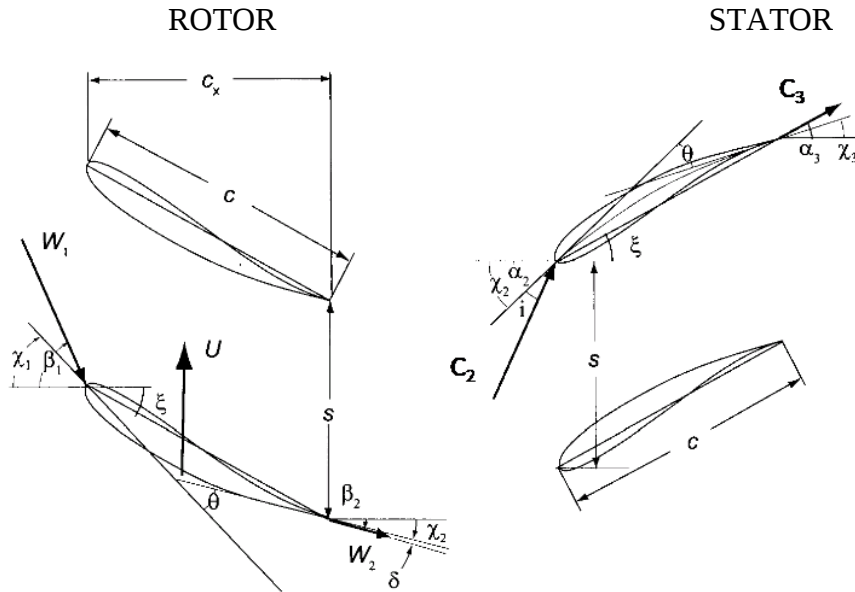
Şekil 3.3 : Göbek-uç oranı seçimi [86].

Daha sonra, fanın göbek çapı D_h ve uç çapı D_t kullanılarak ortalama çapı Denklem 3.1 ile hesaplanır:

$$D_m = \sqrt{D_h^2 + D_t^2} \quad (3.1)$$

Bir sonraki adımda ise Denklem 3.2'de tanımlandığı üzere, ortalama yarıçaptaki debi sayısı, o yarıçaptaki aksenal hız C_a 'nın (radyal yönde düzgün yayılı aksenal hız dağılımı kabul edilerek) sürüklenme hızı U_m 'ye oranı şeklinde hesaplanır:

$$\phi_m = \frac{C_a}{U_m} \quad (3.2)$$

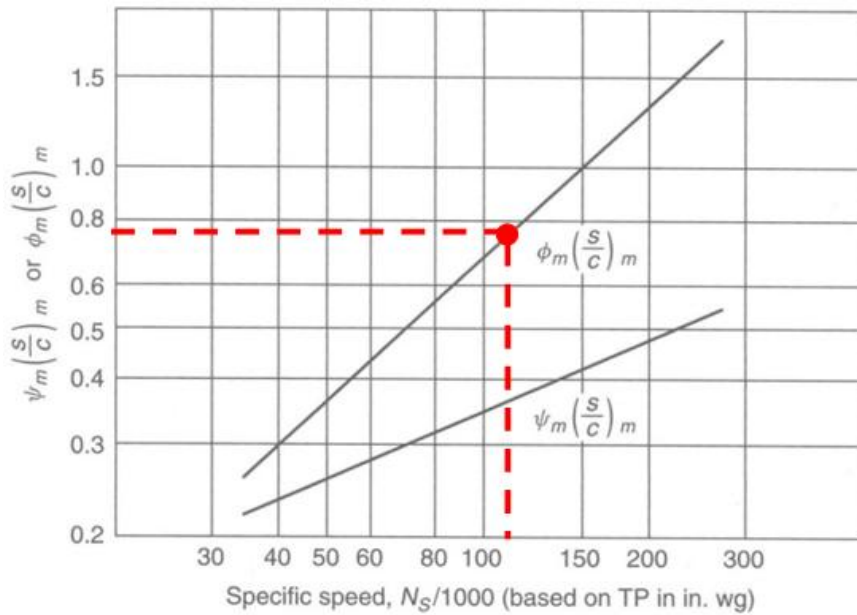


Şekil 3.4 : Kaskat özellikleri [87].

Bu kısımdan itibaren, hesaplamalar ortalama yarıçapta bir silindirik yüzey üzerinde yapılacağı için, bazı tanımlara ihtiyaç vardır. Şekil 3.4'te aksenal bir kompresörün herhangi bir sabit kanat yüksekliğinde oluşturulan ve ekseni rotor ekseni ile çakışan silindirik yüzeyin bir düzleme aktarılmış hali görülmektedir. Kanatların bu haldeki dizimine kaskat denir ve kaskat tünellerinde kanatların (Şekil 3.4) performans testleri yapılabilmektedir. Şekil 3.4'te bulunan iki şekilde de akışkan soldan sağa doğru hareket etmektedir. Solda yer alan rotor profili üzerinden gidilirse, profilin "c" ile gösterilen veteri hücum kenarı ile firar kenarı arasında çizilen doğruyu, "c_x" ile gösterilen aksenal veter ise, veterin eksen doğrultusu üzerine izdüşümünü temsil

etmektedir. x_1 ve x_2 sırasıyla profilin hücum ve firar kenarlarının teğetlerinin aksel doğrultu ile yaptığı açılardır. δ ile gösterilen şaşma açısı, profilin çıkış kısmında, aksel doğrultu ile β_2 açısı yaparak kaskadı terkeden akışkanın x_2 'den farkıdır. Tasarım, akışkanın kanadın çıkış açısına (x_2) teğet olarak kaskadı terkedeceği yönünde yapılmasına rağmen, gerçekte akışkan emme kenarına doğru δ açısı kadar farklı sapmaktadır. Şekil 3.4'teki sağdaki stator profilleri üzerinde gösterilen "i" hücum açısı (incidence açısı) ise benzer şekilde stator profilinin giriş açısı x_2 ile kaskada giren akışkanın gerçek açısı β_1 arasındaki farktır. Rotor kanatları ve dolayısıyla profilleri dönmekte olduğu için giriş ve çıkışta bağıl hızlar W_1 ve W_2 'nin kanat profiliyle etkileşimleri ile ilgilenilirken, statorda kanatlar dönmediği için, C_1 ve C_2 mutlak hızları kullanılmaktadır. Buna mukabil, rotordaki β_1 ve β_2 açıları statorda α_1 ve α_2 'ye dönüşmektedir. Bu nedenle kaskat deneyleri sırasında rotor dönmediği için bağıl hızdan söz etmeye gerek yoktur; rotordaki W hızı C 'ye β açısı ise α 'ya dönüşmektedir.

Bu bilgilerin haricinde, Şekil 3.4'te görülen, "s" kanat profilleri arasındaki mesafeyi, profilin akışı ne kadar saptırdığını ve profilin ne kadar kamburluğa sahip olduğunu belirten Θ ise, kanadın giriş ve çıkış açıları arasındaki farkı belirtmektedir. Bunlara ek olarak profilin yerleştirme açısı ξ (ya da γ) ise, veterin aksel doğrultu ile yaptığı açı olarak tanımlanmaktadır.



Şekil 3.5 : Veter hesabı [86].

Tasarıma devam edilirse, ortalama çaptaki kanatlar arasındaki mesafe olan s_m , kanat sayısı " Z " kullanarak Denklem 3.3 ile hesaplanır:

$$s_m = \frac{\pi \cdot D_m}{Z} \quad (3.3)$$

Buna mukabil, ortalama yarıçaptaki debi sayısı ϕ_m ile s/c oranının çarpımı özgül hızın fonksiyonu olarak Şekil 3.5'ten elde edilebilir.

Bu hesaplamaların sonucunda ortalama yarıçaptaki veter uzunluğu c_m , 87 mm olarak hesaplanmıştır.

Bundan sonraki aşama ise hız üçgenlerine ait açıların hesaplanmasıdır. Denklem 3.4 ile fanın basma yüksekliği H_t hesaplanır:

$$P_t = P_s + \frac{1}{2} \rho \cdot C_{a2}^2 \quad ; \quad H_t = \frac{P_t}{\rho \cdot g} \quad (3.4)$$

Cordier diyagramındaki değer kullanılarak, aerodinamik verim % 80 seçilerek hız üçgenleri aşağıdaki Euler Turbomakina Denklemi ile belirlenebilir:

$$g \cdot E_t = U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1} = \frac{g \cdot H_t}{\eta} \quad (3.5)$$

Burada E_t Euler teorik basma yüksekliğini, C mutlak hızı, C_U ise mutlak hızın teğetsel bileşenini temsil etmektedir. Fan girişinde akışın teğetsel yönde bileşeni olmadığı (öndönmesiz) kabul edilmiştir. Bu durumda Şekil 3.6'da α_1 ile gösterilen mutlak hızın fana giriş açısı sıfır derecedir.

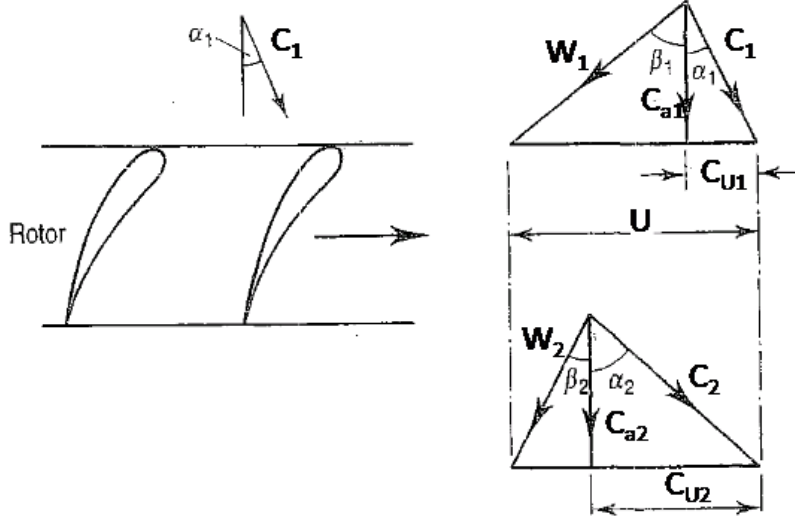
$C_{U1} = 0$ olacağından mutlak hızın çıkıştaki teğetsel bileşeni Denklem 3.6'daki şekilde elde edilir:

$$C_{U_{2m}} = \frac{g \cdot H_t}{\eta \cdot U_{2m}} \quad (3.6)$$

Burada "m" indisi ortalama yarıçap anlamındadır. Hız üçgenleri kullanılarak, ortalama yarıçap için, giriş ve çıkışta bağıl hızın eksenel doğrultu ile yaptığı açılar Denklem 3.7 ve 3.8 ile belirlenmiştir.

$$\beta_1 = \tan^{-1}\left(\frac{U_m}{C_a}\right) \quad (3.7)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1}\left(\frac{U_m - C_{U2}}{C_a}\right) \quad (3.8)$$



Şekil 3.6 : Hız üçgenleri [88].

Kanadın yerleştirme açısını hesaplamak için kullanılan ortalama bağıl akış açısı ise Denklem 3.9 ile hesaplanmıştır:

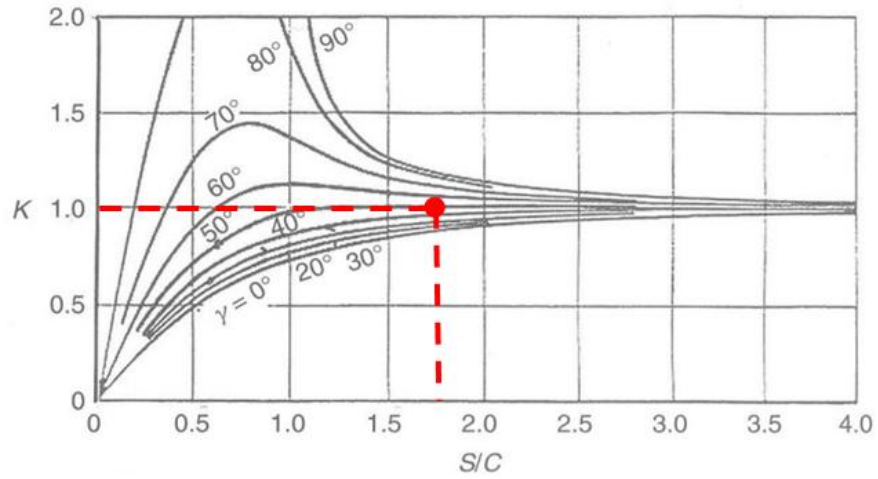
$$\beta_m = \tan^{-1}\left(\frac{1}{2}(\tan \beta_1 + \tan \beta_2)\right) \quad (3.9)$$

Kaskat etrafındaki kuvvet dengesi yazılıp gerekli sadeleştirmeler yapıldıktan sonra, istenen toplam basıncı, tasarım debisinde sağlayacak kaldırma katsayısı C_L ise Denklem 3.10 ile hesaplanabilir:

$$C_L = 2 \left(\frac{S}{C}\right) \cdot (\tan(\beta_1) - \tan(\beta_2)) \cdot \cos(\beta_m) \quad (3.10)$$

Ancak, kaskat deneyleri sonucu elde edilmiş, NACA 460 [89] raporunda yer alan C_L grafikleri izole kanat profilleri için verilmiştir. Bu grafikleri kullanabilmek için Şekil 3.7'den K değeri belirlenmiş ve Denklem 3.11 ile C_{Li} hesaplanmıştır:

$$C_L = K \cdot C_{Li} \quad (3.11)$$



Şekil 3.7 : Kaskat düzeltme katsayısı seçimi [86].

s/c arttıkça kanatların birbirleriyle olan etkileşimi azaldığı için K değeri bire yaklaşmaktadır. s/c sifıra yaklaştıkça ise, K da sifıra yaklaşmaktadır. Pratikte, fanlarda s/c 0,5'ten büyük olduğu için K değeri bire yakındır.

Gerekli C_L 'yi sağlamada rol oynayan önemli parametrelerden bir tanesi kanat profilidir. Turbomakinalarda sıklıkla kullanılan, NACA'nın 4 rakamdan oluşan profil tanımlamaları aşağıdaki kurala göre yapılır:

1. rakam: Veter ve kamburluk eğrisi arasındaki maksimum uzaklığın veterin yüzdesi cinsinden değeri.
2. rakam: Maksimum kamburluğun profilin hücum kenarına veterin ondası cinsinden uzaklığı.
3. ve 4. rakamlar birlikte: Profilin maksimum kalınlığının veter uzunluğuna oranı.

Örnek: "c" veter uzunluklu NACA 6512 profili için

$$\text{Maksimum kamburluk} = 0,06 \times c$$

$$\text{Maksimum kamburluğun pozisyonu} = 0,5 \times c$$

$$\text{Profilin maksimum kalınlığı} = 0,12 \times c$$

şeklinde hesaplanır. Fanın tasarımının ilk aşamasında, eksenel fanlarda NACA 65 serisinin yaygın olarak kullanılmakta olması nedeniyle NACA 6512 kanat profili seçilmiştir (Şekil 3.8).

NACA'nın 460 numaralı raporunda kaskat testleri yapılan 78 adet kanat profillerinden biri de NACA 6512'dir. Raporda verilen grafikler sayesinde, istenilen

C_L ' yi sağlayan, profil veteri ile akışkanın profile geliş açısı arasındaki, hücum açısı diye adlandırılan α açısı Şekil 3.8'den belirlenip kanadın yerleştirme açısı γ , Denklem 3.12'deki gibi hesaplanır.

$$\gamma = \beta_m - \alpha \quad (3.12)$$

Bir sonraki aşama ise, tasarımın ilk aşamasında kabulü yapılan verimin sağlanıp sağlanmadığının Denklem 3.13 yardımıyla kontrolüdür.

$$\eta_k = \frac{\Delta p}{\Delta p_{ideal}} = \phi \left[\frac{R_r - \phi \cdot \delta_r}{\phi + \delta_r \cdot R_r} + \frac{1 - R_r - \phi \cdot \delta_r}{\phi + \delta_r \cdot (1 - R_r)} \right] \quad (3.13)$$

Denklem 3.13 içerisindeki ϕ debi sayısı olup Denklem 3.2 ile hesaplanmaktadır.

$$R_r = \frac{W_{Um}}{U} \quad (3.14)$$

Denklem 3.13 içerisinde yer alan R_r oranı, Denklem 3.14 ile tanımlanmıştır. Bu denklemdaki W_{Um} ise, ortalama bağıl akış açısı β_{Um} ile tanımlanan ortalama bağıl hızın teğetsel bileşenidir. δ_r oranı ise Denklem 3.15'teki gibi hesaplanmaktadır.

$$\delta_r = \tan^{-1} \left(\frac{C_D}{C_L} \right) \quad (3.15)$$

Buradaki sürüklenme katsayısı C_D 'nin değeri, Denklem 3.16 [90] ile hesaplanmakta ve dört terimden oluşmaktadır. İlk terim profil kayıplarını ifade etmekte olup, gerekli C_L değeri kullanılarak, hücum açısı α 'nın değeri Şekil 3.8'den bulunduktan sonra α 'nın fonksiyonu olarak elde edilir.

$$C_L = C_{D_p} + C_{D_a} + C_{D_s} + C_{D_t} \quad (3.16)$$

Denklem 3.17 ile gösterilen ikinci terim ise göbek ve uçtaki sınır tabaka kayıplarını içermektedir. "s" kanatları arası mesafeyi, "b" ise kanat yüksekliğini ifade etmektedir.

$$C_{D_a} = 0,02 \cdot s/b \quad (3.17)$$

Denklem 3.18 ve 3.19 ile açıklanan üçüncü ve dördüncü terimler ise sırasıyla ikincil akışları ve kanat ucu kayıplarını temsil etmektedir.

$$C_{D_s} = 0,018. C_L^2 \quad (3.18)$$

Denklem 3.19'daki c_t değeri ise kanat ucu boşluğunun değeridir.

$$C_{D_t} = 0,29. \left(\frac{c_t}{b}\right). C_L^{1,5} \quad (3.19)$$

Denklem 3.13 ile elde edilen verim, tasarımın başında kabul edilen değerden farklı ise Şekil 3.2'deki akış şemasında anlatıldığı gibi başa dönülür ve kabul edilen verim değeri ya da profil değiştirilerek, işlemler iterativ olarak sürdürülür. Gerekli görüldüğü takdirde göbek/uç oranı ya da kanat sayısı gibi başka parametreler de değiştirilebilir. Öngörülen verim ile son hesaplanan verim eşit olduğunda ise, fanın ortalama yarıçapı için tasarım tamamlanmıştır.

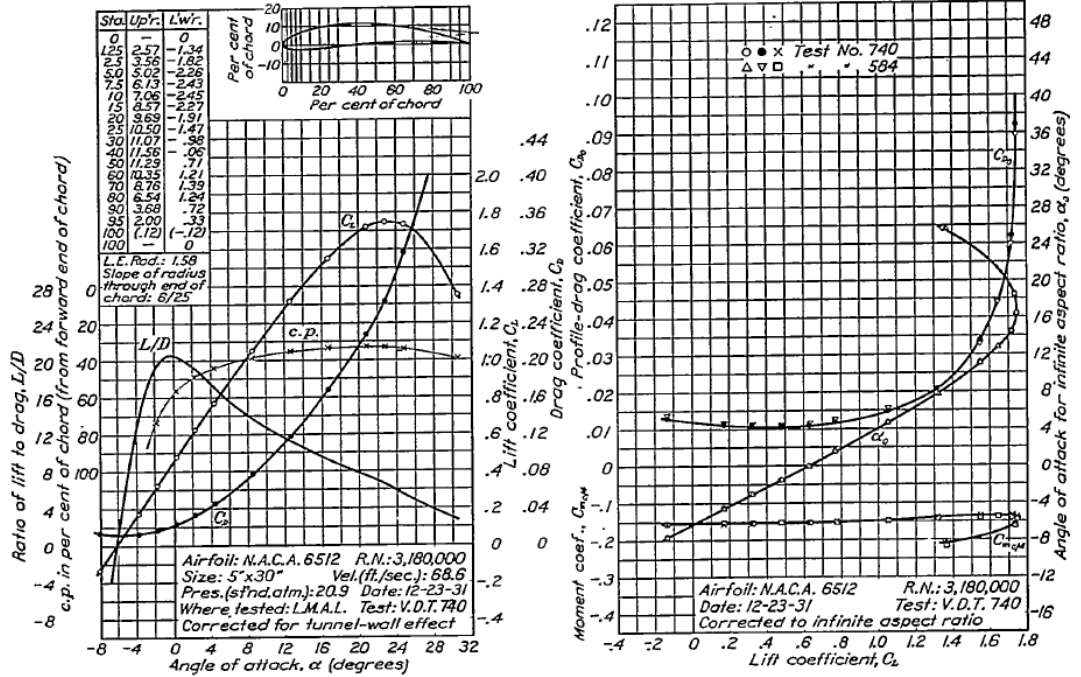


FIGURE 66.—N.A.C.A. 6512 airfoil.

Şekil 3.8 : NACA 6512 kanat profili [89].

Ortalama yarıçaptaki hesaplar tamamlandıktan sonra sıra diğer yarıçaplardaki veter uzunlukları ve yerleştirme açılarının belirlenmesine, sonrasında ise bu profillerin fan kanadını oluşturmak üzere birleştirilmesine gelmiştir.

Radyal denge denkleminin basitleştirilmesi ile ortaya çıkan denklemin çözümünde "serbest vorteks" tipi hız dağılımının seçimi büyük kolaylık sağlamaktadır. Buna göre, girişte öndönmesiz bir akış kabul ederek, fan çıkışındaki mutlak hızın teğetsel

bileşeni ile kanat profilinin bulunduğu yarıçapın çarpımının sabit olması gerektiği ortaya çıkar (Denklem 3.20).

$$r \cdot C_{U2} = K \quad (3.20)$$

Bu sabit sayesinde, yarıçap değiştirilerek, diğer yarıçaplardaki mutlak hızların teğetsel bileşenleri ve dolayısıyla akış açıları hesaplanabilir. Ayrıca bu hız dağılımı tipinde kanadın kökünden ucuna kadar kanat boyunca profillerin akışkan üzerinde yaptıkları işler ve eksenel hızlar eşittir.

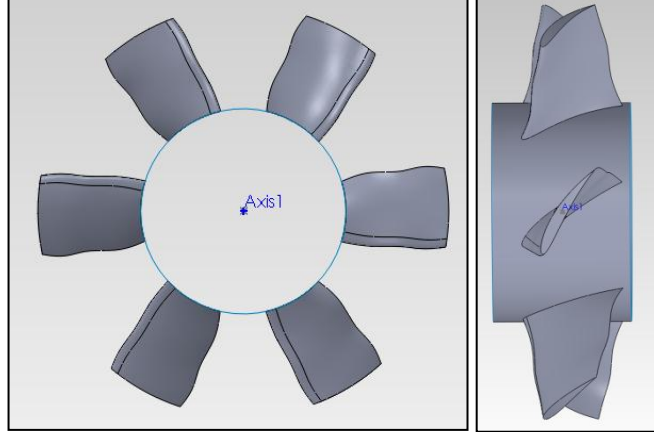
Ancak serbest vorteks tasarımında bazı problemler vardır. Temel problem, kanadın uç kısmında akış çok az saptırılırken (örneğin 5 derece mertebelerinde), kanat kökünde ise bu değer çok artmasıdır (örneğin 50-60 derece). Böyle bir saptırmayı kanat kökünde NACA 6512 gibi bir profilin ya da benzeri profillerin yapabilmesi için veter uzunluğunun kabul edilemeyecek değerler alması gerekmektedir. Bu da, kanadın kök kısmında kanatların birbirine fazla yaklaşması neticesinde akış kanalının aşırı daralmasına ve uç kısmında fan kanatlarının birbirinden çok uzaklaşması sonucunda kullanılan izole airfoil teorisinin (Şekil 3.7 vasıtasıyla yapılan C_L düzeltmesi) geçerliliğini yitirmesine neden olur. Örneğin tasarlanan referans fanda ortalama yarıçapta veter uzunluğu 87 mm iken kanat kökünde 45 derecelik bir sapma ve 505 mm 'lik bir veter uzunluğu gerekmektedir. Bu ise fan rotorunun kanat kökündeki eksenel uzunluğunun çok büyük bir değere sahip olması demektir. Bu durumun üstesinden gelmek için, kanat kökünde sabit kanat işi koşulundan vazgeçilmiş, serbest vortex sabiti K , 1,6'ya bölünerek kanadın yaptığı iş azaltılmıştır.

Diğer bir belirlenmesi gereken parametre ise ortalama yarıçap haricindeki yarıçaplarda veter uzunluğudur. Literatürde bu konu ile ilgili çeşitli öneriler incelenmiş, bunun sonucunda Denklem 3.21 ile verilen Lieblein [56] difüzyon faktörü kullanılarak veter uzunlukları hesaplanmıştır.

$$D = \left(1 - \frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right) + \left(\frac{S}{C}\right) \cdot \frac{\cos\beta_1}{2} \cdot (\tan\beta_1 - \tan\beta_2) \quad (3.21)$$

Bu yaklaşıma göre difüzyon faktörü, kanat emme kenarında ayrılma olmaması için 0,5 civarında seçilmeli, buradan da veter hesaplanmalıdır. Mevcut tasarımda veter uzunluğunu kısa tutabilmek için koşullar zorlanarak sadece kanat kökünde difüzyon faktörü 0,6 seçilmiş, diğer kısımlarda 0,5 olarak alınmıştır.

Bahsi geçen hesaplar doğrultusunda tasarlanan fanın katı modeli Solidworks [91] yazılımı ile oluşturulmuştur (Şekil 3.9):



Şekil 3.9 : Referans fanın ön tasarımının katı model görünümü.

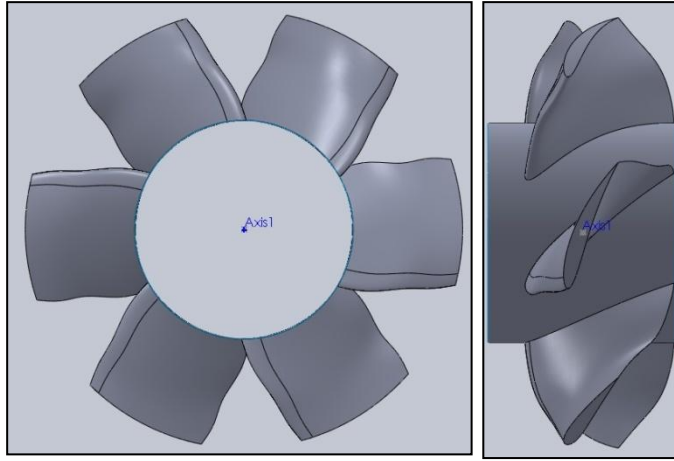
3.2 Referans Fanın Performansının Belirlenmesi

Ön tasarımı yapılan referans fanın performansı ilk aşamada HAD yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. ANSYS [32] paket yazılımı içerisindeki modüller vasıtasıyla yapılan hesaplamaların ayrıntıları ileriki bölümlerde açıklanacaktır.

HAD analizleri yapılırken, fan girişinde $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ debi sınır koşulu, çıkışında ise 0 Pa etkin statik basınç sınır koşulları uygulanmış, hedeflenen 67 Pa fan toplam basınç artışının maksimum verim ile sağlanması amaçlanmıştır.

HAD analizi sonucunda fanın ön tasarımının toplam basınç artışı 90 Pa, verim ise % 82 hesaplanmıştır. Optimizasyona beş farklı yarıçaptaki profiller belli ölçekler dahilinde küçültülerek ya da büyütülerek ve yerleştirme açıları değiştirilerek devam edilmiş, kanat kökündeki ayrılmaları önleyebilmek için veter uzunluğu büyütülmüştür. Bunun sonucunda fanın eksenel uzunluğu artmıştır. Her geometrik değişiklikten sonra HAD analizi gerçekleştirilmiştir. Son tasarımda toplam basınç artışı 67 Pa ve verim ise %86 olarak hesaplanmıştır (Şekil 3.10).

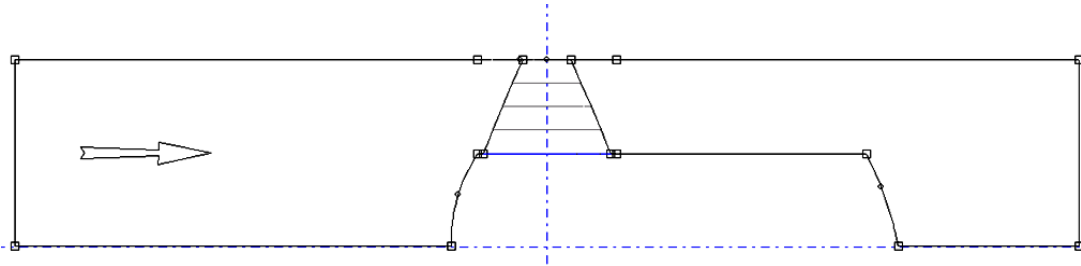
Verimin daha fazla arttırılamamasının nedeni seçilen profilin performansı olarak görülmüş ve verim artışının profilde değişikliğe gidilerek sağlanabileceği öngörülmüştür.



Şekil 3.10 : Optimize edilmiş tasarımın katı model görünümü.

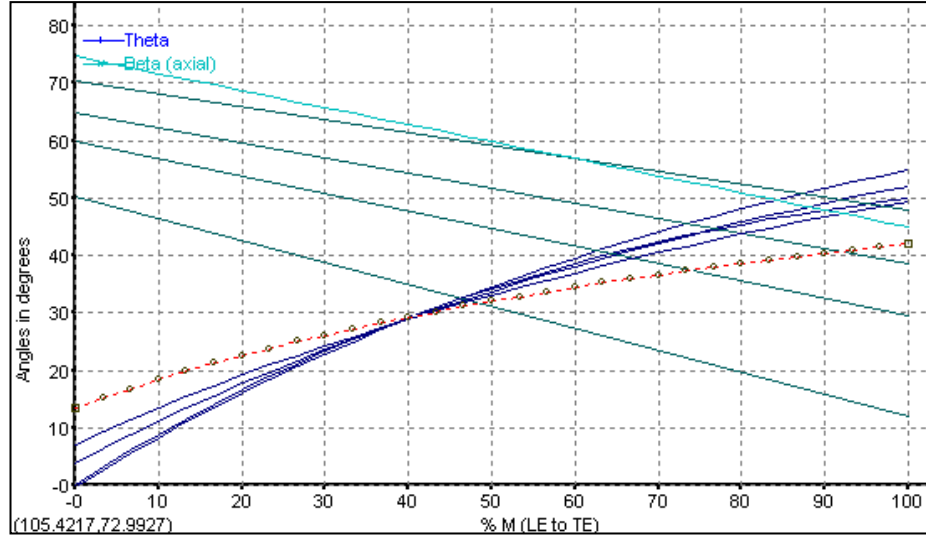
3.3 Kanat Profiline Değişiklik Yaparak Tasarımın Son Halinin Belirlenmesi

Aerodinamik verim klasik yöntemle daha fazla arttırılamadığı için, ANSYS Bladegen modülü [92] kullanılarak kanat profillerinin kamburluk eğrilerinin tekrar tanımlanmasına karar verilmiştir. Bladegen yazılımında önce meridyenel geometri belirlenmesi gerekmektedir. Meridyenel geometri için gerekli olan fanın dış çapı ve göbek çapı zaten bellidir. Meridyenel geometrinin şeklinin belirlenmesi için ise klasik yöntemle tasarlanan fanın son halinin meridyenel geometrisi esas alınmıştır (Şekil 3.11).



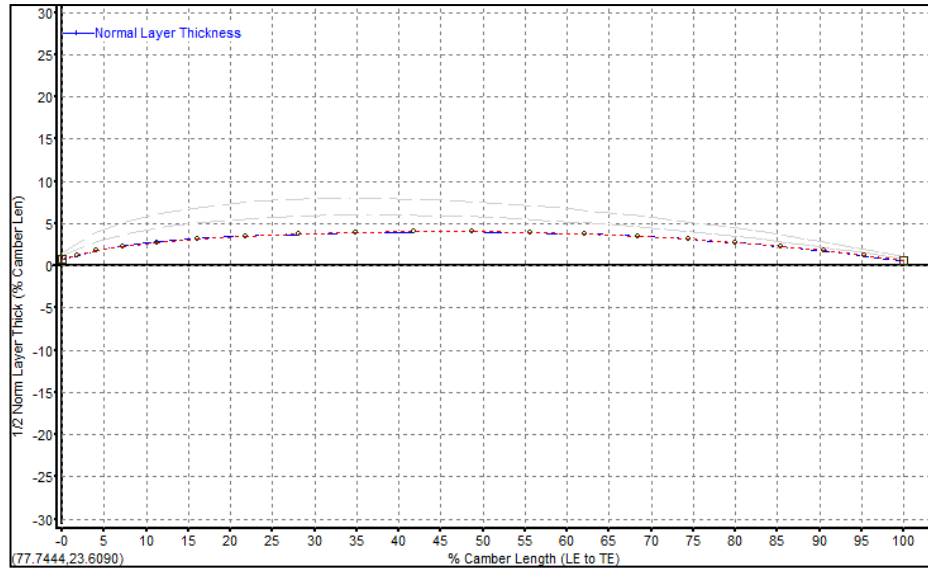
Şekil 3.11 : Bladegen ile belirlenen meridyenel geometri.

Kanat kökünden ucuna kadar beş farklı yarıçaptaki kanat açıları, ayrılmaya yol açmayacak şekilde optimize edilmiş, bu şekilde kontrollü bir difüzyon ile yüksek verim ve düzgün kanat yükü dağılımı sağlanmıştır. Yeni tasarımda, NACA tarafından performans grafikleri verilen kanat profillerinin kamburlukları değiştirilmiştir. Profillerin giriş ve çıkış açıları da program vasıtasıyla değiştirilmiş, β açısı aksenal yönde doğrusal şekilde azalacak biçimde tasarım yapılmıştır. Aksenal doğru ile tanımlanmış kanat açılarının (β) ve sarılma açılarının (Θ) aksenal doğrultudaki değişimi, göbekten uca, Şekil 3.12 'de görülmektedir.



Şekil 3.12 : Bladenin ile belirlenen kanat açıları dağılımı.

Profillerin kalınlık dağılımı ise NACA tanımlarına göre oluşturulmuştur. Maksimum kalınlığın vetere oranı belirlenerek, göbekten uca sırasıyla NACA XX16, XX14, XX12, XX10, XX08 kalınlık dağılımları verilmiş, kanat kökünden ucuna profilin incilmesi sağlanmıştır (Şekil 3.13).



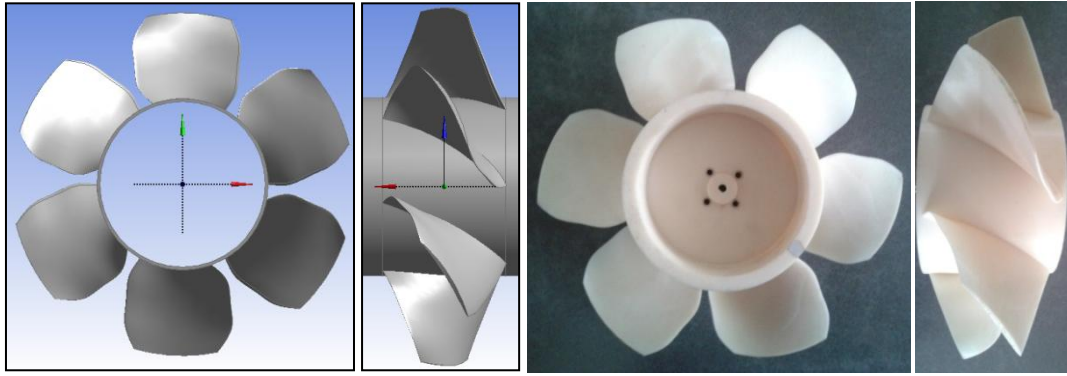
Şekil 3.13 : Bladenin ile elde edilen profillerin kalınlık dağılımı.

Neticede, CFX [32] yazılımı kullanılarak, tasarlanan fanın toplam basınç artışı 67 Pa ve verimi %88 hesaplanmıştır. Fanın diğer özellikleri ise Çizelge 3.1'de özetlenmektedir.

Çizelge 3.1 : 0,5 göbek/uç oranlı referans fanın özellikleri.

	BF050
Tasarım debisi, m ³ /h	1800
Dönme hızı, d/d	1000
Toplam basınç artışı, Pa	67
Dış çap, mm	350
Verim, %	88
Göbek-uç oranı	0,5
Kanat ucu boşluğu, mm	2,5
Kanat sayısı	6

Tasarlanan fanın katı model görünümü ve hızlı prototipleme yöntemi ile üretilen prototipinin bir fotoğrafı Şekil 3.14'te yer almaktadır.



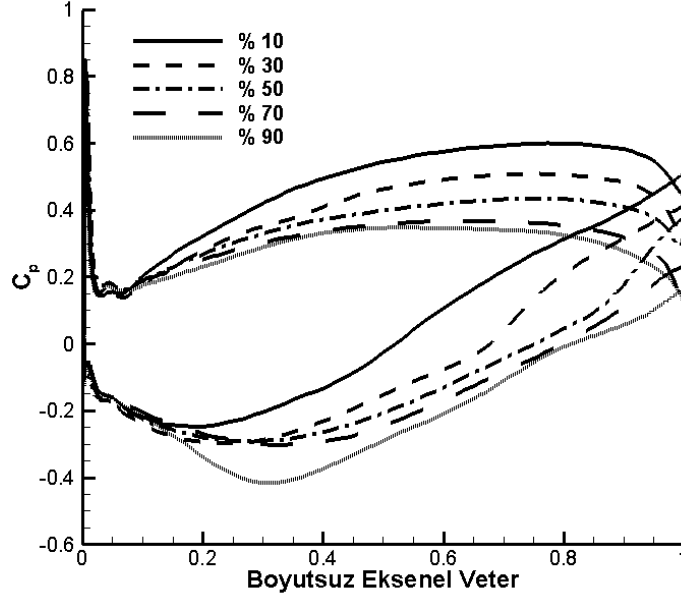
(a)

(b)

Şekil 3.14 : Bladegen ile elde edilen referans fan:(a)Katı model. (b)Fotoğraf.

0,5 göbek/kanat ucu oranına sahip bu fan, tezin devamında "BF050" olarak adlandırılmış ve kaydırma (sweep) ve öteleme (dihedral) çalışmaları için referans fan olarak kullanılmıştır.

Şekil 3.15'te bu fanın kanadının üzerindeki basınç dağılımları gösterilmektedir. Yatay eksenle veterin eksenel doğrultu üzerine izdüşümünün eksenel veter uzunluğu ile boyutsuzlaştırılmış hali, düşey eksenle ise basınç katsayısı C_p yer almaktadır. Eğriler kanat uzunluğunun kanat kökünden itibaren %10, 30, 50, 70 ve %90 'ına karşılık gelen yarıçaplarda çizdirilmiştir.



Şekil 3.15 : Referans fan kanadı üzerindeki C_p dağılımları.

Basınç katsayısı ise aşağıdaki formül ile tanımlanmıştır:

$$C_p = \frac{P - \bar{P}_{HK}}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \bar{W}_{HK}^2} \quad (3.22)$$

Burada HK kısaltması, kanat profilinin hücum kenarını ifade etmektedir. "-" üst çizgisi ise ilgili sabit yarıçaptaki çevresel ortalama anlamındadır.

3.4 Farklı Göbek-uç Yarıçapı Oranına Sahip Referans Fanın Tasarlanması

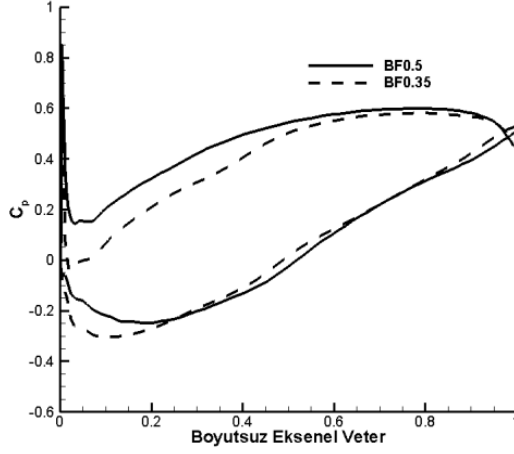
İlk referans fan tasarlanırken Peng'in grafiklerinden [86] yararlanılmış, bu doğrultuda, fanın göbek-uç oranı 0,5 olarak seçilmişti. Kaydırma (sweep) ve ötelemenin (dihedral) ikincil akışları etkilediği düşünüldüğü için, bu çalışma sırasında göbek-uç oranı bir parametre olarak düşünülmüştür. Zira göbek-uç oranı ikincil akışları etkileyen bir parametredir. Bu nedenlere bağlı olarak ikinci bir referans fan tasarlanması düşünülmüştür. İlk fanın göbek uç oranının eksenel fanlara göre üst sınıra yakın değerlere yakın olması sebebiyle, bu kez daha düşük bir oran seçilerek 0,35 göbek-uç oranlı bir tasarımda karar kılınmıştır. Tasarım debisinin seçiminde, ilk fanın tasarım debisi olan 1800 m³/h için, fanın göbeği ve kanat ucu arasından geçen akışkanın ortalama eksenel hızı hesaplanmış, bu ortalama eksenel hız, yeni fanda da korunarak yeni fanın debisi elde edilmiştir. Buna göre yeni referans fanın tasarım debisi 2100 m³/h olarak hesaplanmıştır. Tasarım sırasında, 0,5

göbek/uç oranlı fanınkine benzer HAD hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Yeni tasarım yapılırken, radyal doğrultu, kanat göbeği 0 ve kanat ucu 1 olacak şekilde boyutsuzlaştırılmış ve bu uzunluğun %10 'u , %30 'u, %50 'si, %70 'i ve %90 'ında kanat üzerindeki C_p dağılımları her iki fanın tasarım debilerinde aynı olacak şekilde tasarım yapılmıştır. Bunu sağlayabilmek için, iterativ bir yol izlenerek, Bladegen'de yapılan her geometri değişikliğinin ardından (yerleştirme açısı, veter uzunluğu) HAD hesaplamaları gerçekleştirilmiştir. Kanadın farklı pozisyonlarında elde edilen C_p dağılımları, BF050'nin ilgili yarıçapındakilerle karşılaştırılmış, uyumsuzluk görülen yerlerin düzeltilmesi için Bladegen'de tekrar geometri değişikliğine gidilmiştir. Bu durumda kanat profilleri, profillerin veter uzunlukları ve yerleştirme açıları 0,5 göbek/uç oranına sahip referans fanınkine göre bir miktar değişmiştir. Ancak, her iki fanın kanatları boyunca emme ve basma yüzeylerinde aynı C_p dağılımı elde edildiği için, profillerin çok benzer olduğu söylenebilir.

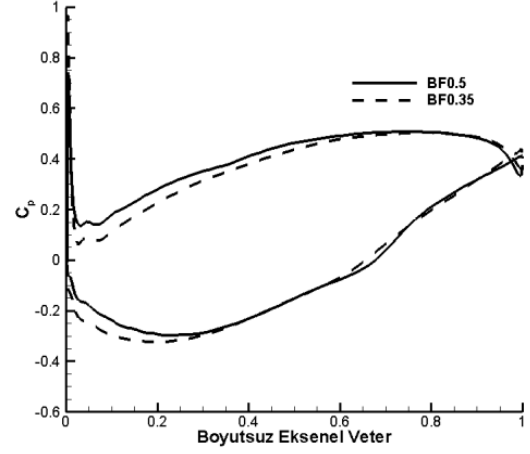
Şekil 3.16'da, yukarıda bahsedilen radyal pozisyonlardaki kanat üzerindeki basınç dağılımlarının 0,5 ve 0,35 göbek-uç oranlı referans fan tasarımları için karşılaştırılması gösterilmektedir. Kanadın %10 'luk kısmına denk gelen göbeğe çok yakın kısım hariç C_p dağılımları tam olarak üst üste gelmiştir. Ancak, emme kenarı ve basma kenarı aralarındaki fark veter boyunca integre edildiğinde, kanat kökünden, kanat boyunun %10'u kadar uzakta olan kısımda, boyutsuz kanat yükü aynı kalmış, boyutsuz basınç artışı ise 0,5 göbek-uç oranlı fana göre biraz daha fazla olacak şekilde elde edilebilmiştir. 0,35 göbek/uç çap oranına sahip fanın (BF035) özelliklerinin ilk tasarlanan kısa kanatlı fanınkilerle (BF050) kıyaslanması Çizelge 3.2'de yer almaktadır.

Çizelge 3.2 : 0,35 ve 0,5 göbek/uç oranlı referans fanların özelliklerinin karşılaştırılması.

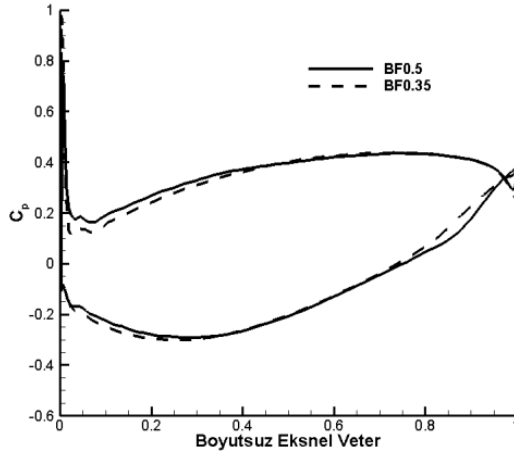
	BF050	BF035
Tasarım debisi, m ³ /h	1800	2100
Dönme hızı, d/d	1000	1000
Toplam basınç artışı, Pa	67	58
Dış çap, mm	350	350
Verim, %	88	89
Göbek-uç oranı	0,5	0,35
Kanat ucu boşluğu, mm	2,5	2,5
Kanat sayısı	6	6



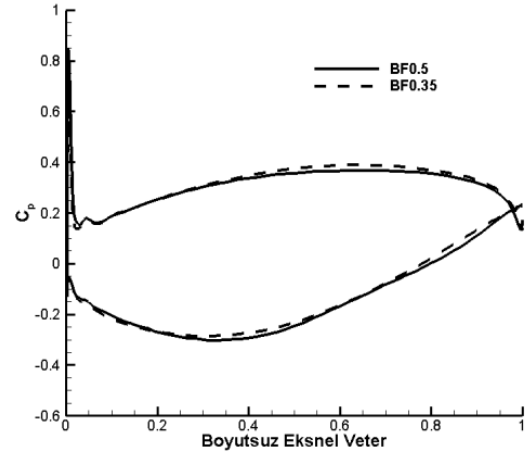
(a)



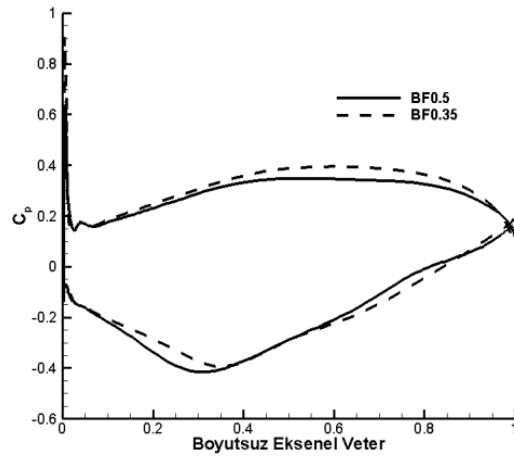
(b)



(c)



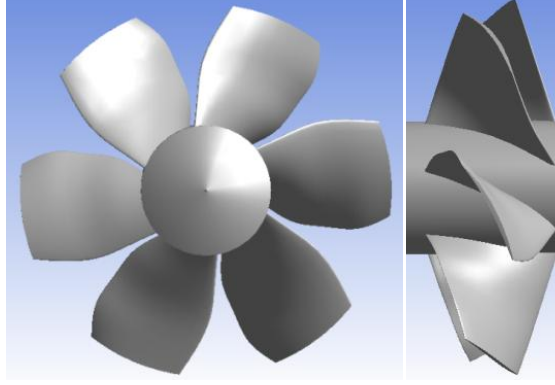
(d)



(e)

Şekil 3.16 : 0,5 ve 0,35 göbek-uç oranlı referans fanların tasarım noktalarındaki C_p dağılımları. Kanat yüksekliğinin: (a)%10. (b)%30. (c)%50. (d)%70. (e)%90.

"BF035" olarak adlandırılan yeni referans fanın katı model görüntüsü ise Şekil 3.17'de gösterilmektedir.



Şekil 3.17 : 0,35 göbek/uç oranlı referans fanın katı modeli.

4. FANLARIN PERFORMANSLARININ ÖLÇÜLMESİ

Tez kapsamında tasarlanan fanların HAD hesaplamalarının güvenilirliğinin belirlenmesi için, doğruluklarının kontrol edilmesi gerekmektedir. Kontrolün en iyi yolu ise HAD hesaplamalarının koşullarını fiziksel olarak yaratarak deneyler yapmaktır. Bu nedenle, fan performansının ölçülmesini sağlayacak bir deney düzeneğine ihtiyaç duyulmuştur. Bu çalışmanın deneysel kısmının ilk aşamasında, ihtiyaç duyulan deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Daha sonra, gerekli ölçüm cihazları ile donatılmış ve sensörlerin kalibrasyonları gerçekleştirilmiştir. Deney sistemi hazır olduktan sonra, tasarlanan fanlardan gerekli görülenleri imal ettirilmiş, performans deneyleri ve detaylı ölçümler gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın bu bölümünde, yukarıda bahsedilen adımlar ayrıntıları ile anlatılmaktadır.

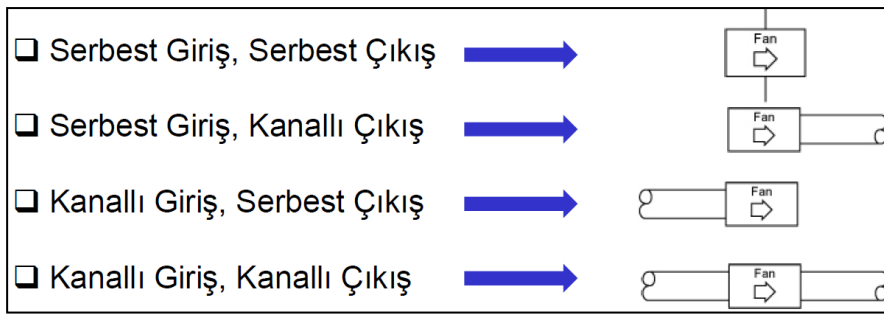
4.1 Deney Düzeneği

Tasarlanan fanların performans deneylerinin gerçekleştirileceği deney düzeneğinin ilgili standartlara uygun olması, sonuçların anlamlı olabilmesi için önemlidir. Bu nedenle, fan testi konusunda dünyada en çok kullanılan standart olan AMCA 210 standardı [15] referans alınmış, deney tesisatı, çalışma süresince incelenen değişkenlerin kolay ve yüksek doğrulukla ölçülebilmesine olanak verecek ve aynı zamanda laboratuvarın ölçülerine uygun olacak biçimde boyutlandırılmıştır.

4.1.1 Deney düzeneğinin tasarımı

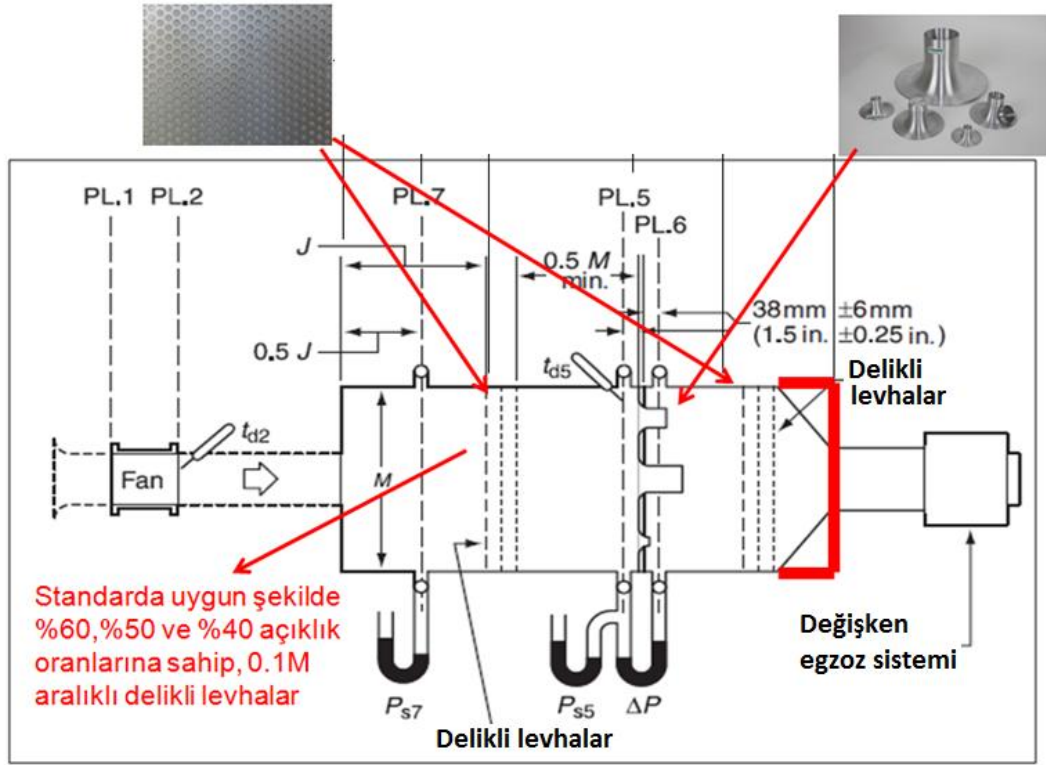
Deney düzeneğinin boyutlarını belirleyebilmek için, ilk olarak, test edilecek fanın çapı yaklaşık olarak belirlenmelidir. Bu çap, çalışılacak olan, kaydırma (sweep) ve öteleme (dihedral) gibi uygulamaların etkilerinin, ölçüm cihazlarının hissedebileceği kadar büyük, ancak deney düzeneğinin laboratuvarın kapasitesini aşmasını engelleyecek kadar küçük olmalıdır. Ayrıca boyutlar büyüdükçe, hem deney düzeneğinin, hem de test edilecek fanın üretimi zorlaşmakta ve toplam maliyet artmaktadır.

AMCA 210 standardında, fan testi için çeşitli düzenek seçenekleri bulunmaktadır. Bunlar arasındaki belirgin farklar, basınçlı bir odalı ya da kanal tipi olması, düzeneğin test fanının çıkış ya da giriş kısmında bulunması, debi ölçümünün pitot tübü taraması ya da lüle ile yapılması olarak özetlenebilir. Test edilecek fanın kullanım alanı da deney düzeneğinin tipinin seçimi açısından önemlidir. Çünkü kullanım alanına göre; fanın girişinde, çıkışında ya da hem girişinde hem çıkışında kanal bulunabildiği gibi, fan, kanalsız da çalışabilir. AMCA 210 standardında, test fanının aşağıda verilen dört tip çalışma durumu için, toplam on altı çeşit düzenek önerilmiştir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1 : Deney düzeneği test bölümü çeşitleri.

Fanların çalışma koşulları dikkate alındığında, yukarıda liste halinde verilen bu dört çalışma durumunun hepsini kapsamı bakımından, odalı tip düzeneğin uygun olduğu görülmüştür. Bu şekilde, fanın tipine bakılmaksızın, üretilecek olan düzeneğe testi gerçekleştirilebilecektir. Debi ölçümü için seçim yapmak gerektiğinde ise, lülenin pitot tübüne göre debiyi daha pratik ve hızlı ölçmesi nedeniyle lüleli tip düzenek seçilmiştir. Bu iki seçimi yaptıktan sonra, başta on altı adet olan düzenek sayısı ikiye düşmüştür. Üstelik bu iki düzenek neredeyse birbirinin aynısıdır. Tek fark, birinde test fanının düzeneğin giriş tarafında, diğerinde ise çıkış tarafında bulunmasıdır. Çalkantıların daha az olacağı ve daha kararlı bir akış yaratacağı düşünülerek, test fanının düzeneğin ön tarafına yerleştirildiği sistemde karar kılınmıştır (Şekil 4.2). Ayrıca, gerek literatürdeki çalışmalar, gerek ticari firmaların düzenekleri incelendiğinde, kullanılan en yaygın düzenek tipinin bu olduğu görülmüştür. Deney düzeneğinde, test fanı (eğer kanal tipi ise kanalları ile birlikte) deney düzeneğinin giriş bölümüne bağlanmaktadır (Şekil 4.2).

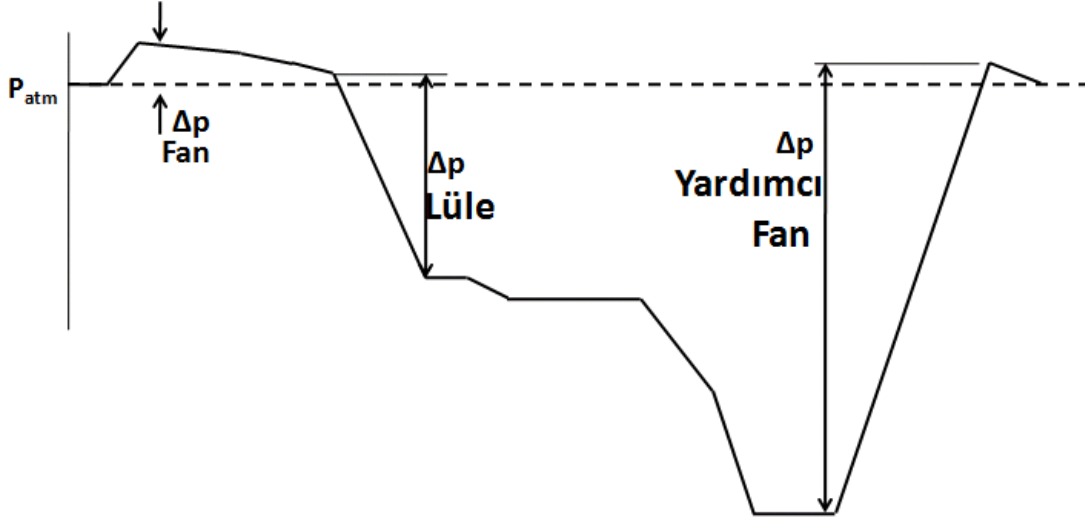


Şekil 4.2 : Seçilen fan test sisteminin şematik görünümü [15].

Test fanı atmosferden emdiği havayı deney sistemindeki odaya yönlendirmektedir. Daha sonra hava, açıklık oranları giderek daralan üç adet delikli levhadan geçerek, çalkantısız ve düzgün yayılı hız dağılımına sahip bir şekilde lülelerin girişine ulaşmaktadır. Lülelerden çıktıktan sonra, akış yönünde açıklık oranları yine daralacak biçimde konumlandırılmış üç adet delikli levhadan geçtikten sonra, hava, odanın çıkış bölümüne ulaşmaktadır. Lülelerin çıkış kısmındaki bu delikli levhaların amacı ise lülelerden çıkan havanın jet etkisini ortadan kaldırmak ve yine düzgün yayılı akış koşulları elde etmektir. Sistemin çıkışında ise, sistem direncini yenerek yüksek debilere ulaşmayı ve dolayısıyla test fanının performans eğrisinin tamamının elde edilmesini sağlayan bir yardımcı fan yer almaktadır. Basıncın deney düzeneğinin girişi ve çıkışı arasındaki temsili değişimi Şekil 4.3'te gösterilmektedir.

AMCA 210 standardına göre, deney düzeneğinin vakum altında çalışması halinde (seçilen düzenekte olduğu gibi), düzeneğin oda bölümünün (lülelerin bulunduğu kısım) kesit alanı, test edilen fanın kesit alanının en az on altı katı büyüklüğünde olmalıdır [15]. Bu kısıtlar doğrultusunda, deney düzeneği kesitinin dairesel yerine kare şeklinde olmasına standardın izin vermesi de göz önünde bulundurularak Şekil 4.2'deki M boyutu 1,5 m ve test sisteminin kesiti kare biçiminde seçilmiştir. Kare kesit seçilmesinin nedeni imalatının daha kolay olacağının düşünülmesidir. M değeri

1,5 m kabul edilerek hesap yapıldığında, test fanının çapının en fazla 400 mm olması gerektiği ortaya çıkmaktadır. Bu tez kapsamındaki çalışmalar için test fanının çapı 350 mm seçilmiştir (bkz. Bölüm 3).



Şekil 4.3 : Basıncın deney düzeneği içerisindeki değişimi.

4.1.2 Deney düzeneğinin imalatı

Deney düzeneği, ileride yapılabilecek değişikliklere olanak sağlamak amacıyla ayrılabilir dört modülden oluşacak şekilde tasarlanmıştır. Şekil 4.2'deki J boyutu ile gösterilen bölge ilk modül, ilk modülün bittiği kesitten lülelerin yerleştirildiği kesite kadar olan kısım ikinci modül, lüle kesitinden sonra da yine ayrılabilir iki modül olacak şekilde tasarım yapılmıştır. Düzeneğin imalatında en önemli hususlardan biri sızdırmazlıktır. Sistemin içindeki havanın atmosfer basıncından farkı nedeniyle malzeme seçimine dikkat edilmelidir. Örneğin ahşap malzeme, bu boyutlarda şişme ya da çökme yapması nedeniyle uygun olmamaktadır. Aynı zamanda, modüllerin birleşme noktalarında sızdırmazlığı sağlamanın da zor olacağı düşünülmüştür. Bu nedenlerle deney düzeneğinin sac levhalardan imal edilmesine karar verilmiştir. İlk olarak 1,5 m x 1 m boyutlarında sac levhalar alınmıştır. Sacın kalınlığı da burada önemli olup, ince olduğunda bükülmeler, kalın olduğunda ise taşımada ve montajda zorluk yaşanacağı için, 3 mm seçilmiştir. Şekil 4.4'te görüldüğü gibi önce L profil köşebentlerden çerçeve oluşturulup punto kaynağı ile birleştirilmiş, daha sonra sac levhalar bu profillerin üzerlerine punto kaynağı ile tutturulup modüller elde edilmiştir. Dört modül için bu işlem yapıldıktan sonra mukavemet vermesi amacıyla sac levhaların ortalarına da birer L profil köşebent kaynatılmıştır (Şekil 4.5). Ardından, sızdırmazlığın sağlanması amacıyla bütün yüzeylerin köşebentlerle

birleştigi yerler, havayı sızdırmayacak şekilde gaz altı kaynağı ile kaynatılmıştır (Şekil 4.5).



Şekil 4.4 : Deney düzeneği modülleri.



Şekil 4.5 : Gaz altı kaynağı ile sızdırmazlığın sağlanması.

Oluşturulan dört adet modülün kolayca birbirinden ayrılması ve laboratuvar içinde taşınabilmesi amacıyla, modüllerin altına tekerlekli taşıyıcılar konulmuştur (Şekil 4.6). Bu işlemden sonra bütün sistemin pas önleyici boyası ve esas boyası uygulanmıştır.

Bundan sonraki aşamada, modüller, cıvatalar vasıtasıyla birbirlerine bağlanmıştır. Sızdırmazlığı sağlamak amacıyla, birleşme yüzeylerinin aralarına contalar konmuştur. Deney düzeneğinin içindeki odada çalkantısız ve düzgün yayılı hıza sahip bir akış oluşturmak için delikli levhalar kullanılmıştır.



Şekil 4.6 : Deney düzeneği tekerlekleri.

Bu levhalar standartta belirtildiği gibi, açıklık oranları % 60, % 50 ve % 40 'ı sağlayacak şekilde seçilmiş, deney düzeneği kesitinin tamamını kaplayacak şekilde yerleştirilip kaynak yapılarak sisteme bağlanmıştır (Şekil 4.7).



Şekil 4.7 : Akış düzleştirici delikli levhalar.

Daha sonraki aşama ise debi ölçümünde kullanılacak olan lülelerin tasarım ve imalatıdır. Lülenin şekli, lüle çıkış çapının fonksiyonu olarak AMCA 210 standardında verilmektedir. Lüleleri yerleştirmek için, 1,5 m x 1,5 m boyutlarında 5 mm kalınlığında bir sac levha, ikinci ve üçüncü modül arasına kaynak yapılarak yerleştirilmiştir. Lazer ile kesme yöntemiyle, bu levha üzerinde lülelerin çaplarına uygun delikler açılmıştır. Standart, bir ya da birden fazla, aynı ya da farklı boyutlarda lülenin, deney sırasında, aynı anda kullanımına izin vermektedir. Tasarlanan deney düzeneğinde yedi adet eşit çapta lüle kullanılmıştır. Lülelerin sayısının belirlenmesi,

boyutlandırılması ve üretimi ile ilgili ayrıntılar ilerideki bölümlerde anlatılmaktadır. Deney düzeneğinin son halinin fotoğrafı Şekil 4.8'de yer almaktadır.



Şekil 4.8 : Deney düzeneğinin görünümü.

4.1.3 Deney düzeneğinin sızdırmazlık testi

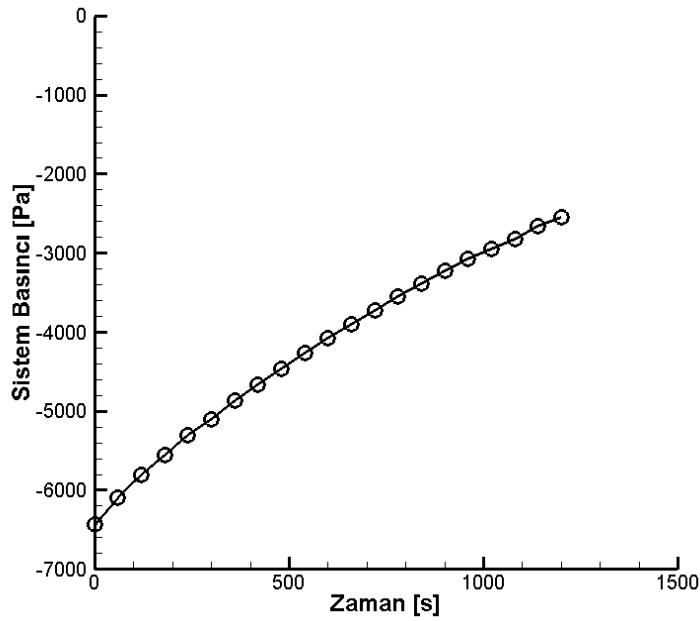
İmal edilen deney düzeneğinde gerçekleştirilecek ölçümlerin güvenilir olması için sızdırmazlığın AMCA 111 standardında tanımlanan değerde olması gerekmektedir. AMCA 111 standardında, kabul edilebilir kaçak debi seviyesinin %5 olduğu belirtilmektedir [93]. AMCA 210 standardında ise kaçak debi seviyesi ile ilgili bir ölçüt verilmemekte, yalnızca sızdırmazlık testinin nasıl yapılması gerektiği anlatılmaktadır. Standardın tarifine uygun şekilde, önce deney düzeneği yardımcı fandan ayrılmış, düzeneğin giriş ve çıkış kısımları sızdırmayacak şekilde kapatılmıştır. Bir tanesi hariç, basınç prizlerinin hepsi sökülmüş, yerlerine sızdırmaz kör tapalar yerleştirilmiştir. Düzeneğin yüzeyinde açılan bir deliğe vakum pompası bağlanmıştır (Şekil 4.9).

Geriye kalan tek basınç prizine ise sulu manometre bağlanmış ve vakum pompası çalıştırılıp düzenek içerisinde oluşan vakum basıncı sulu manometreden ölçülmüştür. Aynı zamanda, açılan ek bir deliğe de metal bir vakummetre bağlanarak da kontrol sağlanmıştır. Düzenek içerisindeki basınç -50 mm Hg olacak şekilde vakum oluşturulup vakum pompasının vanası kapatılmıştır. İlk testlerde basıncın hızla yükseldiği gözlenmiştir. Bu ise sistemin sızdırmazlığının iyi sağlanmadığı, sisteme dışarıdan hava girişi olduğu anlamına gelmektedir.



Şekil 4.9 : Sızdırmazlık testinin yapılışı.

Bu nedenle modüller birbirlerinden tekrar ayrılmış ve aralarına silikon uygulanmıştır. Bir kaç deneme sonucunda makul seviyede sızdırmazlık sağlanmıştır. En son durumda aynı işlem tekrarlanıp vakum pompasının vanası kapatıldıktan sonra birer dakika arayla düzenek içerisindeki basınç kaydedilmiştir. Kaydedilen basınç değerlerinin zamanla değişimi Şekil 4.10'da gösterilmektedir.



Şekil 4.10 : Sızdırmazlık testi sonuçları.

Aşağıda verilen Denklem 4.1, 4.2 ve 4.3 vasıtasıyla ise sisteme sızan havanın miktarının hesabı yapılmıştır [15]:

$$P = \rho RT \quad (4.1)$$

İdeal gaz denklemini temsil eden Denklem 4.1'in zamana göre türevi alınarak Denklem 4.2 elde edilir. Denklem 4.2'de yer alan V sembolü düzeneğin hacmini, m ise sisteme sızan havanın kütlesini göstermektedir.

$$V \frac{dP}{dt} = \frac{dm}{dr} RT \quad (4.2)$$

Denklem 4.3'teki Q sembolü ise sisteme sızan havanın hacimsel debisini temsil etmektedir.

$$\frac{dm}{dt} = \rho Q \quad (4.3)$$

Denklem 4.1 ve 4.3, Denklem 4.2'nin içine yerleştirerek sisteme sızan havanın hacimsel debisi Denklem 4.4'teki gibi hesaplanır:

$$Q = \left(\frac{V}{P} \right) \left(\frac{\Delta P}{\Delta t} \right) \quad (4.4)$$

Denklem 4.4 içerisindeki basıncın zamana göre değişimi sızdırmazlık testi ile elde edildiği için, sistemin herhangi bir vakum değerindeki çalışma durumu için, sisteme sızan kaçak havanın hesabı yapılabilir. Test edilen fanların çalışma aralığındaki basınç değerlerinde, sisteme sızan havanın debisinin maksimum değeri yaklaşık 25 m³/h olarak hesaplanmıştır. Bu da sistemin içinden geçecek debinin %0,8 'ine tekabül etmekte, standart tarafından izin verilen %5 sınırının bir hayli altında kalmaktadır.

4.2 Ölçüm Cihazları

Fan performans eğrisini elde edebilmek için, fanın girişi ve çıkışı ile AMCA lülelerinin giriş ve çıkışındaki ilgili pozisyonlarda basınç ölçümleri yapılmalı, bunlara ek olarak fanın devir sayısı, fanın verim ölçümü yapılacak ise fan mil momentinin, ortamın sıcaklığı ve bağıl nemi gibi büyüklüklerin ölçülmesi gerekmektedir. Bu büyüklüklerin nasıl ölçüldüğü aşağıdaki alt bölümlerde anlatılmaktadır.

4.2.1 Basınç ölçümü

Sistemin ve dolayısıyla test fanının içinden geçen hava debisi, lüleler vasıtasıyla hesaplanmakta olup, lülelerin giriş ve çıkışı arasındaki basınç farkı ölçüldükten sonra AMCA 210 standardında belirtilen bağıntılar kullanılarak yapılmakta ve bazı düzeltmeler uygulanarak hacimsel debi değeri elde edilmektedir. İlk olarak, deney düzeneğinde yer alan AMCA lülelerinin (Şekil 4.2) girişleri ve çıkışları arasındaki basınç farkını ölçmek için bir fark basınç sensörüne ihtiyaç duyulmuştur. Bu sensör, standardın önerdiği şekilde, lülelerin girişinde, sistemin yan ve alt yüzeylerinin ortalarına açılan dört adet basınç prizlerinden alınan ortalama değer ile lüle çıkışında aynı yöntem uygulanması sonucu elde edilen ortalama değer farkını ölçecektir. Sensörün basınç aralığı ile AMCA lülelerinin boyutları ve sayısı bazı kıstaslara göre belirlenmiştir. İlk kısıtlama, sistemin 4000 m³/h'ye kadar ölçüm yapabilmesi, ikincisi ise AMCA standardına uygun şekilde, her bir lülenin boğaz kesitindeki hızın 15 ile 35 m/s arasında kalmasıdır. Ek olarak, debi düştükçe lülelerdeki hızın 15 m/s 'nin altına düşmemesi için, kademeli olarak lülelerin çıkış ağzı kapatılmakta, bu ise ağzı kapatılmamış lüle sayısının her bir değeri için (Örnek: Üç açık dört kapalı lüle) bir debi aralığı olduğu anlamına gelmektedir. Her bir debi aralığının maksimum debisinde, basınç sensörünün maksimum değeri de aşılmamalıdır. Bütün bu kısıtlamalara uygun şekilde, basınç sensörünün çalışma aralığı 0-500 Pa fark basıncına sahip olacak şekilde seçilmiştir (Şekil 4.11). Ayrıca göreceli olarak basınç değerleri düşük olduğu için yüksek doğruluğa da ihtiyaç vardır. Bu ihtiyaçlar doğrultusunda kullanılan basınç sensörünün özellikleri aşağıdaki Çizelge 4.1'de verilmektedir. Çizelgedeki doğruluk değerlerinden hangisi büyükse o geçerlidir.



Şekil 4.11 : Lülelerin giriş ve çıkışları arasında kullanılan basınç sensörü.

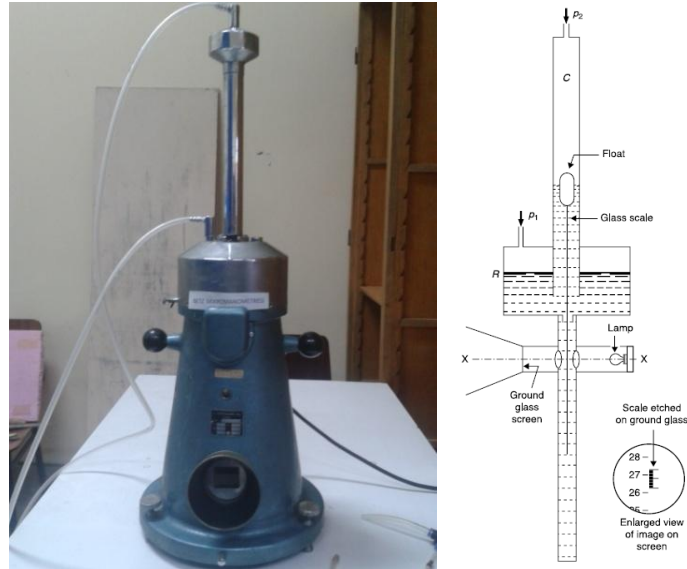
SDP1000L sensörü 0-4 V arasında analog çıkış gerilimine sahiptir. Lüle girişindeki basınç, çıkıştakine göre her zaman daha fazla olduğu için, çalışma aralığı 0 Pa 'dan başlayan bir sensör kullanılarak sensörün çalışma aralığının tamamına yakınının

kullanımı sağlanmıştır. (Yüksek debilerde yaklaşık 450 Pa basınç farkı oluşmaktadır).

Çizelge 4.1 : Debi ölçümünde kullanılan basınç sensörünün özellikleri.

Model	Çalışma Aralığı	Doğruluk
SENSIRION SDP 1000L	0 - 500 Pa	Tam eşelin %0,1/okunan değerin %1'i

İlerideki alt bölümlerde anlatılacak olan üç delikli basınç probu ile yapılan fan önündeki ve arkasındaki basınç taramaları için ise, üç adet fark basınç sensörüne daha ihtiyaç duyulmuştur. Bu sensörlerin basınç aralıkları belirlenirken, ilk olarak 0,2 Pa hataya sahip, oldukça hassas bir manometre olan Betz mikromanometresi (Şekil 4.12) ile ilk ölçümler yapılmış ve yeni sensörler için gerekli basınç aralıkları belirlenmiştir.



Şekil 4.12 : Betz mikromanometresi [94].

Bu doğrultuda seçilen basınç sensörleri Çizelge 4.2 'de gösterilmektedir.

Çizelge 4.2 : Detay ölçümünde kullanılan basınç sensörlerinin özellikleri.

Model	Çalışma Aralığı	Doğruluk
BECK CLIMSENSE 50	± 50 Pa	Tam eşelin % 1'i
NOTION CONTROL DPT2500D	0- 100 Pa	Tam eşelin % 1'i

Çizelge 4.2'de özellikleri verilen basınç sensörlerinden ± 50 Pa basınç aralığına sahip olandan iki, diğerinden ise bir adet kullanılmıştır. Yeni basınç sensörlerinin fotoğrafları Şekil 4.13'te gösterilmektedir. Her ikisinin üzerinde basıncı gösteren ekran bulunmaktadır ve her ikisi de 0-10 V arası analog çıkış gerilimi üretmektedir.

0-100 Pa tam eşel değerine sahip basınç sensörünün basınç aralığı sekiz farklı değere ayarlanabilmektedir.

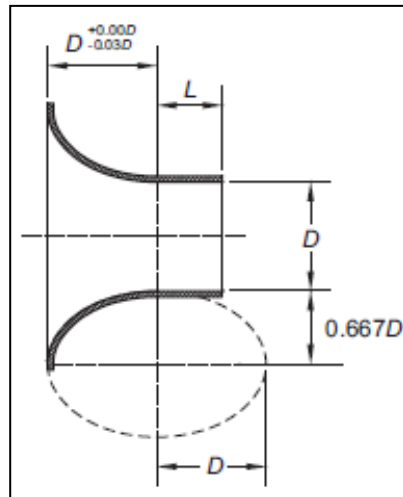


Şekil 4.13 : Düşük tam eşel değerli basınç sensörleri.

Dört basınç sensörü de çok yüksek hassasiyete sahip Betz manometresi ile kalibre edilmiştir. Kalibrasyon eğrileri ise EK A 'da verilmektedir. Basınç sensörlerinin sistemdeki kullanılış biçimleri ise, ileriki bölümlerde anlatılacaktır.

4.2.2 Debi ölçümü

Debi ölçümü AMCA 210 standardına göre tasarlanmış standart lüleler vasıtasıyla yapılmaktadır (Şekil 4.14). Standart, birden fazla, aynı ya da farklı boyutlardaki lülenin aynı anda kullanımına izin vermektedir. Ayrıca lülelerin merkezleri arasındaki ve deney düzeneğinin yüzeyine olan minimum uzaklıklarını da belirtmektedir.



Şekil 4.14 : AMCA 210 standardına göre lüle boyutları.

Bu çalışmada tasarlanan fanların debi aralıkları esas alındığında (0-4000 m³/h), ilk önce 200 mm boğaz çapında ve daha küçük çaplarda toplam dört adet lüle üretilmesi düşünülmüştür. Ancak maliyetlerin çok artması nedeniyle bundan daha pratik olan 75 mm çapında 7 adet, eşit boyutlardaki lülelerin kullanılmasına karar verilmiştir.

Lüleler pratik bir şekilde, sıvama yöntemi ile 1,5 mm kalınlığında sac malzemeden üretilmiş, çap kısmındaki ufak hatalar tornada giderilip boğaz çapının standartta verilen toleranslara uygun olması sağlanmıştır. Buna göre bir fanın performans eğrisini elde ederken düşük debilere gidildikçe karşılıklı olarak bazı lülelerin ağzı kapatılıp diğer lülelerle ölçüm yapılmaktadır (Şekil 4.15). Standartta göre lülelerin boğaz kesitlerindeki hızlarında 15-35 m/s aralığı sınırlaması olduğu için, kullanılan lülelerin çapı ve sayısı belirlenirken, bu hız limitleri içinde kalarak basınç sensörünün 500 Pa fark basınç limitinin aşılmamasına da dikkat edilmiştir. Bu durumda, örneğin yedi lüle açık iken lüle girişi ve çıkışları arasındaki maksimum basınç farkı 500 Pa 'nın, boğaz kesiti hızı ise 35 m/s 'nin altında kalmalıdır. Debi ise, lüledeki hız ancak 15 m/s 'ye düşene kadar azaltılabilir. Tam bu çalışma noktasında lülelerden birinin ağzı kapatılır ise, hız yeniden 35 m/s 'nin altında olacak şekilde basınç farkı tekrar 500 Pa 'ya yakın değerlere yükselir. Debi azaldıkça basınç farkı tekrar düşmektedir. Bu şekilde debi düştükçe lüleler teker teker kapatılır.



Şekil 4.15 : Lülelerin aşağı akım kısmından görünümü.

Akış düzleştirici levhalar lülelere gelen hava jetini kırarak düzgün yayılı akış koşulları yarattığı için hangi pozisyondaki lülenin kapatılacağına keyfî olarak karar verilebilmektedir. Ancak AMCA 210 standardı, lüleleri kapatırken yan yana iki lüle yerine lüleleri karşılıklı kapatmayı önermiştir ve bu çalışmada da bu öneriye uyulmaktadır. Lülelerin ağzının kapatılması polyamid malzemeden kapaklar vasıtasıyla yapılmıştır. Bu kapaklar hem basınç farkına dayanıp hava sızdırmamaktadır, hem de lüleye zarar vermeyecek şekilde contalı ve sıkı geçmeli olacak şekilde üretilmiştir. Kapakların açılıp kapanması ise sisteme açılan ve Şekil 4.8 'de görülen bir pencere vasıtasıyla yapılmıştır. Şekil 4.16 'da lülelerin yukarı

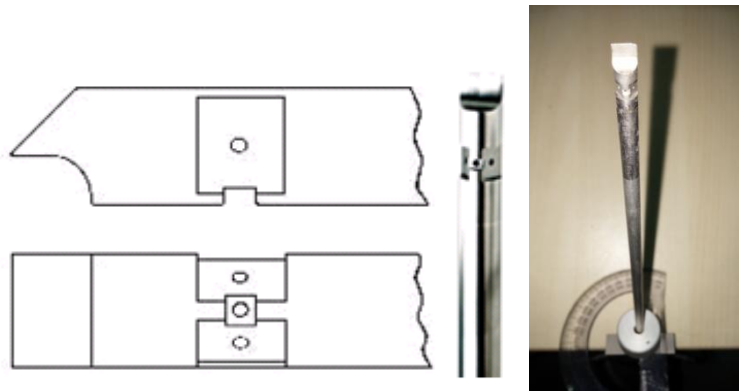
akım bölgesinden görünümü verilmektedir. Lüleler levhaya kaynak ile bağlanmış ve Şekil 4.16 'da görüldüğü gibi taşlanmış, pürüzsüz bir yüzey elde edilerek, havanın lüle içerisine düzgün girişi sağlanmıştır.



Şekil 4.16 : Lülelerin yukarı akım kısmından görünümü.

4.2.3 Üç delikli basınç probu

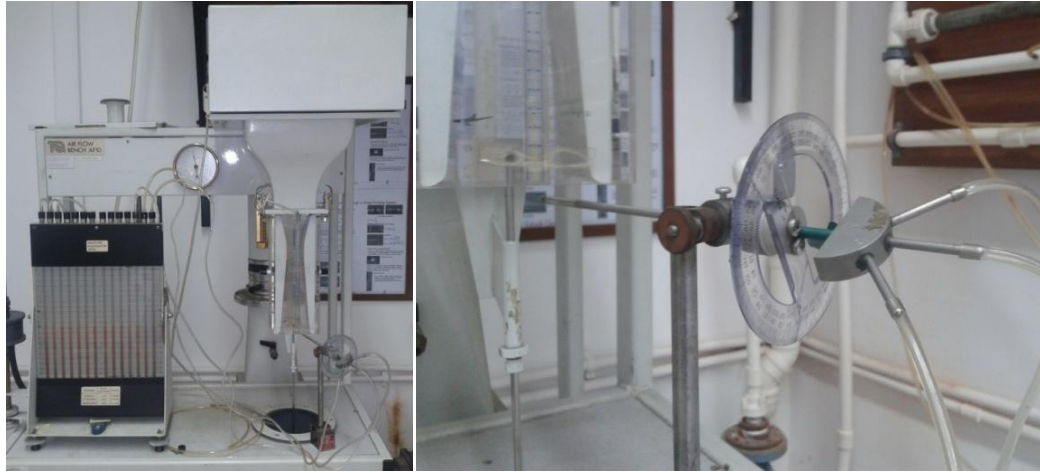
Üç delikli basınç probu iki boyutlu problemler sınıfında olup, fanın çıkışında, radyal yönde, toplam basınç, statik basınç ve mutlak akış açısı taraması yapmak için kullanılmıştır. Basınç probu, United Sensors Corporation YC-187-8-D model olup ortadaki deliği toplam basınç değeri ölçümü için, yan delikleri ise mutlak akış açısı ve statik basınç hesabında kullanılmaktadır (Şekil 4.17). Mach 0,7 değerine kadar kullanılabilen prob, eksenine dik yönde gelmesi gereken akış açısının bu pozisyonundan 20° kadar sapmasına izin vermektedir.



Şekil 4.17 : Üç delikli basınç probu.

Üç delikli prob ile ölçüm iki farklı yöntem ile yapılabilir. Eğer prob farklı açılar için kalibre edilmez ise, ölçümün yapılacağı yere yerleştirildikten sonra probun sağ ve sol delikleri arasındaki basınç farkı 0 Pa olana kadar prob döndürülür. Bu durumda Θ -z

düzleminde (teğetsel ve eksenel doğrultular ile ifade edilen düzlem), fanın dönme eksenini doğrultusu ile probun uç kısmının doğrultusu arasındaki açı mutlak akışın açısını verir; çünkü akış bu deliğe tam karşıdan gelmekte ve bu delik durma basıncını hissetmektedir. Dolayısıyla, böyle bir ölçümde, toplam basınç, doğrudan, ortadaki delikten okunan basınçtır. Ancak bu yöntemin dezavantajı, her bir radyal pozisyonda ya da aynı radyal pozisyonda fakat farklı debi değerlerinde, mutlak akış açısı değişeceği için, ölçüm sırasında yan deliklerdeki basınç farkını sıfırlamak için, probun döndürülmesi ile harcanan vakittir. Bunun yerine, sıklıkla kullanılan ikinci bir yöntem, bu çalışmada tercih edilmiştir [95-97]. Bunun için önce laboratuvarında mevcut olan bir hava tüneline, farklı Re sayılarında (80000, 100000, 120000 ve 150000), farklı açılarda probun kalibrasyonu yapılmıştır. Burada Re sayısı, kalibrasyon yapılan kanalın genişliği (78 mm) ve derinliği (50 mm) ile elde edilmiş hidrolik çap ve kanalın merkezinde pitot-statik tübü ile ölçülmüş olan hız ile tanımlanmış ve hesaplanmıştır. Kalibrasyon sırasında dört farklı Re sayısı için $\pm 25^\circ$ açılar arasında, 5° aralıklarla, akış doğrultusu sabit tutularak, probun akışa göre yönü değiştirilmiş, her bir pozisyonda probun üç deliğinden elde edilen basınç değerleri kaydedilmiştir. Bunların yanında, sistemde hazır halde bulunan ve doğruluğundan emin olunan başka bir pitot-statik tübü ile gerçek statik ve gerçek toplam basınç değerleri ölçülmüştür. Ölçümler sırasında, içinde ölçüm sıvısı olarak alkol bulunan çok tüplü bir manometre kullanılmıştır (Şekil 4.18).



Şekil 4.18 : Üç delikli prob kalibrasyonu.

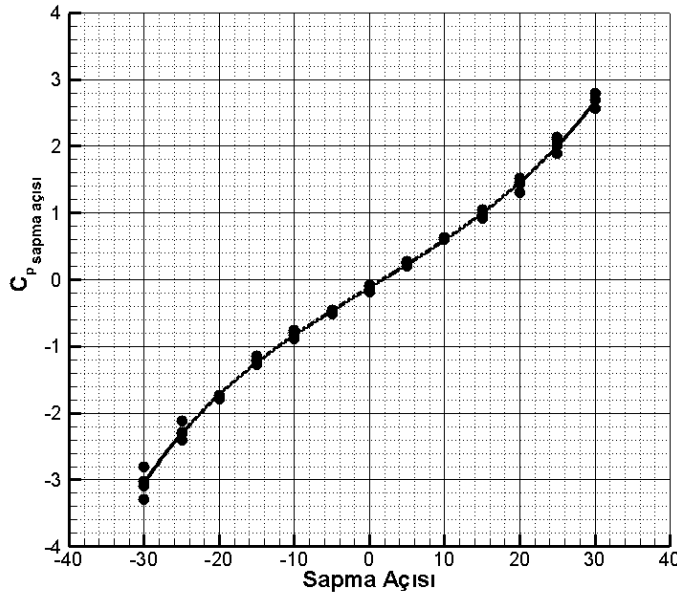
Kullanılan yöntem gereği, Denklem 4.5-4.7 vasıtası ile boyutsuz üç adet basınç katsayısı C_p dağılımları hesaplanmıştır.

$$C_{P \text{ sapma açısı}} = \frac{p_3 - p_2}{p_1 - p_{s(ort)}} \quad (4.5)$$

$$C_{P \text{ toplam}} = \frac{p_1 - p_{t(gerçek)}}{p_1 - p_{s(ort)}} \quad (4.6)$$

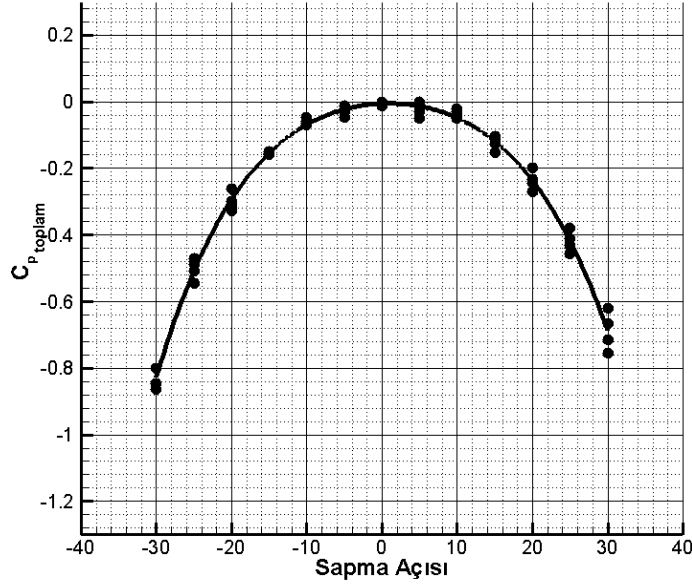
$$C_{P \text{ statik}} = \frac{p_{s(ort)} - p_{s(gerçek)}}{p_1 - p_{s(ort)}} \quad (4.7)$$

Denklem 4.5-4.7'de bulunan ortalama statik basınç ($p_{s(ort)}$), iki ve üç numaralı yan deliklerden ölçülen basınçların ortalamasıdır. Bir alt indisi ise ortadaki delik için kullanılmıştır. Sonuçta, Şekil 4.19-4.21'deki C_p dağılımları, Re sayısı 80000, 100000, 120000, 150000 için elde edilmiştir. Zira deneyler sırasında fan, Reynolds 130000 civarında çalışmaktadır.

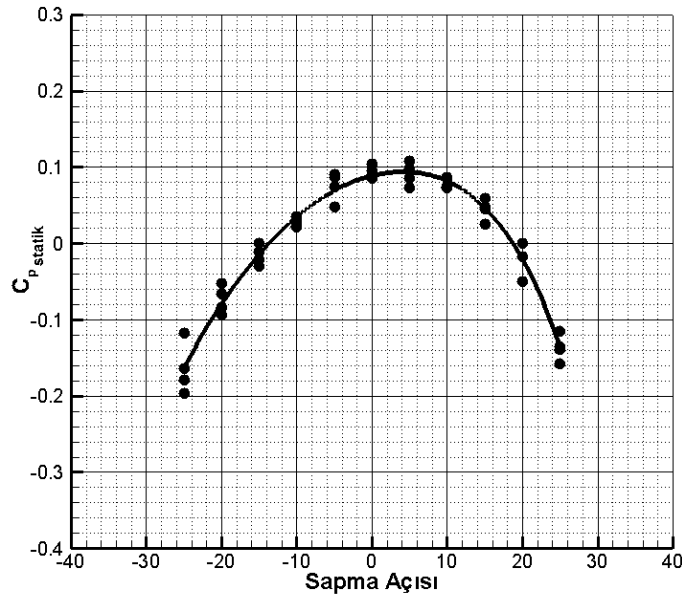


Şekil 4.19 : Üç delikli probun boyutsuz açı katsayısı dağılımı.

Re sayısının bahsedilen aralığında (Ma sayısı her koşulda 0,3 'ten küçük) prob karakteristiğini etkilemediği görülmüştür. Bu nedenle her bir boyutsuz C_p için yalnızca bir eğri elde edilmiştir (Şekil 4.19-4.21). Bu eğriler elde edildikten sonra yapılması gereken tek şey, probu akışla 25° den fazla bir açı oluşturmayacak şekilde deney sistemine yerleştirip, yerleştirilen doğrultuyu referans alıp, üç delikten gelen basıncı sensör vasıtasıyla voltaj değerine dönüştürmektir.



Şekil 4.20 : Üç delikli probun boyutsuz toplam basınç katsayısı dağılımı.



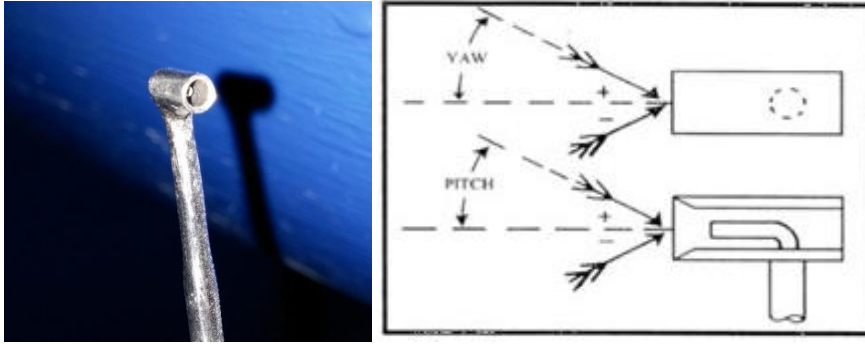
Şekil 4.21 : Üç delikli probun boyutsuz statik basınç katsayısı dağılımı.

Asıl deney sisteminde, ölçülmesi gereken değerler p_1 , $p_{s(ort)}$, ve p_3-p_2 farkıdır. Bu amaçla, üç adet sensörden ± 100 Pa basınç aralığına sahip olan ile p_1 etkin basıncı ölçülmüştür. ± 50 Pa aralığa sahip olan ikinci sensör ile p_3-p_2 farkı ölçülmüş, bir T bağlantısı vasıtasıyla ile ± 50 Pa aralığa sahip üçüncü basınç sensörü ile de p_3 ya da p_2 'den istenilen birinin etkin basıncı ölçülmüştür. Bu şekilde, gerçek toplam basınç, gerçek statik basınç ve sapma açısını hesaplamak için kullanılacak basınçlar elde edilmiştir. Deney düzeneğindeki esas ölçümlerde elde edilen değerler ile ilk olarak Denklem 4.5 vasıtasıyla $C_{p_{sapma\ açısı}}$ hesaplanmış, Şekil 4.19'dan $C_{p_{sapma\ açısı}}$ 'na

denk gelen sapma açısı ve dolayısıyla mutlak akışın aksenal doğrultu ile yaptığı açı belirlenmiştir. Bu açı elde edildikten sonra Şekil 4.20 ve 4.21'den sırasıyla $C_{P\ toplam}$ ve $C_{P\ statik}$ elde edilip Denklem 4.6 ve 4.7'den yararlanarak gerçek toplam ve gerçek statik basınç değerleri hesaplanmıştır.

4.2.4 Kiel probu

Test edilen fanın önünde ve arkasında radyal yönde basınç taramaları yapılırken, üç delikli prob haricinde bir de Kiel prob kullanılmıştır. Bu prob United Sensor Corporation tarafından üretilmiş olup KBC-8-E-6-D modeldir. Sadece toplam basınç ölçme amacıyla kullanılmaktadır ve yalnızca bir basınç ölçme deliği bulunmaktadır.



Şekil 4.22 : Kiel prob.

Şekil 4.22 'den anlaşılacağı gibi probun önündeki basıncı hissettiği deliğin küçük bir kanal içinde bulunması, akışkan proba belirli biraçıda dahi gelse, kanal içinde probun deliğine tam karşıdan gelecek şekilde yönlenmesini sağlar. Bu nedenle akışın proba göre açısı her iki eksende de $\pm 45^\circ$ 'ye kadar tolere edilerek doğru toplam basınç artışı değeri verir.

4.2.5 Devir sayısı ölçümü

Test edilen fanların devir sayısını ölçmek için fotoelektrik sensör kullanılmıştır (Şekil 4.23). Bu sensör Bedok Q31 model olup yaklaşık dört metreden algılama yapabilmektedir. Sensör, PNP tipi bir transistör olup alıcısı ve vericisi bir aradadır. Sensörün cismi görebilmesi için cisme reflektör kâğıt yapıştırılmıştır. Test fanının istenilen hızda dönüp dönmediği bu sensör vasıtası ile sürekli kontrol edilmiştir.



Şekil 4.23 : Fotoelektrik sensör.

4.2.6 Güç ölçümü

Test edilecek fanın verimini hesaplayabilmek için çektiği güce ihtiyaç vardır. Bu amaç doğrultusunda bir tork sensörü düşünülebilir. Ancak, 0,1 Nm mertebelerinde tork ölçüleceği için maliyet oldukça artmaktadır. Bu nedenle elektrik sayacı vasıtasıyla fanın çektiği elektriksel gücün ölçülmesi düşünülmüştür. Test fanını tahrik eden elektrik motorunun da performansı verimi etkilediği için, kullanılan elektrik motorunun da kalibrasyon eğrisi üretici firmasından temin edilmiştir. Bu şekilde hesaplar yapıldığında, fanın aerodinamik veriminin mertebesi doğru hesaplanabilmiş, ancak performans eğrisi boyunca verimin değişimini doğru ölçecek kadar hassasiyet sağlanamamıştır. Bu nedenle tez boyunca, aerodinamik verim anlamında yalnızca sayısal hesaplama sonuçları sunulmaktadır.

4.2.7 Sıcaklık ölçümü

Şekil 4.2 üzerinde de gösterildiği gibi, yoğunluk düzeltmesi için fan çıkışı ve lüle girişinde sıcaklık ölçümüne de ihtiyaç vardır. Ancak, akışkan hızının bir hayli düşük olması nedeniyle (tasarım debisinde fan çıkışında 8 m/s gibi), Mach sayısı 0,3 değerinin çok altında kalmaktadır. Bu durum ise, akışkanın yoğunluk değişiminin ihmal edilebilir mertebelerde olması demektir. Bu nedenle, bu tez kapsamında bahsedilen noktalarda sıcaklık ölçümü yapılmamıştır. Yalnızca, debi hesaplanırken ortam basıncı ve ortam bağıl nemi kaydedilmiş, bu sıcaklık ve ortam basıncı kullanılarak, standartın önerdiği üzere, debi hesabında düzeltme yapılmıştır.

4.2.8 Bağıl nem ölçümü

Fanın debisini hassas bir şekilde elde edebilmek için, ortam sıcaklığı ve ortamdaki bağıl nemin de ölçülmesi gerekliliği AMCA 210 standardı tarafından belirtilmiştir.

Bu ölçümleri yapabilmek amacıyla Comet T3111 model kapasitif polimer sensör kullanılmıştır (Şekil 4.24).



Şekil 4.24 : Bağlı nem sensörü.

Bu sensör, deney sisteminin olduğu laboratuara yerleştirilmiş, hem ortam sıcaklığı hem de bağlı nem, sensörün dijital göstergesinden okunarak, debiyi hesaplamak için oluşturulan Ms Excel dosyasına işlenmiştir. Bu düzeltme yapılmasa dahi, ortam sıcaklığındaki 5°C derecelik hata debide ancak %1 hataya neden olmaktadır. Deneylerin yapıldığı laboratuarda ise yaz ve kış arasındaki sıcaklık farkı 5°C 'yi geçmemektedir. Bu sensörün teknik özellikleri ise Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Bağlı nem sensörü teknik özellikleri.

Sıcaklık Ölçüm Aralığı/Çözünürlük	-30°C...+105°C	0,1 °C
Nem Ölçüm Aralığı/Çözünürlük	0%RH...%100RH	0,1 °C
Sıcaklık Hassasiyeti	-20°C...+50°C	± 0,6 °C
	+50°C...+70°C	± 1.2 °C
Nem Hassasiyeti	20%RH...%70RH	
Ölçüm Sıklığı	1 sn ... 7200 sn	
Sensör Uzunluğu	75 mm	
Sensör Kablo Uzunluğu	1, 2, 4 m	
Analog Çıkış	4-20 mA	

4.2.9 Veri toplama sistemi

Deney tesisatında kullanılan basınç sensörlerinden elde edilen voltaj değerleri bilgisayar ortamına veri toplama cihazı kullanılarak aktarılmıştır. Bunun için Prosig P8020 model veri toplama sistemi temin edilmiştir. Bu sistem, üzerindeki kartlar sayesinde toplam 20 kanaldan veri alabilmektedir. Kanal başına 100 kHz 'e kadar

örnekleme frekansı ile veri toplandığında 24 bit çözünürlüğe, 400 kHz 'e kadar örnekleme frekansı ile toplandığında ise 16 bit çözünürlüğe sahiptir. Frekans ölçümü yapabilmektedir. Ayrıca sıcaklık ölçümlerinde, dışarıdan bağlanan ek bir referans termometreye ihtiyaç duymasını gerektirmeyen “Cold Junction Compensation” özelliği de vardır. Cihaz bilgisayara USB portu ile bağlanmaktadır.

4.2.10 Diğer donanım elemanları

Test edilen fanların performans eğrilerinin yüksek debilere denk gelen kısımlarını elde etmek amacıyla deney düzeneğinin çıkışına yardımcı bir fan bağlanmıştır. Bu fan POLMAK POR9 model olup orta basınçlı radyal fan sınıfında yer almaktadır. 2800 d/d dönüş hızı ile 7,5 kW motor gücüne sahip olup 3000 m³/h debide 700 mm su sütunluk toplam basınç artışı değerine sahiptir.

Trifaze giriş ve çıkış gerilimlerine sahip Teco N3 model frekans invertörü ise yardımcı fanın devir sayısını ayarlamak için kullanılmıştır. Deney sisteminden geçen hava debisinin değişik değerler alması, bu invertör vasıtasıyla yardımcı fan motorunun frekansı değiştirilerek sağlanmıştır (Şekil 4.25).



Şekil 4.25 : Deney sisteminde kullanılan yardımcı fan ve frekans invertörü.

4.3 Detay Ölçümü

Yukarıda ayrıntıları verilen ölçüm sisteminin şematik görünümü Şekil 4.26'da gösterilmektedir. Gerekli kalibrasyonlar yapıldıktan sonra sensörler sisteme Şekil 4.26'daki gibi bağlanmıştır.

delikte, üç delikli prob ile radyal yönde tarama yapılır. Kanat kökü ve ucu arasında 30 farklı yarıçapta ölçüm alınır. Probun pozisyonu ise Şekil 4.27'deki gibi bir manuel travers mekanizması ile yapılır.



Şekil 4.27 : Travers mekanizması.

Her bir ölçüm sırasında, basınç probunun deliklerine bağlı olan üç sensör ile statik basıncın, toplam basıncın, aksenal hızın ve mutlak hızın aksenal doğrultu ile yaptığı açının (akışı yalnızca Θ -z düzleminde kabul ederek) radyal yöndeki dağılımları elde edilir. Bütün bu değerler elde edilirken, veri toplama sisteminde her bir kanal için 500 Hz örnekleme frekansı ile 10 sn boyunca veri toplanır. Tarama sonucunda elde edilen toplam basınç dağılımının kütle ağırlıklı ortalaması alınır. Yukarıda anlatılan işlemlerin ayrıntıları Denklem 4.8-4.12 ile açıklanmaktadır. Probun her bir farklı yarıçaptaki pozisyonunda toplam ve statik basınçlar hesaplandıktan sonra C mutlak hızı Denklem 4.8 ile hesaplanır. Üç delikli basınç probu ile hesaplanmış olan α mutlak akış açısını kullanarak ve radyal akış hızını ihmal ederek aksenal hız Denklem 4.9 ile hesaplanır.

$$C = \sqrt{\frac{2(\bar{P}_t - \bar{P}_s)}{\rho}} \quad (4.8)$$

$$C_{eksenel} = C \cdot \cos \alpha \quad (4.9)$$

Daha sonra hacimsel debi hesabında alınması gereken integral, Denklem 4.10'daki gibi ayrıştırılır ve her bir halkanın alanı o halkadaki ortalama aksenal hız ile

çarpılır. Elde edilen kısmi debilerin toplamı, toplam debiyi verir. Son olarak toplam basıncın kütle ağırlıklı ortalaması benzer bir yöntem ile, her bir yarıçaptaki çarpımın içine toplam basıncı dahil ederek ve elde edilen toplamı ise, Denklem 4.10 ile elde edilen debiye bölünerek Denklem 4.11' deki elde edilir.

$$Q = \int_{r_{kanat kökü}}^{r_{dış çap}} C_{eksenel(r)} 2\pi r dr \cong \sum_{n=r_1}^{r_{30}} C_{eksenel(n)} 2\pi n \Delta n \quad (4.10)$$

$$\bar{P}_t = \frac{\sum_{n=r_1}^{r_{30}} \bar{P}_{t(n)} C_{eksenel(n)} 2\pi n \Delta n}{Q} \quad (4.11)$$

- Üç delikli prob ile fan çıkışında yapılan tarama, test fanının kanat kökünün hücum kenarından, aksenal veter değerinin yarısı kadar aksenal uzaklıkta yukarı akım tarafında açılan bir delikte, bu kez Kiel prob ile yapılır.

- Fan çıkışı ve girişinde elde edilen kütle ağırlıklı toplam basınç ortalamalarının farkı alınarak o debi için fanın toplam basınç artışı hesaplanır.

-Yukarıda bahsedilen adımlar fanın karakteristiği içinde kalan farklı noktalar için tekrarlanır. Bu tezde her bir fanın karakteristiği için 11 debi değerinde ölçüm yapılmıştır.

4.4 Belirsizlik Analizi

AMCA 210 standardında lüleler ile ölçüm yapılması durumunda debideki belirsizlik için Denklem 4.12 önerilmiştir.

$$e_Q = \sqrt{e_c^2 + e_A^2 + \left(\frac{e_f}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_p}{2}\right)^2 + e_N^2} \quad (4.12)$$

Bu denklemde e_c lülelerin AMCA 210 standardına göre üretilmesi durumundaki sabit belirsizlik olmak üzere Denklem 4.13'deki gibi tanımlanmıştır.

$$e_c = 0,012 \quad (4.13)$$

$$e_A = 0,005 \quad (4.14)$$

Denklem 4.14 ile tanımlanan e_A değeri ise deney düzeneğinin kesit alanındaki belirsizliği ifade etmektedir.

$$e_f = \left[(0,01)^2 + \left[0,01 \cdot \left(\frac{Q_m}{Q} \right)^2 \right]^2 \right]^{1/2} \quad (4.15)$$

Denklem 4.15 ile gösterilen e_f ise basınç ölçümünün debi üzerine etkisi olup 0,02 hesaplanmıştır. Buradaki 0,01 değeri sensörün hata oranıdır. e_ρ değeri ise akış sıkıştırılamaz olduğu için sıfır kabul edilmiştir.

$$e_N = 0,002 \quad (4.16)$$

Devir sayısındaki belirsizlik e_N ise kullanılan fotoelektrik sensör ile Denklem 4.16'daki gibi elde edilmiştir.

Bu sonuçlar eşliğinde Denklem 4.12'deki debideki belirsizlik % 1,6 olarak hesaplanmıştır.

Denklem 4.17 ise dinamik basınç ile ilgili verilmiş olup % 2,6 hesaplanmıştır. Denklem içindeki 0,01 değeri sensörün hata oranıdır.

$$e_g = \left[(0,01)^2 + \left[0,01 \left(\frac{P_m}{P} \right) \right]^2 + \left[0,1 \left(\frac{P_V}{P} \right) \right]^2 \right]^{1/2} \quad (4.17)$$

$$e_P = \sqrt{e_g^2 + e_\rho^2 + (2e_N)^2} \quad (4.18)$$

Son olarak Denklem 4.18 ile fanın basınç artışıdaki belirsizlik ise % 2,6 hesaplanmıştır.

Fan çıkışıdaki, üç delikli prob vasıtasıyla ölçülen, toplam basıncın, eksenel hızın ve mutlak akış açısının radyal yöndeki dağılımlarının belirsizlikleri ise aşağıdaki gibi hesaplanmıştır. Denklem 4.19'da mutlak akış hızının eksenel doğrultu ile yaptığı α açısının tanımı verilmektedir. Denklemdaki türev terimi probun kalibrasyon grafiğinden elde edildiği için sabit gibi kabul edilmekte ve ek bir belirsizlik getirmemektedir.

$$\alpha = \frac{d\alpha}{dC_P \text{ sapma açısı}} \left(\frac{p_3 - p_2}{p_1 - p_{s(ort)}} \right) \quad (4.19)$$

$$\delta\alpha = \sqrt{\left(\frac{d\alpha}{d(p_3 - p_2)}\delta(p_3 - p_2)\right)^2 + \left(\frac{d\alpha}{dp_1}\delta p_1\right)^2 + \left(\frac{d\alpha}{dp_{s(ort)}}\delta p_{s(ort)}\right)^2} \quad (4.20)$$

Denklem 4.20 ise α açısının belirsizliğinin hesaplanmasını sağlamış olup yaklaşık olarak %1,8 hesaplanmıştır.

$$\delta p_{t(g)} = \sqrt{\left(\frac{dp_{t(g)}}{dC_{P t}}\delta C_{P t}\right)^2 + \left(\frac{dp_{t(g)}}{dp_1}\delta p_1\right)^2 + \left(\frac{dp_{t(g)}}{dp_{s(ort)}}\delta p_{s(ort)}\right)^2} \quad (4.21)$$

$$\delta p_{s(g)} = \sqrt{\left(\frac{dp_{s(g)}}{dC_{P s}}\delta C_{P s}\right)^2 + \left(\frac{dp_{s(g)}}{dp_1}\delta p_1\right)^2 + \left(\frac{dp_{s(g)}}{dp_{s(ort)}}\delta p_{s(ort)}\right)^2} \quad (4.22)$$

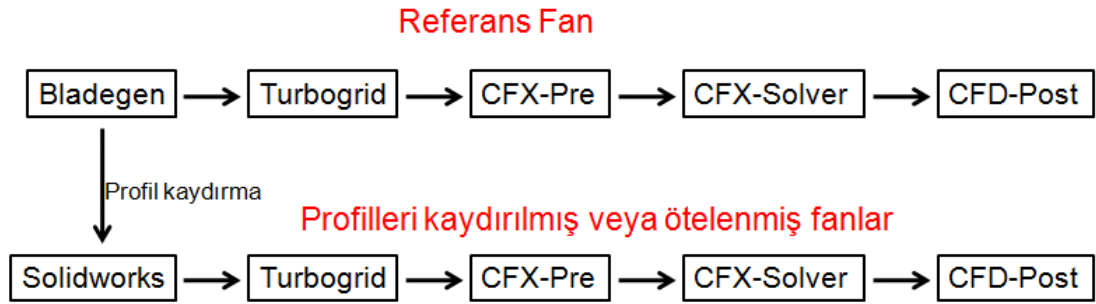
Denklem 4.21 ve Denklem 4.22 ise toplam ve statik basınçtaki belirsizliği belirlemede kullanılan hesapları göstermektedir. Bu denklemlerdeki “t” indisi toplam, “g” indisi ise gerçek anlamına gelmektedir. Toplam basınçtaki belirsizlik %1,5 iken, statik basınçtaki belirsizlik ise %2 hesaplanmıştır.

$$\delta V_{eks} = \sqrt{\left(\frac{dC_{eks}}{d\alpha}\delta\alpha\right)^2 + \left(\frac{dC_{eks}}{dp_{t(g)}}\delta p_{t(g)}\right)^2 + \left(\frac{dC_{eks}}{dp_{s(g)}}\delta p_{s(g)}\right)^2} \quad (4.23)$$

Denklem 4.9 ile tanımlanan aksel hızdaki belirsizlik ise Denklem 4.23 vasıtasıyla %2 hesaplanmıştır.

5. SAYISAL YÖNTEM

Bu çalışma kapsamında incelenen parametrelerin etkilerini en iyi anlama yöntemlerinden biri akış bölgesinin her noktasındaki basınç ve hız bilgilerini elde etmektir. Deneylerle doğrulanmak şartıyla, HAD yöntemi, bu bilgilerin elde edilmesini sağlayan önemli bir araçtır. Fanların içindeki akışın yapısını elde etmek amacıyla, ANSYS CFX [32] ve TurboGrid [33] yazılımları kullanılmış ve sonuçlar deneylerle kıyaslanmıştır. Şekil 5.1'deki akış şemasında gösterildiği gibi, referans fanlar, önce ANSYS yazılımının Bladegen [92] modülü ile tasarlanmış, elde edilen kanat geometrileri TurboGrid'e aktarılmıştır. TurboGrid içerisinde çözüm ağı oluşturulduktan sonra CFX-Pre [34] modülü ile modelleme yapılarak sınır koşulları tanımlanmış, CFX-Solver [32, 35] modülü ile hesaplamalar gerçekleştirilmiş ve son olarak CFD-Post [36] ile sonuçlar irdelenmiştir. Referans fanların kanat profillerine uygulanan kaydırma ya da öteleme ise, profiller Solidworks [91] ortamına taşınarak gerçekleştirilmiştir. Solidworks ortamındaki profiller ise yine Turbogrid'e taşınmış, bundan sonraki adımlar ise referans fanlarındaki ile aynı şekilde gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın bu bölümünde, uygulanan HAD yönteminin detayları anlatılmaktadır.

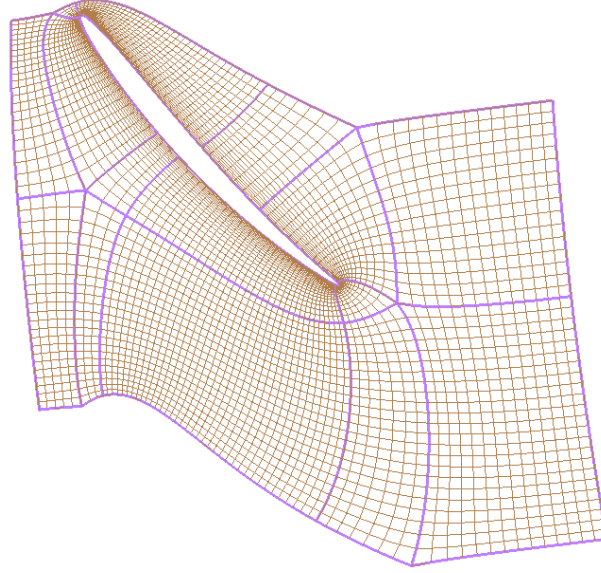


Şekil 5.1 : HAD uygulamalarına ait akış şeması.

5.1 Çözüm Ağı

TurboGrid [33, 98], Bladegen [92] ile uyumlu bir şekilde çalışan bir çözüm ağı oluşturma modülüdür. Bu yazılım, turbomakina geometrilerine çözüm ağı oluşturmak amacıyla özel olarak üretilmiştir ve hızlı bir biçimde, yüksek kaliteli, düzenli çözüm ağı oluşturabilmektedir. Şekil 5.1'deki akış şemasında gösterildiği

gibi, CFX-Pre ve CFD-Solver ile uyum halinde çalıştığı için, kanat profilleri kaydırılarak ya da ötelenerek yeni bir kanat geometrisi oluşturulduğunda, tek yapılması gereken, Turbogrid içerisindeki dosyanın yeni profiller kullanılarak güncellenmesidir. Böylece, çözüm ağı yapısı ve çözüm noktası sayısı sabit kalmaktadır.



Şekil 5.2 : Çözüm ağı topolojisi.

Çözüm ağı oluşturulurken öncelikle bir iskelet oluşturulması gerekmektedir. Yazılım içerisinde kanat profilini çevreleyen "O" tipi bir iskelet ve onun da etrafına "H" tipi ya da "C" tipi bir iskelet gibi seçenekler mevcuttur. Bu çalışmada, Turbogrid'in içerisinde bulunan ve kaliteli çözüm ağları oluşturmayı sağlayan "ATM Optimized" (Automatic Topology and Meshing) iskeleti seçilmiştir. Ayrıca Re sayısı ve hedeflenen y^+ değerleri tanımlanarak, sınır tabaka içerisinde ve civarındaki çözüm ağının sıklığı da ayarlanabilmektedir. Kanadın ortasına denk gelen bir yarıçapta, bu doğrultuda elde edilen iskelet yapısı ve çözüm ağı Şekil 5.2'de gösterilmektedir.

Akış bölgesi dönen ve dönmeyen hacimlerden oluşmaktadır. Fanın giriş ve çıkışındaki hacimler hareketsiz, fan rotorunun bulunduğu bölüm ise fan eksenine etrafında dönmektedir. Çözüm ağı, giriş ve çıkış hacimlerinde daha seyrek, rotor kısmına yaklaştıkça ve rotor içinde daha sık olacak şekilde oluşturulmuştur. İlk hesaplamalar için kaba bir çözüm ağı oluşturulmuş, daha sonra çözüm ağı sıklığı arttırılarak sonuçların çözüm ağından bağımsız olması sağlanmıştır. Zira HAD yöntemi ile bir hesaplama yapıldığında, sonuçların oluşturulan çözüm ağından bağımsız olduğunun kontrol edilmesi gerekmektedir. Her şeyden önce kalitesiz bir

çözüm ağı, istenilen yakınsama kriterinin sağlanmasında sorun yaratacaktır. Diğer bir husus ise çözüm ağı yoğunluğu ile ilgilidir. Çözüm ağı elemanlarının açıları dikdörtgene olabildiğince yakın şekiller oluşturacak şekilde sağlanıp, yüksek kaliteli çözüm ağı elde edilse de, çözüm ağının yoğunluğunun yeterli seviyede olması çözümün doğruluğu açısından önemlidir. Bu amaçla sıklıkla kullanılan yöntemlerden biri, çözüm ağını sıklaştırarak yeni hesaplamalar yapmak, birinci dereceden öneme sahip bir veya birden fazla parametrenin seçilerek, hesaplanan değerlerinin değişip değişmediğini kontrol etmektir. Bu amaçla çalışmada bir turbomakina içerisindeki akış modellendiği için, toplam basınç artışı, verim ve radyal yöndeki basınç dağılımının çözüm ağının sıklığı ile değişimi incelenmiştir. Bu amaçla TurboGrid programı ile oluşturulan, sınır ve akış koşullarının tamamen aynı olduğu üç farklı çözüm noktası sıklığı ile elde edilen sonuçlar, 0,50 ve 0,35 göbek/uç oranlarına sahip referans fanlar için, Çizelge 5.1 ve 5.2'de gösterilmektedir.

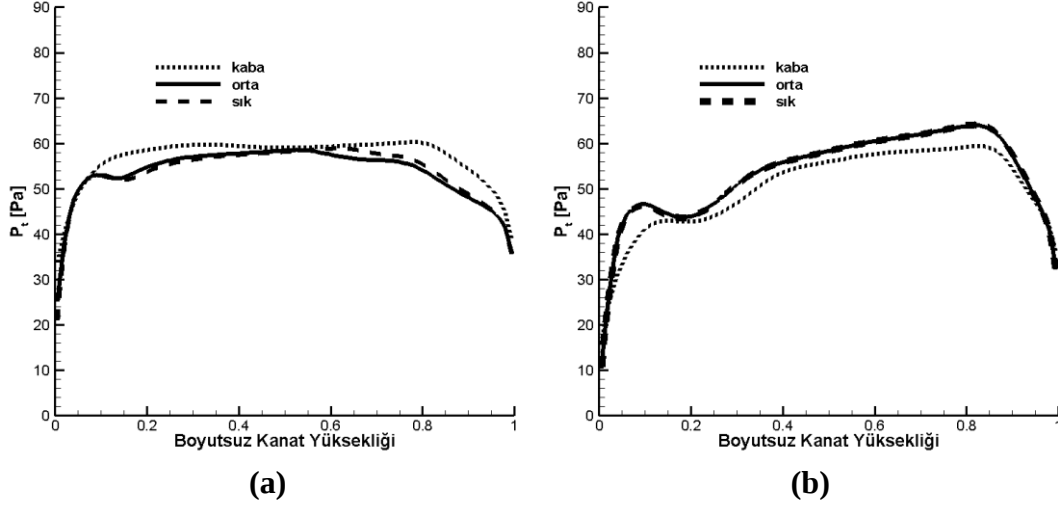
Çizelge 5.1 : Çözüm ağı sıklığının sonuçlara etkisi (BF050).

Çözüm Ağı	Eleman Sayısı	Devir Sayısı [d/d]	Debi [m ³ /h]	Toplam Basınç [Pa]	Hidrolik Verim [%]
Sık	816747	1000	1800	66.13	88.00
Orta	536960	1000	1800	66.68	88.17
Kaba	283976	1000	1800	69.33	89.92

Çizelge 5.2 : Çözüm ağı sıklığının sonuçlara etkisi (BF035).

Çözüm Ağı	Eleman Sayısı	Devir Sayısı [d/d]	Debi [m ³ /h]	Toplam Basınç [Pa]	Hidrolik Verim [%]
Sık	829102	1000	2100	57.76	89.27
Orta	552546	1000	2100	57.55	89.18
Kaba	359200	1000	2100	54.39	88.05

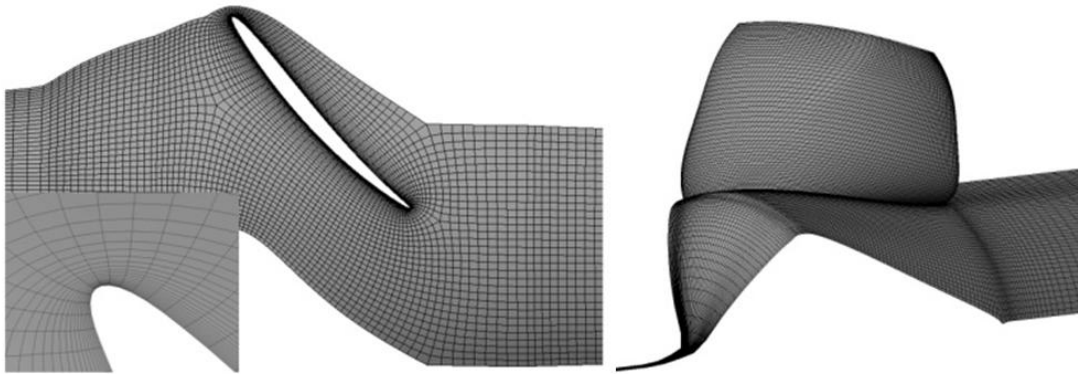
Şekil 5.3'te ise, fan çıkışında, kanat kökündeki profilin firar kenarından, aşağı akım yönünde, profilin aksel veter uzunluğunun yarısı kadar mesafe uzaklıkta elde edilmiş bir radyal kesit üzerinde, çevresel yönde ortalama alınmış toplam basıncın kanat kökü ve kanat ucu arasındaki dağılımları verilmektedir. Hem 0,50 hem de 0,35 göbek/kanatucu oranına sahip fanların tasarım debilerinde elde edilmiş bu sonuçlar, Çizelge 5.1 ve 5.2'yi destekler niteliktedir. Sık çözüm ağı ve normal çözüm ağı arasında toplam basınç ve verim açısından ihmal edilebilir bir fark olduğu gibi, toplam basınç dağılımları incelendiğinde de neredeyse hiç bir fark görülmemektedir.



Şekil 5.3 : Çözüm ağı sıklığının referans fanların çıkış bölgelerindeki toplam basınç dağılımlarına etkisi: (a)BF050. (b)BF035.

Bu durumda her iki referans fanda da (BF050 ve BF035), üç çözüm ağı arasında orta yoğunlukta olan durum için, sonuçların artık çözüm ağından bağımsız olduğuna karar verilmiş ve hesaplamalara orta sıklıktaki çözüm ağları ile devam edilmiştir.

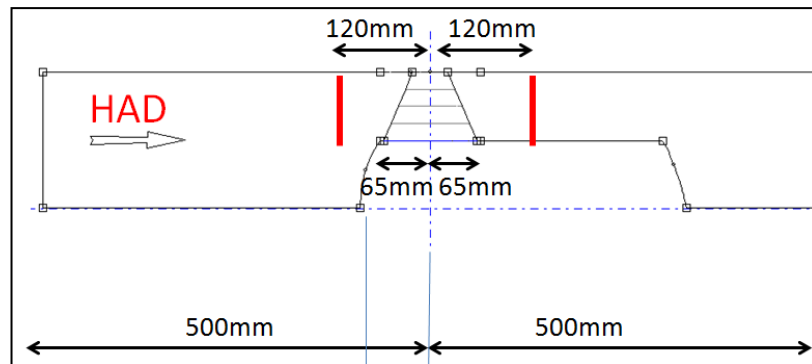
Şekil 5.4 'te, çalışmanın bundan sonraki kısmında kullanılmış olan orta yoğunluktaki çözüm ağının görüntüsü yer almaktadır. Her iki çözüm ağında da kanat yüzeyine en yakın çözüm noktasının yüzeye olan uzaklığını veren, dolayısıyla sınır tabaka içerisindeki çözümün kalitesinin bir göstergesi olan y^+ değerleri en fazla beş civarında hesaplanmıştır. Sınır tabaka çözümlemesi için yeterli çözüm ağı sıklığının sağlandığı düşünülmüş, bu yüzden çözüm ağı sıklığı çalışmada, sıklaştırma daha çok kanat yüksekliği doğrultusunda yapılmıştır.



Şekil 5.4 : BF050'ye ait çözüm ağı.

5.2 Modelleme

Şekil 5.5 'te HAD simülasyonları için oluşturulan üç boyutlu modelin meridyenel kesiti gösterilmektedir. Şekilde gösterilen model, 0,50 göbek/kanat ucu oranına sahip referans fan içindir. Modelleme yapılırken akış hacminin deneysel koşullara olabildiğince benzer olmasına dikkat edilmiş ve elektrik motorunun olduğu kısım da dikkate alınmıştır. Dikey çizgiler ile gösterilen kısımlar ise, toplam basınç artışının hesaplanması için kullanılan giriş ve çıkış kesitleri olup kanadın hücum ve firar kenarlarına kanat kökündeki eksenel veterin yarısı kadar uzaklıktadır. Bu kesitlerin pozisyonları deneyler sırasında ölçümlerin yapıldığı pozisyonlarla da aynıdır.

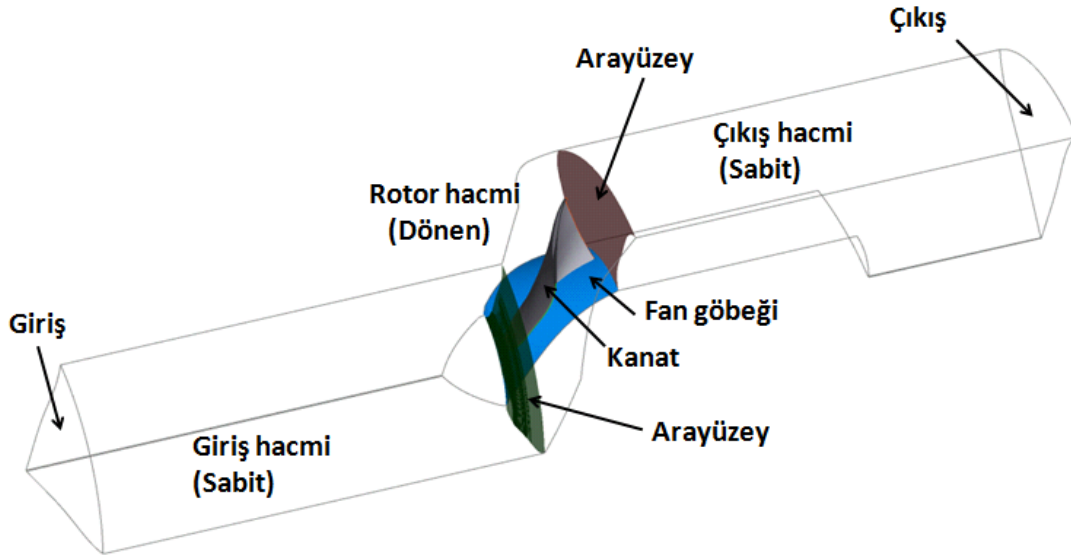


Şekil 5.5 : Çözüm hacminin meridyenel kesit görünümü.

Üç boyutlu akış, daimi ve üç boyutlu olarak modellenmiştir. Mach sayısı 0,3 değerinden oldukça düşük olduğu için akış sıkıştırılamaz kabul edilmiş ve enerji denklemi çözüme dahil edilmemiştir. Modelleme sırasında MRF (Moving Reference Frame) yöntemi kullanılmıştır [99]. Bu yaklaşımda akış hacmi dönen ve duran hacimler şeklinde tanımlanır. Dönen hacimlerin bulunduğu bölgelerdeki dönmenin modellenmesi, koordinat sistemi döndürülerek sağlanır. Bu çalışma kapsamındaki geometride, fanın bulunduğu koordinat sistemi fanın devir sayısı ile dönmektedir. Sabit akış hacimlerinin bulunduğu bölgeler ise duran, daimi koordinat sisteminde tanımlanmıştır. Bu yöntemde, dönen hacimler içerisinde temel denklemler sabit koordinat sistemi yerine dönen koordinat sisteminde çözülmemektedir. Akışı temsil eden denklemleri bu şekilde çözmenin avantajı, daimi koordinat sistemi referans alındığında zamana bağlı olan akışın dönen koordinat sistemi referans alındığında daimi olmasıdır. Bu durumda sınır şartlarının tanımlanması ve sonuçların analizi daha kolay olup, çözüm süresi daha kısadır. Akış, dönen koordinat sisteminde çözülürken, momentum denklemlerinin içine ek ivme terimleri tanımlanmaktadır.

Dönen hacmin duran hacimlerle etkileşiminin sağlandığı ara yüzeylerin modellenmesi önemli bir konudur. Bu tez çalışmasında ara yüzeylerin modellenmesi hususunda, rotor öncesi ve sonrasındaki hareketsiz giriş ve çıkış bölümleri ile hareketli olan rotorun etkileşimi için duran çark (frozen rotor) [100] yaklaşımı seçilmiştir. Akış bölgesinde bir statorun bulunması halinde, frozen rotor yaklaşımı ile elde edilen sonuç, stator ve rotor kanatlarının birbirlerine göre olan pozisyonlarının sabit kaldığı bir pozisyon (sistemin anlık fotoğrafı çekiliyormuşçasına) için elde edilmiş olacaktı. Bu çalışmada ele alınan fanlarda stator bulunmadığı için daimi olmayan akış etkileri görece olarak azdır.

Akış bölgesi sabit bir giriş hacmi, dönen rotor kısmı ve sabit bir çıkış hacmi olmak üzere üç akış hacminden meydana gelecek biçimde modellenmiştir. Giriş ve çıkış bölümlerinin uzunlukları ise çapın 1,5 katı olacak şekilde seçilmiştir (Şekil 5.6).



Şekil 5.6 : Çözüm hacmi.

5.2.1 Sınır koşulları

Akış teğetsel doğrultuda periyodik kabul edildiği için, akış hacmi, altı kanat yerine yalnızca bir kanadın etrafını kaplayacak şekilde oluşturulmuş ve periyodik sınır şartları uygulanmıştır (Şekil 5.6). Bu tez çalışmasındaki fanların hepsi altı kanatlı olduğu için, çözüm ağı elemanlarının sayısı, altıda birine düşmüştür.

Akış hacminin, fan rotoru etrafındaki dairesel kesitli kanalı temsil eden dış yüzeylerine pürüzsüz, kaymama şartına uyan ve sabit yüzey sınır koşulları tanımlanmıştır. Rotor hacmini kapsayan koordinat düzlemi fanın devir sayısı ile fan eksenini etrafında döndüğü için, bu kanalın rotor bölgesindeki kısmına denk gelen

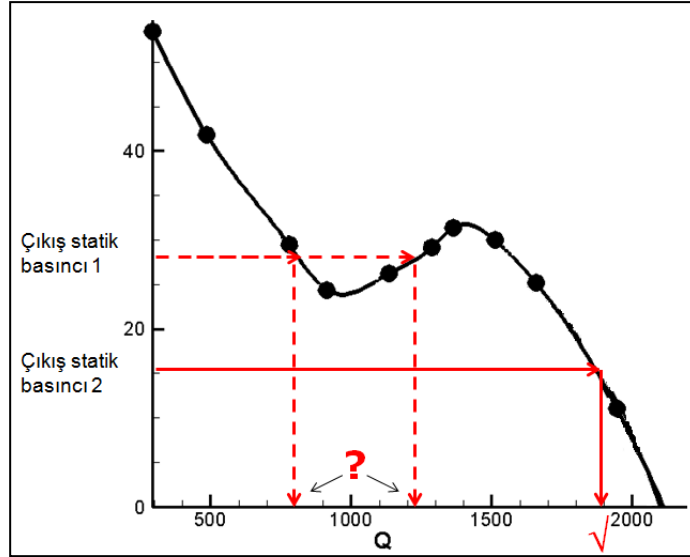
yüzeylerine ise dönen koordinat sisteminin hızının negatifi ters-dönme sınır şartı uygulanmıştır. Bu sayede, o yüzeyin sabit koordinat sisteminde duran bir yüzey olması sağlanmıştır. Ayrıca, hızlı prototipleme yöntemi ile ABS malzemeden üretilen fan modelinin üretimini yapan makinanın çözünürlüğü 0,25 mm olduğu için fan rotoruna ait yüzeylere modelleme sırasında 0,3 mm yüzey pürüzlülüğü tanımlanmıştır.

Sınır koşulu seçimi modelleme için önemli bir husustur. Hareketli ve hareketsiz duvarlar haricinde, çözümün yakınsamasını ve akışı doğru temsil etmesini bir hayli etkileyen giriş ve çıkış sınır koşulları için bu tez kapsamında yapılan modelleme için bir kaç olasılık mevcuttur.

Girişte toplam basınç, çıkışta statik basınç koşulu: Özellikle akışkanın havayı atmosferden emdiği durumlarda, giriş yüzeyinde toplam basınç sınır şartı uygulamak gerçeğe en yakın durumdur. Çünkü bu durumda, giriş yüzeyinde kütle debisi ya da düzgün yayılı bir hız dağılımının tanımlanmasına göre daha gerçekçi bir hız dağılımı oluşmaktadır. Bu şekilde yapılan bir hesaplamada, giriş yüzeyinde etkin toplam basınç değeri "0" Pa olarak belirlenir. Debiyi değiştirmek için ise çıkış yüzeyinde tanımlanan statik basınç değeri arttırılır. Bu değer arttıkça debi azalır. Ancak burada önemli bir problem ortaya çıkmaktadır. Bu çeşit bir sınır koşulu ikilisinde, debi çözümün bir sonucu olduğu için, eksenel fanlarda oluşan kararsız bölgeye gelindiğinde, yakınsama sağlanamamaktadır. Fanın bu çalışma bölgesinde akış kararsız olduğu için, aslında, bu durum gerçekteki akışın doğasına uygundur. Şekil 5.7 'de bu durum anlatılmaktadır. Şekildeki iki numaralı statik basınç koşulunda yakınsama kolaylıkla sağlanmakta ve debi hesaplanabilmektedir. Çıkış statik basıncının 1 numaralı değeri alması halinde ise bu değer eğriyi iki noktada kesmektedir; dolayısıyla bu değere karşılık gelen iki debi değeri bulunmaktadır. Bu nedenle kararsız bir akış oluşmakta ve hesaplamalarda yakınsama sağlanamamaktadır. Dolayısıyla bu tarz sınır koşulu kullanıldığında, fanın performans karakteristiğinin tamamını elde etmek mümkün görünmemektedir.

Giriş yüzeyinde toplam basınç, çıkış yüzeyinde kütle debisi sınır koşulu:

Giriş koşullarının yukarıda anlatıldığı üzere gerçekteki akışı yansıtması bakımından ve buna ek olarak çıkışta kütle debisi tanımlandığı için, fan karakteristiğinin kararsız



Şekil 5.7 : Kararsız çalışma durumu.

bölgesinde dahi olsa debinin farklı hesaplanması durumu ortadan kalktığından dolayı, bu sınır koşulu çifti uygulanabilir. Ancak bu sınır koşulları ile ilgili çalışma yapılmış ve yakınsamada yine de problemler gözlenmiştir.

Giriş yüzeyinde kütle debisi ya da hız dağılımı, çıkış yüzeyinde statik basınç sınır koşulu: Giriş yüzeyinde kütle debisi sınır koşulu tanımlamanın avantajı her şeyden önce yakınsamada kolaylıktır. Fanın karakteristiğinin kararsız bölgesindeki debisinin farklı hesaplanması durumu da ortadan kalkmıştır. Fan girişinde uygulanan debi sınır koşulunun tek problemi, hız vektörlerinin giriş yüzeyinde yüzeye dik olup, bu yüzeydeki hız dağılımının düzgün yayılı olmasıdır. Fan girişinde bir boru ya da hava alığı yoksa bu durum gerçek giriş koşullarını yansıtmayacaktır. Ancak, deney düzeneğinde, HAD hesaplamalarına benzer şekilde girişe bir dairesel kesitli kanal konulmuş, onun da ucuna hava alığı eklenerek fanın tam girişindeki koşulların deneylerde ve HAD hesaplamalarında benzer olması sağlanmıştır.

Hesaplamalarda kullanılan yazılım olan ANSYS CFX içerisinde çıkış yüzeyi için statik basınç sınır koşulu seçildiği durumda bir kaç alt seçenek bulunmaktadır:

- Üniform statik basınç
- Ortalama statik basınç (Yüzey üzerindeki ortalama statik basınç tanımlanır)
- Ortalama statik basınç (Radyal denge)

Giriş bölümünde akım çizgileri ön dönmesiz bir şekilde fana doğru yaklaştığından, giriş hacmi yeterli uzunlukta seçildiğinde, giriş sınır koşulu olarak üniform hız

dağılımı seçildiğinde, akışkan fana yaklaşırken üniform hız dağılımı yerine bir hız profili oluşmakta ve fan girişinde gerçeğe yakın koşullar oluşmaktadır. Ancak çıkış hacminde akım çizgilerinin merkezkaç kuvvetler ve basınç gradyeni etkisinde dengede kalarak helisel bir biçimde olacağı bilinmektedir. Bu nedenle, fiziksel olmayan bir sınır şartı çözümleri etkileyebilir ve yanlış sonuçlara neden olabilir. Örneğin çıkış yüzeyinde düzgün yayılı statik basınç sınır şartı, yüksek yarıçaplarda yüksek, düşük yarıçaplarda düşük olması gereken basınç dağılımını, çıkışta aniden düzgün yayılı olmaya zorlayacaktır. Bu durumun, fiziksel olarak daha gerçekçi olan radyal denge ve yüzey üzerindeki ortalama basıncın tanımlandığı sınır şartları ile karşılaştırılması amacıyla bir çalışma yapılmıştır. Diğer bütün parametreleri sabit tutarak, yalnızca çıkış sınır şartı değiştirilerek yukarıdaki üç çıkış sınır koşulu seçeneğinin sonuçlara etkisi araştırılmıştır. Yapılan hesaplamaların her birinde çıkış yüzeyindeki statik basınç değeri "0" Pa olacak şekilde tanımlanmıştır. Tasarım debisinde yapılan HAD hesaplamaları sonucunda elde edilen verim ve toplam basınç artışı değerleri Çizelge 5.3 'te karşılaştırılmıştır. Genel performans değerleri arasında ciddi farklılıklar görülmemektedir ve ihmal edilebilir mertebededir.

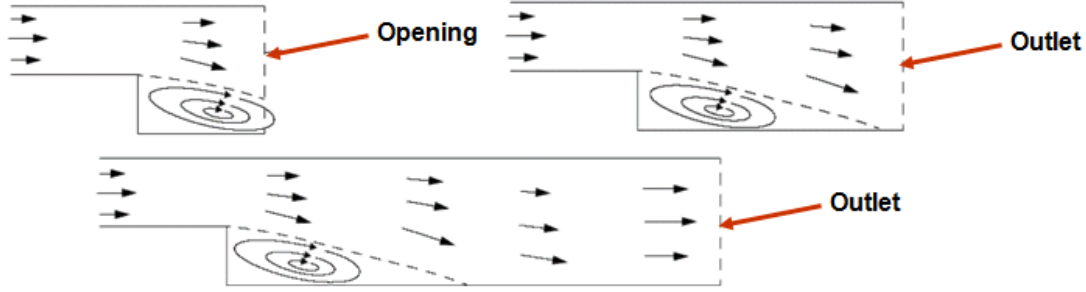
Çizelge 5.3 : Çıkış sınır koşulunun sonuçlara etkisi.

Çıkış Sınır Koşulu	Devir Sayısı [d/d]	Debi [m^3/h]	Toplam Basınç [Pa]	Hidrolik Verim [%]
Üni. Statik basınç	1000	1800	67.46	88.04
Ort. statik basınç	1000	1800	66.39	88.20
Radyal denge	1000	1800	66.38	88.19
Opening	1000	1800	66.68	88.17

Sonuçlarda ciddi farklılıklar gözlenmese de, çıkış yüzeyinde her üç statik basınç sınır şartının da uygulanması bir takım problemlere neden olabilmektedir. Özellikle düşük debilerde, çıkış yüzeyinde ters akış hesaplandığı takdirde, program akışkanın çıkış hacminden sadece dışarıya doğru hareketine izin vermektedir. Eğer yüzeyin bir kısmında ters akış hesaplanırsa bu bölgelere program sanal duvarlar yerleştirilerek akışkanın geçmesini engellemektedir. Bu durum ise gerçeği yansıtmamaktadır.

Şekil 5.8'de, sanal duvarlar yerleştirilmeden sonuç elde edilmesini sağlayan ve CFX tarafından verilen öneriler yer almaktadır. Şekildeki çıkış geometrisi bu çalışmada kullanılan geometrinin çıkış kısmına bir hayli benzemektedir. Buna göre, yukarıda bahsedilen statik basınç çıkış koşulları kullanıldığında çıkış yüzeyinde ters akış hesaplanıyorsa, çıkış hacminin uzunluğu, en az ters akış bölgesinin etkilediği alanı

gececek kadar uzatılmalıdır. Eğer çıkış hacmi uzatılmak istenmiyorsa bu tip durumlarda CFX, "outlet" çıkış sınır şartı yerine "opening"'i kullanmayı önermiştir (Şekil 5.8).

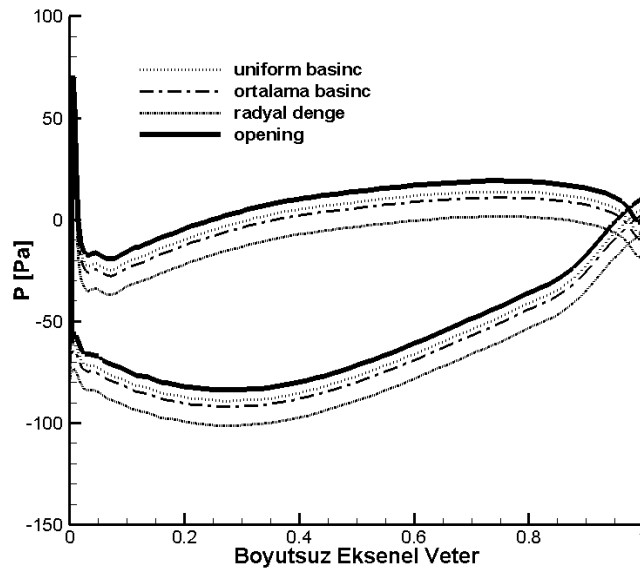


Şekil 5.8 : Önerilen sınır koşulları [101].

Giriş yüzeyinde kütle debisi ya da hız, çıkış yüzeyinde "opening" sınır koşulu: Giriş yüzeyinde kütle debisi sınır şartını uygulamanın avantajları ve dezavantajları, oluşan problemin çözümü, önceki sınır koşulunda anlatılmıştır. Çıkış yüzeyinde "outlet" sınır koşulu yerine kullanılan "opening" için bir kaç alt seçenek vardır. "Opening Basıncı ve Yön" seçeneğinde, akış, çözüm ağının içine doğruysa kullanıcı tarafından tanımlanan basınç değeri toplam basınç, dışarıya doğru ise statik basınç olarak algılanmaktadır. Bu sınır şartı akışın yönünün de tanımlanmasını gerektirmekte ve eğer ters akış durumu gibi içeriye doğru bir akış var ise kullanılmaktadır. Ters akışta hız vektörünün yönü tam bilinemeyeceğinden bu seçenekten de vazgeçilmiştir. "Statik Basıncı ve Yön" seçeneğinde akış içeriye doğru da dışarıya doğru da olsa, tanımlanan basınç statik basınç olarak algılanmakta, ancak yine akış yönünün tanımlanmasını gerektirmektedir. İlki ile aynı nedenle bu seçenek de elenmiştir. Son olarak Opening seçeneği altındaki "entrainment" seçeneğinde ise statik basınç ve opening basınç sınır koşulları seçilebilmektedir. Bunlardan statik basınç olanı, "Statik Basıncı ve Yön" sınır koşuluna benzerdir; ancak yüzeye dik basınç gradyanını "0" olmaya zorlamaktadır. Geriye kalan "Opening Basıncı" seçeneğinde ise akışkan yüzeyden içeriye doğru giriyorsa tanımlanan basınç toplam basınç, dışarı çıkıyorsa statik basınç olarak algılanmakta ve öncekilerden farklı olarak akış yönü belirtilmesine gerek duyulmamakta, program akışın yönünü kendi hesaplamaktadır.

Çözüm ağı sıklığının belirlenmesi için yapılan çalışmada bu sınır şartı kullanılmış (Çizelge 5.1) ve orta sıklık ile gösterilen hesaplama ait sonuçlar da Çizelge 5.3 'te gösterilen kıyaslamaya eklenmiştir. Toplam basınç artışı ve verim değerlerinin statik basınç sınır çıkış sınır şartı ile elde edilen değerlere yakın olduğu görülmektedir.

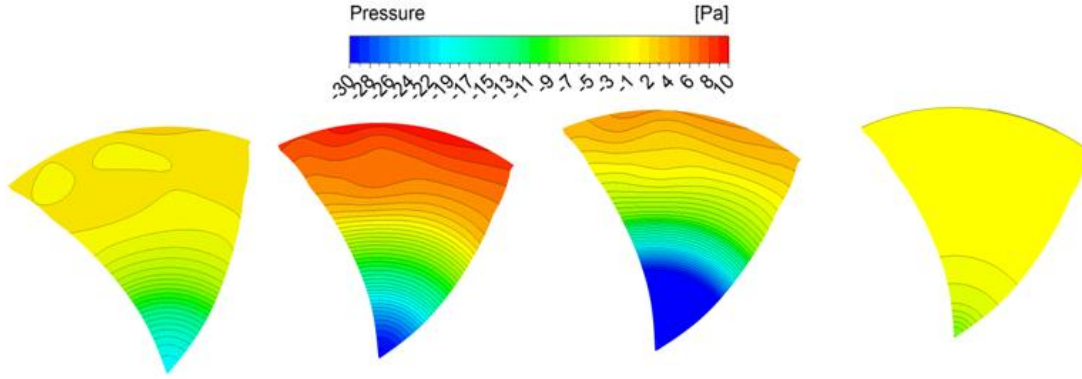
Şekil 5.9 'da ise, aynı hesaplamalar sonucunda ortalama kanat yüksekliğinde, kanat yüzeylerinde hesaplanmış basınç dağılımları görülmektedir. Buna göre, her dört sınır koşulunda da kanat etrafındaki basınç dağılımının yapısı ile emme ve basma yüzeyleri arasında kalan alan yani C_L aynı kalmıştır. Bu durum, toplam basınç artışının yaklaşık olarak dört fanda da aynı olmasını doğrular niteliktedir. Ancak basınç dağılımlarının birbirlerine göre yukarıya ya da aşağıya ötelendiği görülmektedir. Bu ise giriş ve çıkış basınç değerlerinin farklı hesaplandığı anlamına gelmektedir.



Şekil 5.9 : Çıkış sınır koşulunun tasarım debisinde, ortalama yarıçaptaki basınç dağılımına etkisi.

Şekil 5.10'da gösterilen eş basınç eğrileri incelenirse, statik basınç çıkış şartları ile elde edilen eş eğrilerin düşük çaplı bölgelerinde ters akış hesaplanıp, yüzeye sanal duvarlar yerleştirildiği için bu bölgelerden akış geçmediğinin altının çizilmesi gerekmektedir. Üniform basınç sınır koşulunda, yüzeyde üniform statik basınç sınır şartı uygulanmasına rağmen, yüzeyde sanal duvarların yerleştirildiği bölgelerde (küçük yarıçaplar) "0" Pa yerine daha düşük basınçlar hesaplanmaktadır. Bu yüzeydeki ortalama basınç yaklaşık "-2" Pa hesaplanmıştır. Ortalama statik basınç koşulu, fiziksel olan radyal dengeyi yani yüksek yarıçaplarda yüksek basıncı sağlamış gözükmemektedir ve bu yüzeydeki ortalama basınç ise yaklaşık "0" Pa hesaplanmıştır. Ancak, radyal denge sınır koşulundan farklılıklar gözlenmektedir. Bunun nedeni radyal denge sınır şartında ek olarak bir referans çap tanımlanması ve istenen "0" Pa etkin basınç şartının yalnızca bu yarıçapa uygulanmasıdır. Bu yarıçap referans alınarak basınç dağılımı hesaplanmaktadır. Bu çalışmada referans çap,

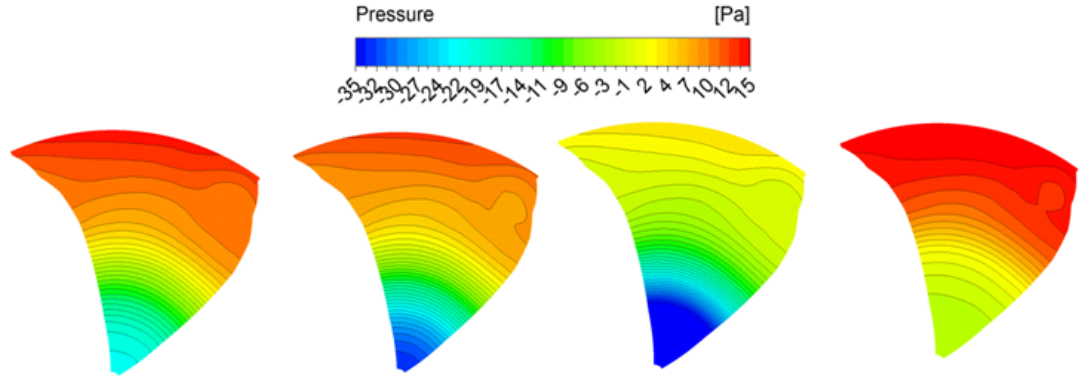
kanadın kökü ve ucu arasındaki ortalama çap olarak belirlenmiştir. Alan ortalamalı basıncı ise yaklaşık "-8" Pa hesaplanmıştır.



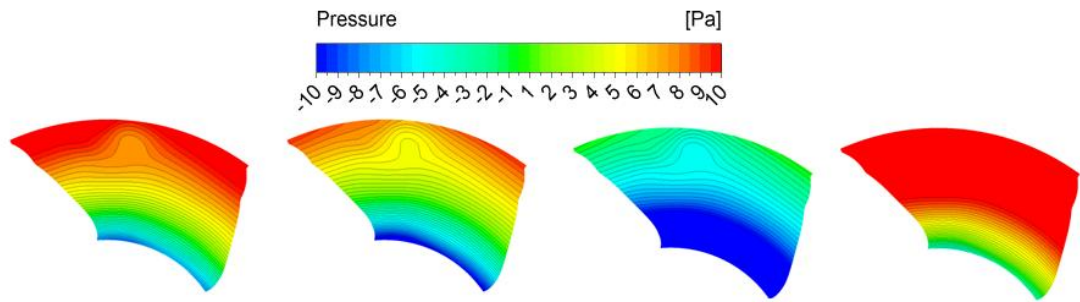
şekil 5.10 : Soldan sağa üniform basıncı, ortalama statik basıncı, radyal denge ve opening sınır koşulları için çıkış yüzeyinde ($Z=0,5$ m) elde edilmiş eş basıncı eğrileri.

"Opening" sınır koşulu ise akışkanın akış hacminden hem dışarıya hem de hacmin içerisine doğru hareketine izin vermiştir. ıkış yüzeyinde yaklaşık üniform statik basıncı dağılımı hesaplanmıştır. Alan ortalamalı statik basıncı ise yaklaşık "0" Pa hesaplanmıştır. Fan çıkışında helisel bir akış olduğu için çıkış yüzeyine uygulanan sınır şartının basıncın, yüksek yarıaplardan düşük yarıçaplara doğru azalacak şekilde bir dağılım verecek şekilde tanımlanması istenebilir. Ancak, ıkış yüzeyinden başlayıp fan rotorunun hemen çıkışındaki yüzeye kadar çeşitli yüzeylerdeki eş basıncı eğrileri incelendiğinde (şekil 5.10-5.13), dört sınır koşulu ile elde edilen sonuçlar arasında çok belirgin bir farklılık görülmemektedir. Yüzeyler zerindeki basıncı dağılımlarının yapısı her dört sınır koşulu için de benzer olmakta, yalnızca sayısal değerleri değişmektedir. Zira kanat üzerindeki basıncı dağılımı, toplam basıncı artışı ve verim incelendiğinde bu çalışmada incelenen parametreleri etkileyecek bir fark görülmemiştir.

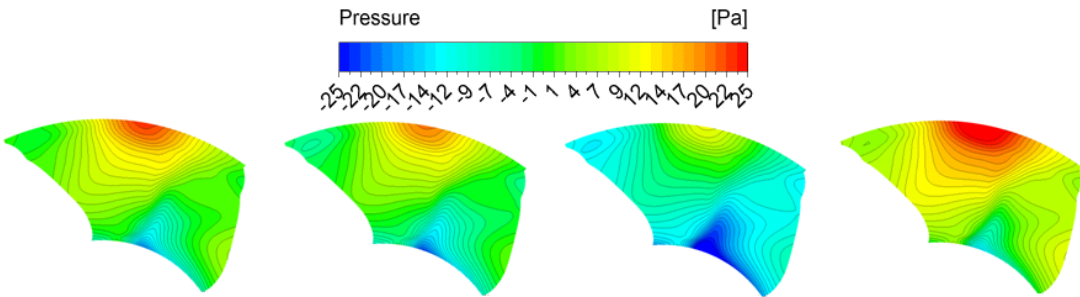
Bütün bu analizlerin sonucunda, giriş yüzeyinde kütle debisi sınır koşulu tanımlanmıştır. ıkış yüzeyinde gerçekçi olmayan sanal duvarlar tanımlamak yerine, çift yönlü akışa izin veren "entrainment opening pressure" seçeneğinin en uygun seçenek olduğuna karar verilmiş ve analizlere bu sınır koşulları ile devam edilmiştir.



Şekil 5.11 : Soldan sağa üniform basınç, ortalama statik basınç, radyal denge ve opening sınır koşulları için $Z=0,35$ m yüzeyinde elde edilmiş eş basınç eğrileri.



Şekil 5.12 : Soldan sağa üniform basınç, ortalama statik basınç, radyal denge ve opening sınır koşulları için $Z=0,2$ m yüzeyinde elde edilmiş eş basınç eğrileri.

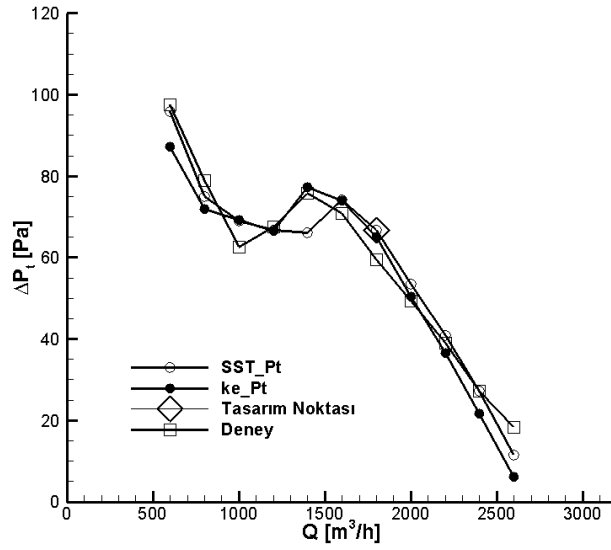


Şekil 5.13 : Soldan sağa üniform basınç, ortalama statik basınç, radyal denge ve opening sınır koşulları için $Z=0,07$ m yüzeyinde elde edilmiş eş basınç eğrileri.

5.2.2 Akış koşulları ve çözüm

Modelleme sırasında önemli olan parametrelerden biri de akışın türbülanslı olması ile ilgilidir. Türbülans modeli seçeneklerine bakıldığında, RANS modelleri arasında yaygın olarak kullanılan $k-\epsilon$ [102] modelinin, akış ayrılması olan durumlarda, helisel yörüngeli akışlarda ve akım çizgisinin kanat profili gibi bir yüzey etrafında kavis aldığı durumlarda iyi sonuç veremediği bilinmektedir [103]. Bunun yanında $k-\omega$ SST

türbülans modeli, akış ayrılmasının başladığı konum ve akış ayrılmasının olduğu bölgenin uzunluğu konusunda hayli iyi sonuçlar vermektedir [103, 104].



Şekil 5.14 : Türbülans modelinin etkisi.

Kullanılan türbülans modelinin sonuçlara etkisini incelemek amacıyla, BF050 referans fanının deneysel yolla elde edilmiş karakteristik eğrisi, yukarıda adı geçen iki türbülans modeli kullanılarak HAD yöntemi ile hesaplanan eğriler ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlara bakıldığında tasarım noktası da dahil bir çok çalışma noktasında iki model ile elde edilen çözümler birbirlerine yakın sonuçlar vermekte, çok düşük ve çok yüksek debilerde ise $k-\epsilon$ modeli ile yapılan çözümler deneylerden daha fazla sapmaktadır. Yalnızca fanın stola girdiği noktada $k-\epsilon$ modeli ile $k-\omega$ SST arasında büyük bir fark oluşmuş, ancak diğer tüm noktalarda $k-\omega$ SST daha iyi sonuçlar vermiştir.

$k-\omega$ SST modelinde, türbülans için çözölen iki taşınım denklemine ek olarak, CFX içindeki modellerden biri olan, momentum kalınlığı ile hesaplanan Re sayısı ve türbülans kesiklilik fonksiyonu (intermittency) için birer taşınım denklemi çözen, $\gamma-\theta$ laminar-türbülans geçiş modeli de kullanılabilmektedir [105-107]. Bu model, özellikle akış ayrılmalarının tahmininde daha iyi sonuçlar elde edilmesini sağlamaktadır.

Yüzeyler etrafındaki çözüm noktalarının sıklığı, yüzey kayma gerilmesini ve bunun sonucunda akış ayrılması ve aerodinamik verimin doğru tahmin edilmesini etkileyen bir faktördür. Yüzeye yakın bölgelerde, hızın ve çözüm noktalarının yüzeye olan dik uzaklığının boyutsuz hale getirilmesi ile birçok akışı ve Re sayısı aralığını kapsayan

duvar fonksiyonları elde edilmiştir [108]. Bu sayede, yüzeye yakın bölgelerdeki evrensel hız profili vasıtasıyla, yüzeye çok yakın mesafelerde transport denklemlerini çözmeden sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu ise zamandan kazanç anlamına gelmektedir. Ancak, bu fonksiyonlar yalnızca belirli bir y^+ aralığında geçerlidir. Eğer yüzeye en yakın çözüm noktasının yüzeye olan uzaklığını ifade eden y^+ değeri çok yüksek ise ve sınır tabaka dışında kalıyor ise, taşınım denklemleri vasıtasıyla çözülmesi gereken bölüm duvar fonksiyonları vasıtasıyla çözülecektir. Eğer çok düşük ise de duvar fonksiyonlarının geçerli olmadığı sınır tabakanın laminar alt tabakasına denk gelecektir. Bunun yanında, duvar fonksiyonları yüzeyden akış ayrılması olan bölgelerde düzgün sonuç vermemektedir. Bunun yerine bu bölgelerde sık çözüm ağı oluşturulup akış denklemlerinin çözülmesi gerekmektedir.

$k-\epsilon$ türbülans modeli [103] duvar fonksiyonlarını kullanan bir türbülans modelidir. Duvar fonksiyonlarının geçerli olması için y^+ 'nın 300'den küçük olması gerekmektedir. CFX bu türbülans modeli için yazılımın kendi özelliklerinden biri olan "ölçeklenebilir duvar fonksiyonları" 'nı kullanmaktadır. Buna göre, eğer duvar dibinde duvar fonksiyonlarının geçerli olmadığı kadar sık bir çözüm ağı var ise, CFX bu kısımdaki çözüm noktalarını görmezden gelip duvar fonksiyonlarını kullanmakta, bu ise doğru çözüm vermekte, ancak gereksiz çözüm noktalarına neden olmaktadır. $k-\epsilon$ duvar fonksiyonlarını kullandığı için akışın yüzeyden ayrıldığı durumlarda ve akım çizgilerinin eğime sahip olduğu dönen akıslarda doğruluğu düşük sonuçlar verebilmektedir.

$k-\omega$ SST [103] modeli ise, uygun yerlerde duvar fonksiyonlarını kullanıp, laminar alt tabakada ise "düşük Re sayısı hesaplamaları" yaparak bu bölgede akışı duvar fonksiyonlarını kullanmadan çözmektedir. Bu durumda ise y^+ değerinin iki ve altında olması gerekmektedir. CFX içerisinde bu türbülans modeli için "otomatik duvar işleyişi" kullanılmaktadır. Buna göre, sınır tabaka içerisinde düşük y^+ değerlerinde sınır tabaka çözümü yapılmakta, yüksek değerlerinde ise duvar fonksiyonlarından faydalanılmaktadır. Dolayısıyla, $k-\epsilon$ modelinde olduğu gibi, çok düşük y^+ değerlerindeki çözüm noktaları ihmal edilmemektedir. Yani $k-\epsilon$ modeline göre üstünlüğü, duvar fonksiyonlarının geçerli olamadığı kadar duvara yakın bölgelerde çözüm noktası var olsa dahi, bu bölgelerde denklemleri çözmesi, diğer bölgelerde ise duvar fonksiyonlarını çözmesidir. Eğer bu çok düşük y^+ değerlerinde çözüm noktası yok ise duvar fonksiyonları kullanılmaktadır. Sonuçta $k-\omega$ SST 'nin avantajlarından

tamamen faydalanmak için y^+ değeri ikiden küçük olmalıdır. Bu çalışmada seçilen çözüm ağının sıklığı duvar kenarında yeterli de olsa y^+ değerinin maksimum değeri iki değil beştir. Bu durumda "düşük Re sayısı hesaplamaları" ile "duvar fonksiyonları" arasında bir geçiş sağlanıp ikisi de kullanılmaktadır.

Bu çalışma kapsamında modellenen akış, üç boyutlu, akım çizgilerinin kavis aldığı, akış ayrılmalarının oluşabildiği helisel bir akıştır. $k-\omega$ SST modelinin bu tip akışları çözmedeki üstünlükleri ve Şekil 5.14'te gösterilen eğride tek bir nokta haricinde $k-\omega$ SST modelinin $k-\varepsilon$ modeline göre daha iyi sonuçlar verdiği göz önünde bulundurularak, $k-\omega$ SST modeli ile çalışmalara devam edilmiştir. Akış ayrılmalarının en iyi şekilde tahmin edilebilmesi amacıyla yukarıda bahsedilen $\gamma-\theta$ laminar-türbülans geçiş modeli de hesaplamalarda kullanılmıştır.

Model seçildikten sonra giriş ve çıkış yüzeylerinde türbülansın şiddeti ile ilgili değerler tanımlanması gerekmektedir. Fan girişinde başka bir kanadın art izi ya da türbülans yaratacak ek bir bileşen olmadığı için türbülans şiddeti %1 olarak tanımlanmış, karakteristik uzunluk ise otomatik biçimde programa hesaplatılmıştır. Çıkış yüzeyinde ise bu değer %5 olacak şekilde tanımlanmıştır.

Yakınsama kriteri olarak, literatürde kabul gören yayınlara uygun olarak kalıntıların RMS değerleri için 10^{-5} seçilmiştir. Çözümlerin çok büyük bir kısmında 10^{-7} değerleri sağlanmış ancak özellikle fanların karakteristiğinde kararsız bölgeye denk gelen kısımlarda kalıntıların RMS değerleri için 10^{-5} sağlanabildiği ve literatüre göre yeterli olduğu için bu değer yakınsama kriteri olarak belirlenmiştir.

6. REFERANS FANLARIN PERFORMANSLARININ HESAPLANMASI

6.1 BF050'nin Performans Karakteristikleri

Çalışmanın büyük bölümünü oluşturan sayısal hesaplamaların deneyler ile uyumunu kontrol etmek için, ilk olarak 0,50 kök/kanat ucu oranına sahip Referans fanın (BF050) performans deneyleri, AMCA 210 [15] standardına göre tasarlanmış test düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Hızlı prototipleme tekniği ile prototipleri üretilen diğer bütün fanların deneyleri bu fanınkiler ile aynı şekilde gerçekleştirilmiştir.

Hava debisi ölçümü, deney düzeneği içinde bulunan, standarda uygun AMCA lüleleri vasıtasıyla gerçekleştirilmiştir. ± 30 dereceler arasında kalibre edilmiş ve Bölüm 4'te anlatılan bir üç delikli basınçölçer vasıtasıyla fan çıkışındaki toplam basınç, statik basınç, eksenel hız ve mutlak akış açısı ölçülmüştür. Fan göbeği ile kanat ucu arası 30 eşit parçaya bölünüp her bir pozisyonda basınç probu ile ölçümler yapılmış ve basınç sensörleri vasıtasıyla voltaj sinyallerine çevrilmiştir (Bölüm 4). Deney sisteminin fanın test edildiği bölümü ve sayısal modellemeye ait akış bölgesi Şekil 6.1'de karşılaştırılmaktadır. Fanın önündeki ve arkasındaki kanal uzunluklarının eşit olmasına dikkat edilmiştir. Fanın arkasında bulunan elektrik motorunun kapladığı alanın modellemeye dahil edildiği daha önceki bölümlerde de belirtilmişti (Bölüm 5). Şekil 6.1'de gösterilen dikey çizgilerin ise, fanın toplam basınç artışını hesaplamada kullanılan çıkış ve giriş yüzeylerinin pozisyonlarını temsil ettiği Bölüm 5'te anlatılmıştı. Şekil 6.1'de de gösterildiği gibi, bu pozisyonlar basınç probu ile yapılan ölçümlerde de aynıdır.

Denklem 6.1 ile tanımlanan fanın toplam basınç artışı (P_t), kanat kökündeki kanat profilinin firar kenarından eksenel veter uzunluğunun yarısı kadar uzaklıkta bulunan radyal bir kesitte kütle ağırlıklı ortalama ile hesaplanmış ($\bar{\bar{P}}_{t_{rotor çıkışı}}$) (deneysel yöntemde üç delikli prob ile ölçülen) olan toplam basınçtan, bu kez hücum kenarından çıkıştaki ile aynı mesafe uzaklıkta bulunan radyal bir kesitte (deneysel yöntemde Kiel prob ile ölçülen) kütle ağırlıklı ortalama ile hesaplanmış olan toplam basınç ($\bar{\bar{P}}_{t_{rotor girişi}}$) çıkarılarak bulunmuştur. Değişken üzerindeki çift çizgi alan

üzerindeki ortalama anlamındadır. Denklem 6.2 ile hesaplanan fanın toplam basınç artış katsayısı ise (Ψ), P_t 'nin kanat ucundaki çevresel hız U ile tanımlanmış olan dinamik basınç ile boyutsuzlaştırılmış halidir

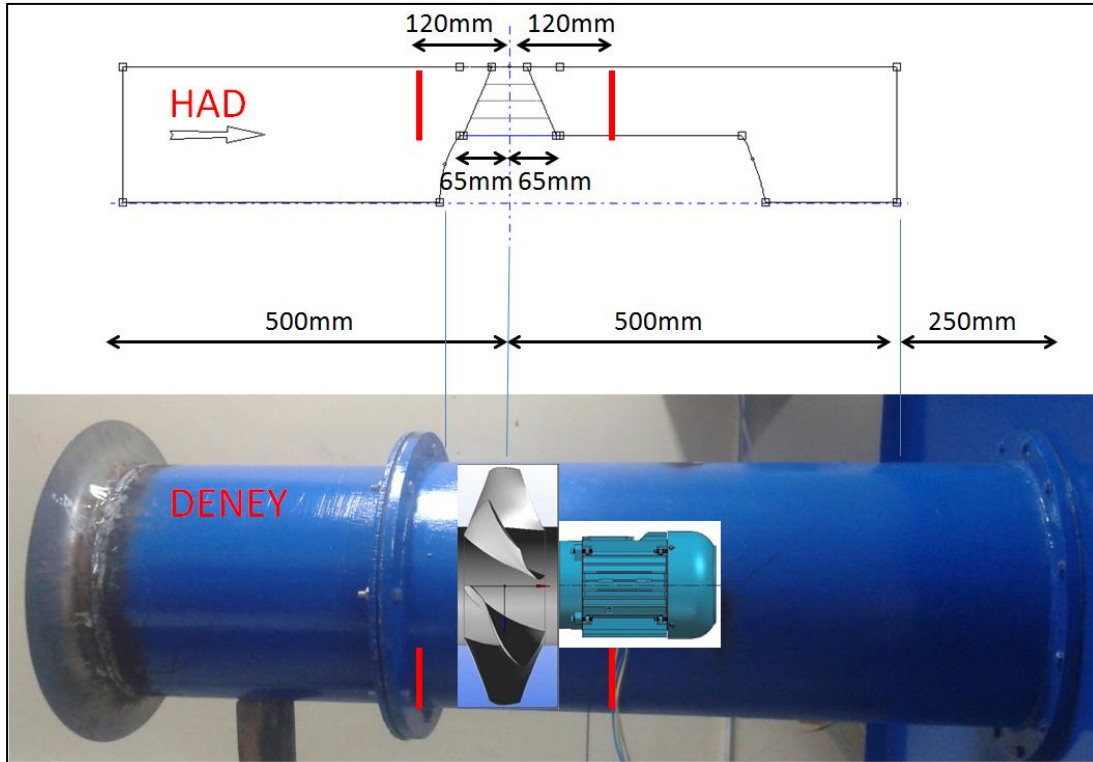
$$P_t = \bar{P}_{t_{rotor \text{ çıkışı}}} - \bar{P}_{t_{rotor \text{ girişi}}} \quad (6.1)$$

$$\Psi = \Delta P_t / (0,5 \rho U_{kanat \text{ ucu}}^2) \quad (6.2)$$

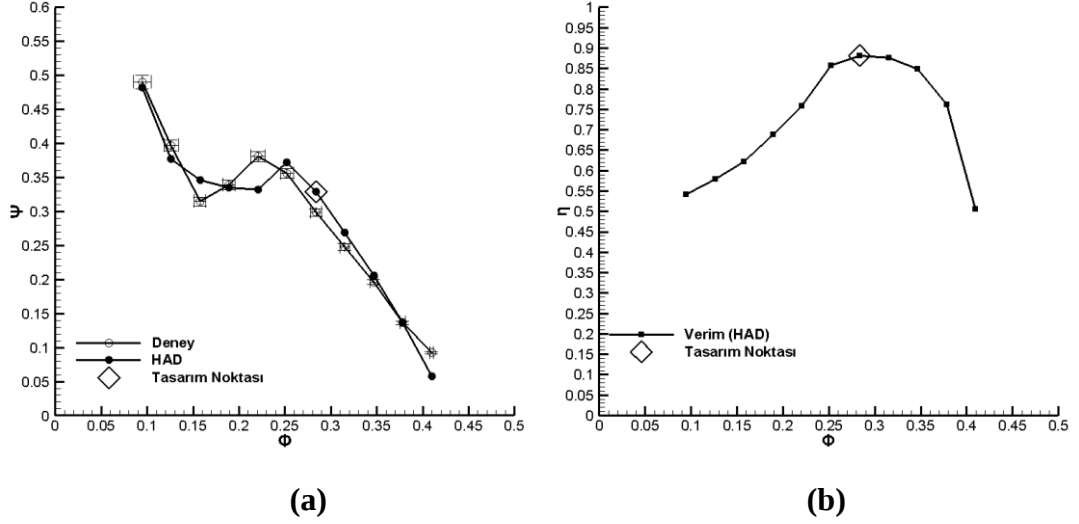
$$\Phi = 4Q / (D_{kanat \text{ ucu}}^2 \pi U_{kanat \text{ ucu}}) \quad (6.3)$$

Hacimsel debi Q ise, Denklem 6.3 ile boyutsuzlaştırılmıştır. Debi katsayısı Φ , fanı çevreleyen dairesel kesitli kanalın dış çapı ile tanımlanmış kesitteki ortalama aksenal hızın kanat ucundaki çevresel hız U 'ya bölümü ile hesaplanmıştır.

Deney düzeneğinin giriş kısmına eklenen hava alığı, havanın sisteme olabildiğince düzgün yayılı hıza sahip bir şekilde girmesini sağlayıp, sayısal modeldekine benzer giriş koşulları elde etmek için kullanılmıştır. Zira sayısal modelleme sırasında, kütle debisi sınır şartı, giriş yüzeyi üzerinde düzgün yayılı tanımlanmıştır.



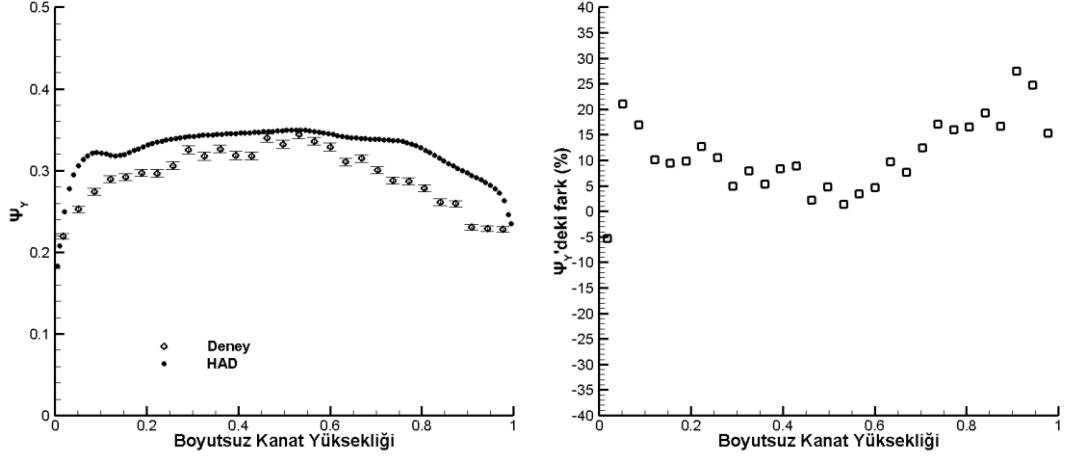
Şekil 6.1 : Test bölümü.



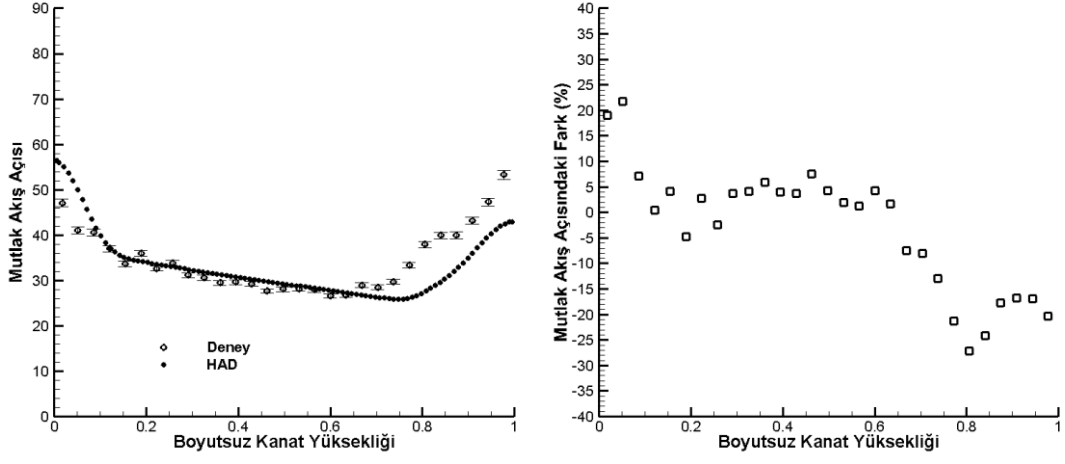
Şekil 6.2 : 0,5 kök/kanat ucu oranına sahip referans fanın (BF050): (a)toplam basınç artış katsayısı karakteristikleri. (b)verim karakteristikleri.

Şekil 6.2a'da 0,5 kök/kanat ucu oranına sahip Referans fanın (BF050) bütün çalışma bölgesi için HAD yöntemi ve deneysel yöntem ile elde edilmiş performans eğrileri kıyaslanmıştır. Deneysel yöntemle elde edilmiş eğrinin noktaları üzerinde belirsizlik analizi ile elde edilmiş hata oranları da yer almaktadır. Şekil 6.2b'de ise aynı fanın HAD yöntemi ile edilmiş verim eğrisi gösterilmekte olup, verimin en yüksek değerinin tasarım noktasında sağlandığı söylenebilir. Bu çalışmada mil gücü ölçümü yapılamadığı için deneysel verim eğrileri grafikte bulunmamaktadır. Toplam basınç artış katsayısı eğrisi ($\Psi - \Phi$) incelenirse, tasarım noktasından daha düşük debilerde yer alan kararsız bölgede deneysel ve sayısal sonuçlar arasında farklılıklar görülmektedir. Bunun nedeni, eğrinin bu bölümünde etkili olan sınır tabaka ayrılmaları ve türbülansın modellenmesi ile ilgili olabilir. Bunlara ek olarak, sayısal hesaplamalar toplam basınç artış katsayısının yerel tepe noktasını (stol başlangıcı) deneye göre daha yüksek debide hesaplamaktadır. Bu ise sayısal hesaplamalarda daha dar bir fan çalışma aralığı elde edildiği anlamına gelmektedir. Diğer yandan, tasarım debisinden daha yüksek debilerde eğriler uyum halinde gözükmemektedir.

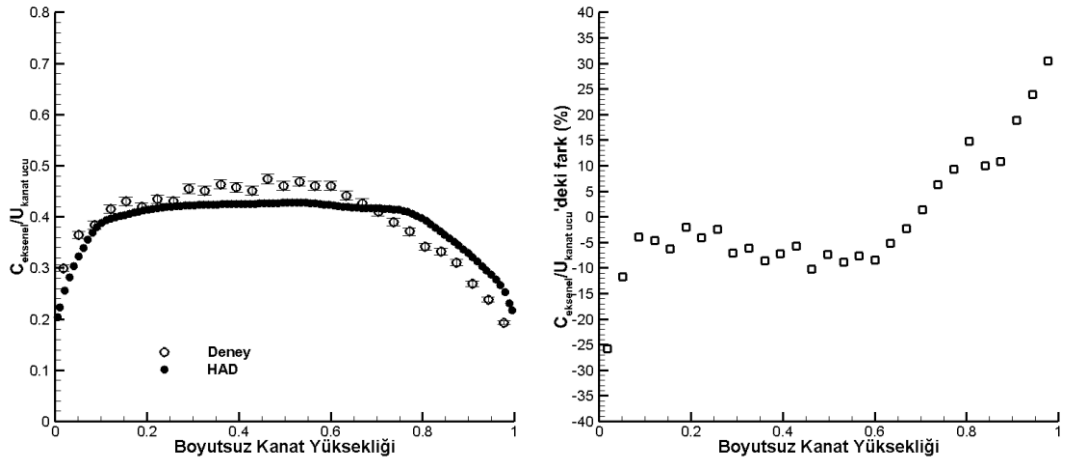
Şekil 6.1'de kırmızı çizgilerle gösterilen pozisyonlarda ele edilmiş, çevresel yönde ortalama alınmış, fanın yerel toplam basınç artış katsayısının (Ψ_Y), (sabit bir yarıçapta tanımlanmış toplam basınç artış katsayısı), mutlak akış açısının (α) ve boyutsuz eksenel hızının ($C_{eksenel}/U_{kanat\ ucu}$), radyal yöndeki değişimlerinin sayısal ve deneysel sonuçları, BF050'nin tasarım debisi için, sırasıyla Şekil 6.3 a), b) ve c)'de kıyaslanmıştır.



(a)



(b)

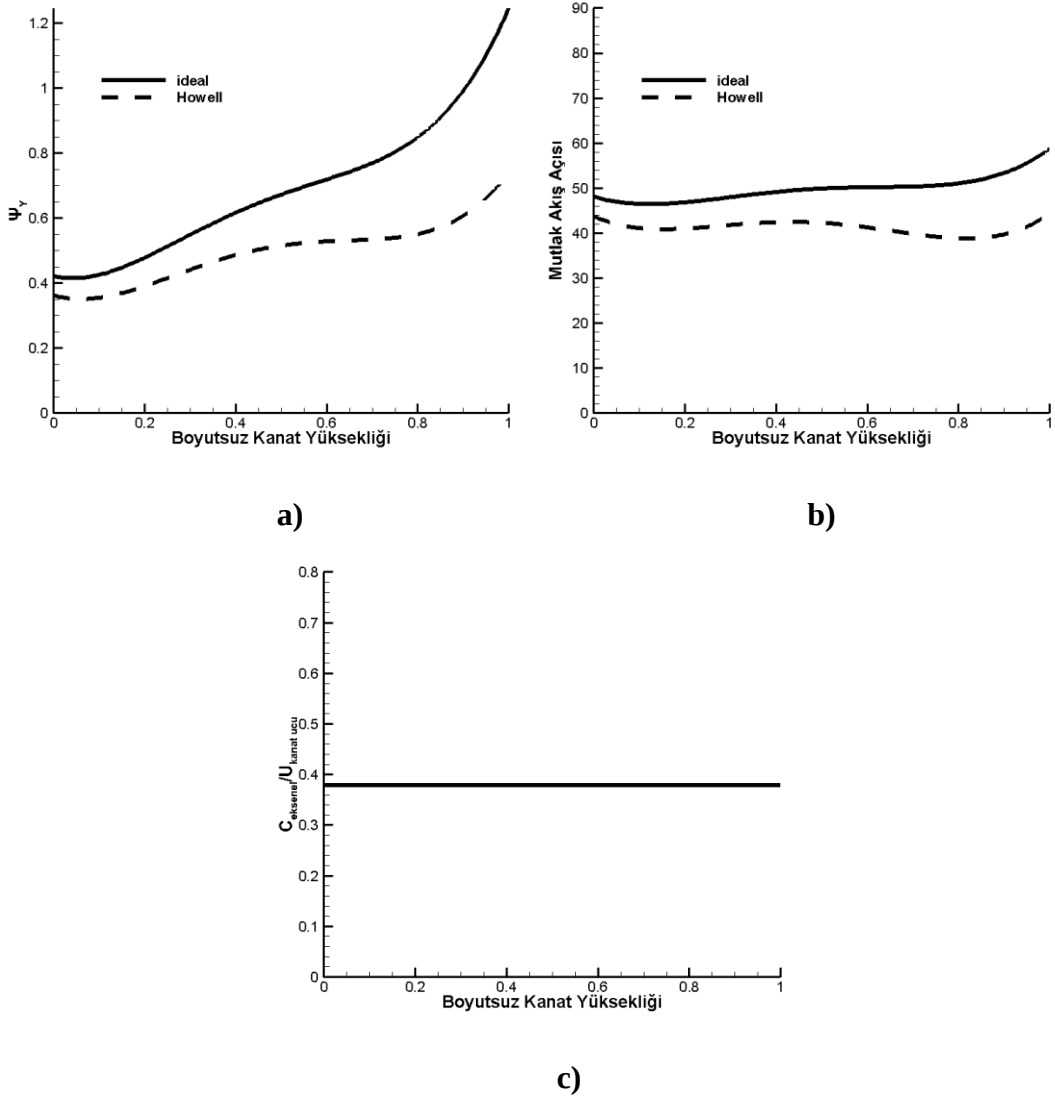


(c)

Şekil 6.3 : (a)Yerel toplam basınç artışı katsayısı. (b)Mutlak akış açısı. (c)Boyutsuz eksenel hız.

Toplam basınç eğrisinde olduğu gibi bu eğrilerin deneysel yöntemle elde edilmiş noktaları üzerinde de belirsizliğin getirdiği hata oranlarını simgeleyen çizgiler mevcuttur. Karşılaştırmalar, değişimlerin eğilimleri ve büyüklükleri incelenerek gerçekleştirilebilir. Değişkenlerin sayısal ve deneysel yöntemle elde edilmiş eğrilerinin aynı eğilimlere sahip olduğu söylenebilir. Ancak, Şekil 6.3'teki bağıl fark eğrilerinde de gösterildiği gibi, aralarında sayısal olarak bazı farklılıklar bulunmaktadır.

Şekil 6.3a'da, kanadın orta yükseklikteki bölümleri hariç, yerel toplam basınç artış katsayısının (Ψ_Y) HAD yöntemi ile elde edilmiş sonuçları deneysel olanlara göre daha yüksektir.



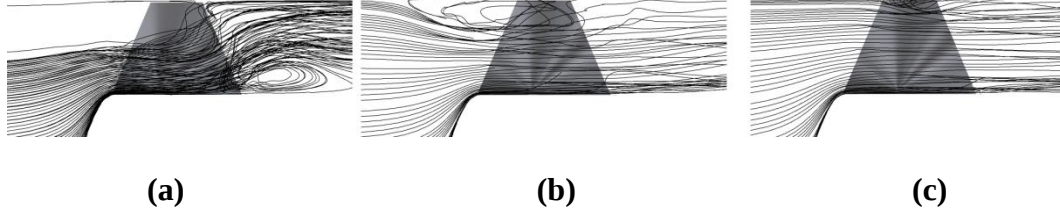
Şekil 6.4 : Tasarım debisinde hedeflenen: (a)Yerel toplam basınç artışı katsayısının. (b)Mutlak akış açısının. (c)Boyutsuz eksenel hızın radyal yönde değişimi.

Bu durum, Şekil 6.2a'daki toplam basınç artış katsayısı eğrisinde, tasarım debisinde, HAD ile hesaplanan değerin deney ile elde edilenden daha yüksek olmasına neden olmuştur.

Şekil 6.4'te, 0,5 göbek/uç oranlı referans fanın (BF050) toplam basınç artış katsayısının, mutlak akış açısının ve boyutsuz eksenel hızın, fanın ön tasarımı sırasında hedeflenen radyal yöndeki değişimleri görülmektedir. Bu eğriler Euler Turbomakina Denklemi (bir boyutlu yaklaşım) ile elde edilmiştir. Aynı zamanda, Howell'ın [109] ampirik ifadeleri vasıtası ile mutlak akışın kanadın firar kenarında hedeflenen teorik yönünden şaşma miktarı (firar kenarının teğetinden sapma miktarı) hesaplanmıştır. Bu ampirik ifadenin uygulanması ile elde edilmiş toplam basınç artış katsayısı ve mutlak akış açısı dağılımları Şekil 6.4'te kesikli çizgiler ile gösterilmiştir.

Şekil 6.3b ile gösterilen, fan çıkışındaki mutlak akış açısının (α) (eksenel doğrultu ile tanımlı), kanadın üst %30'luk bir bölümü haricinde HAD sonuçları deneysel sonuçlar ile uyum halindedir. Kanadın bu üst bölümünde, deneysel yöntem ile elde edilen değerler HAD sonuçlarına göre daha yüksektir. Bu farkın, akış ayrılmasının ve kanat ucunda olduğu gibi ters akışların olduğu bölgelerin ve türbülansın modellenmesinde yaşanan zorluklardan kaynaklı olduğu düşünülmektedir. Ayrıca, kanadın bu bölümünde eksenel hızlar kanadın ortasına göre daha düşüktür (Şekil 6.3c). Bu dağılım ise, Şekil 6.4c'de gösterilen, bir boyutlu hesaplar sonucunda elde edilmiş, düzgün yayılı dağılımdan farklıdır. Bu koşullar altında, kanadın üst ve uç bölgesinde düşük eksenel hız-yüksek mutlak akış açısı nedeniyle kanadın orta bölümüne göre daha yüksek toplam basınç artış katsayısı (Ψ_T) değerleri beklenebilir. Şekil 6.5'te fan çıkışında, kanadın ortalama yarıçapında ve uç bölümünde elde edilmiş ölçekli hız üçgenlerine göre Denklem 3.5'te verilmiş olan Euler Turbomakina Denklemi, kanat ucunda, kanadın ortasına göre daha yüksek toplam basınç artışı elde edilmesi gerektiğini ifade eder. Ancak, Şekil 6.3a ile gösterilen toplam basınç artış katsayısının değişimi, Şekil 6.4a ile gösterilen teorik olanından ve Howell'ın düzeltmesi ile elde edilenden oldukça farklı görülmektedir. Şekil 6.3a'da, özellikle kanadın uç bölümünde toplam basınç artış katsayısının teorik olana göre daha düşük olmasının nedeni bir boyutlu teoride göz önüne alınamayan kanat ucu kaçakları ve sürtünme kayıplarıdır.

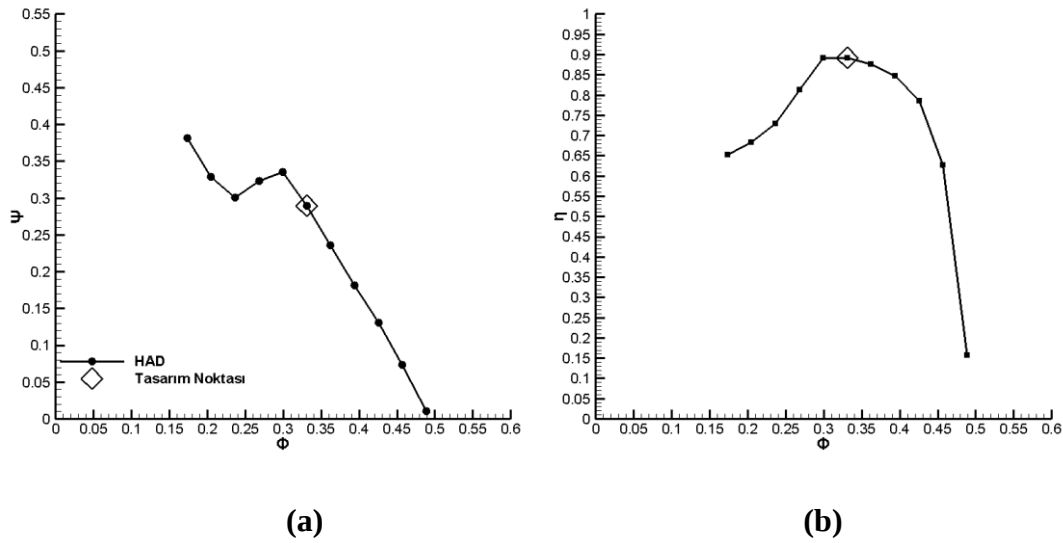
yapılarına benzer olduğu görülmektedir. Hem Şekil 2.4b’de hem de Şekil 6.6a’da düşük debide, kanadın üst kısmının yukarı akım kısmında büyük bir girdap, kök kısmında ise nispeten daha küçük bir girdap gözlenmektedir. Tasarım debisinde ise kanat ucu girdabının etkisi bir hayli azalmakta, kanat kökündeki ise ortadan kaybolmaktadır (Şekil 6.6c).



Şekil 6.6 : BF050 fanına ait meridyenel akım çizgileri: (a) $\Phi = 0,094$. (b) $\Phi = 0,16$. (c) $\Phi = 0,28$ (tasarım debisi).

6.2 BF035'in Performans Karakteristikleri

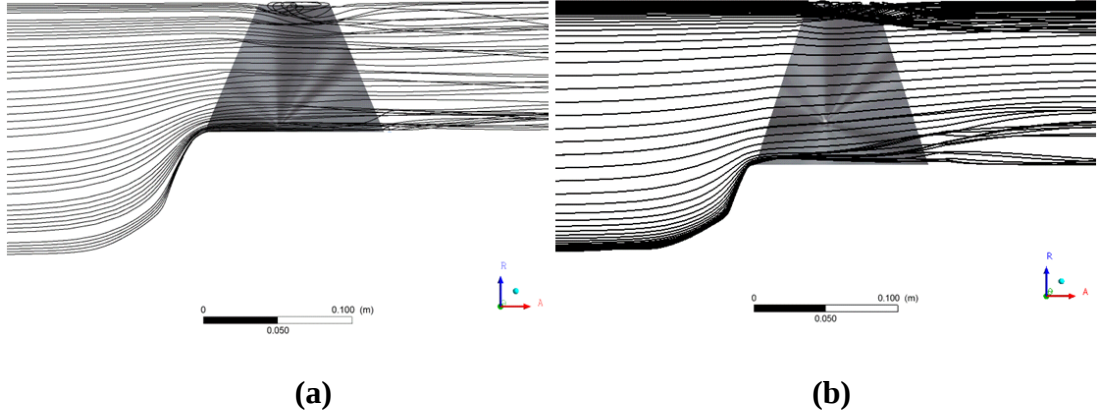
0,50 kök/uç oranına sahip fana benzer biçimde tasarlanan, 0,35 kök/uç oranına sahip referans fanın (BF035) HAD analizleri yapılmıştır. Toplam basınç artışı hesaplanırken kullanılan çıkış ve giriş yüzeylerinin eksenel doğrultu üzerindeki konumları BF050 fanınıninki ile aynıdır. Bu fanın prototipi üretilmemiştir. Dolayısıyla aşağıda açıklanacak olan sonuçlar sadece HAD yöntemi ile elde edilmiştir. Şekil 6.7’de BF035 fanının toplam basınç artış katsayısı ve verim karakteristikleri gösterilmektedir.



Şekil 6.7 : 0,35 kök/kanat ucu oranına sahip referans fanın (BF035): (a) Toplam basınç artış katsayısı karakteristikleri. (b) Verim karakteristikleri.

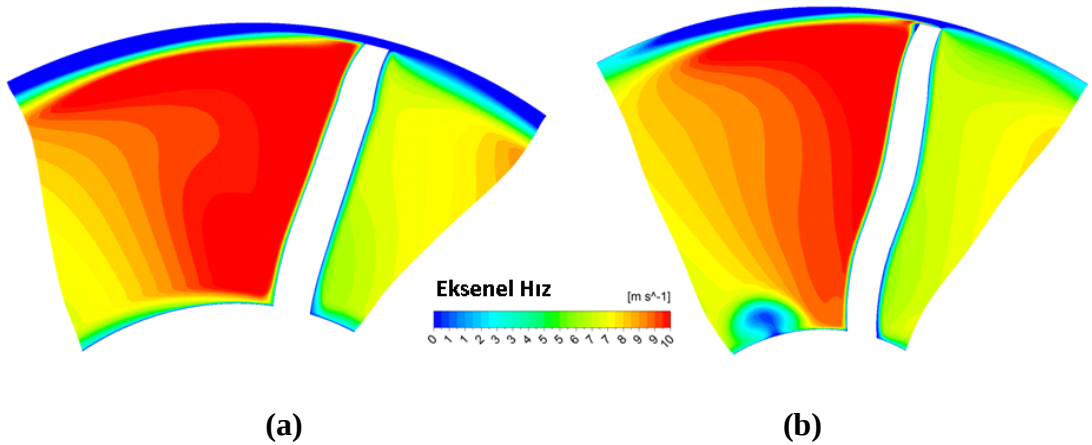
Eğrilerin yapısı BF050 fanına benzemekte olup, BF050'nin tasarım debisinde %88 olan verim BF035'in tasarım debisinde %89 olarak elde edilmiştir (Çizelge 3.2).

Her iki fanın da kanat ucu boşluğu yükseklikleri aynı olduğu için (2,5 mm), Şekil 6.8'de görüldüğü gibi, BF035 fanında kanat ucu girdabı tarafından etkilenen bölge, kanat yüksekliğine oranla BF050'ninkine göre azalmış, bu ise verimde artışı sağlamıştır.



Şekil 6.8 : Referans fanların tasarım debilerinde elde edilmiş akım çizgilerinin meridyenel düzlem üzerine izdüşümleri: (a)BF050. (b)BF035.

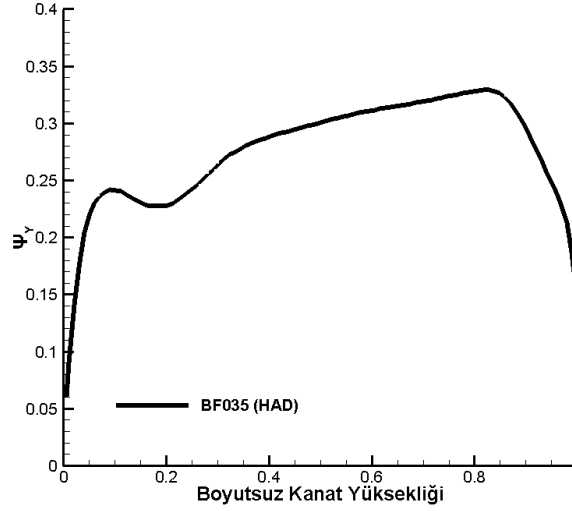
Kanat uç bölgesindeki düşük momentumlu akışkanın kapladığı alan ile ilgili iki fan arasındaki bu fark Şekil 6.9'da da görülmektedir. Ayrıca Şekil 6.9b'de, akışkanın fan kanadının kök kısmında, fan göbek kısmından ayrılıp bir girdap oluşumuna yol açtığı da görülmektedir.



Şekil 6.9 : Referans fanların tasarım debilerinde veterin ortasında elde edilmiş eş eksenel hız eğrileri: (a)BF050. (b)BF035.

BF050 fanında görülmeyen bu girdabın nedeni ise, BF035 fanının tasarımı ile ilgilidir (Bölüm 3.4). Tasarım sırasında her iki fanın boyutsuz kanat yüksekliklerinde

C_p dağılımları aynı tutulmaya çalışılmıştır. Ancak BF035 fan kanadının kök kısmının yarıçapı diğerininkine göre daha küçük olduğu için bu bölümde çevresel hızların değerleri düşüktür. Fanın göbek bölümünün yukarı akıma bakan kısmı da küt bir geometriye sahip olduğu için bu iki etkiyle akış, yüzeyden ayrılmaya diğer fana göre daha müsait hale gelip fanın göbek yüzeyinden ayrılmıştır.



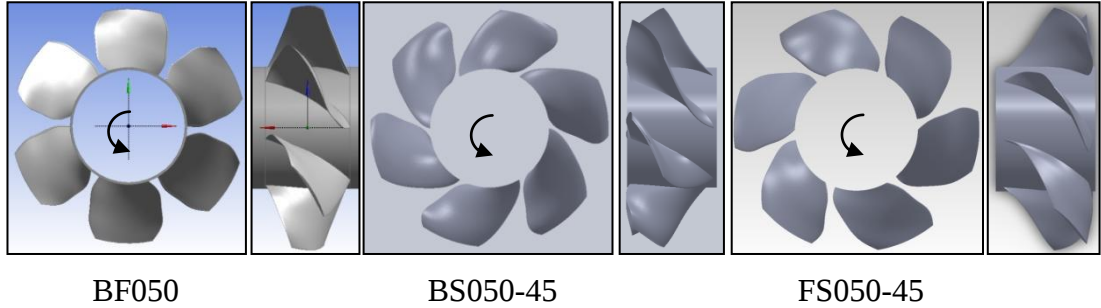
Şekil 6.10 : BF035 fanının tasarım debisinde elde edilmiş toplam basınç artış katsayısının radyal yöndeki değişimi.

Şekil 6.10'da gösterilen, çevresel yönde ortalama alınarak elde edilmiş toplam basınç artış katsayısı dağılımı ise BF050'ninkinden farklıdır. BF050'de toplam basınç artış katsayısı radyal doğrultuda yaklaşık olarak düzgün yayılı iken, BF035'de kanat kökünden ucuna doğru artmaktadır. Bunun nedeni ise, BF035'in tasarımı sırasında, boyutsuz eksenel hız üzerinde, boyutsuz kanat yüksekliklerinde dağılımı aynı tutulan C_p 'nin tanımı ile ilgilidir. Aynı boyutsuz kanat yüksekliğine denk gelen pozisyonlarda, BF035'in yarıçapı BF050'ninkinden daha küçük olduğu için, çevresel hız (U) da daha düşüktür. Bunun neticesinde her iki fan kanatlarında aynı C_p dağılımını sağlamak ve akışın giriş koşullarını düzgün tutmak için, BF035 profillerinin yerleştirme açıları azaltılmıştır. Bu ise her iki fanda da eşit ve düzgün yayılı eksenel hız için (tasarım kriteri), fan çıkışındaki bağıl hızın değerinin küçülmesi demektir. C_p hesabında boyutsuzlaştırma bağıl hız (W) ile tanımlanan dinamik basınç ile yapıldığı için, aynı C_p değeri için bağıl hız (W) azalınca, çıkış basıncı da azalmaktadır. Her iki fanın dış çapları aynı olduğu için kanat ucunda toplam basınç artış katsayıları aynı kalırken, kanat köküne doğru bu değer BF035'te azalan bir eğri çizmiştir. BF035'in toplam basınç artışının BF050'ninkinden düşük olmasının nedeni de budur.

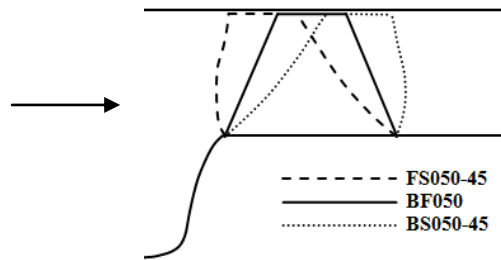
7. KAYDIRMANIN (SWEEP) İNCELENMESİ

7.1 Kanat Profillerine Kaydırmanın Uygulanması

Çalışmanın bu bölümünde, kanat profillerinin ağırlık merkezleri radyal bir doğru üzerinde dizilerek oluşturulmuş olan fan kanadı (referans fanların kanatları), profillerin dizildiği doğrunun radyal doğrultu ile kaydırma açısı yapacak şekilde eğilmesiyle tekrar şekillendirilmiştir. Profillerin dizildiği yeni doğru yine profillerin ağırlık merkezlerinden geçmektedir. Fakat bu doğru, radyal doğrultu ile kaydırma açısı yapmaktadır. Öne doğru ve arkaya doğru yönlerde (Forward ve backward sweep) 30° ve 45° kaydırma açısı uygulanarak dört adet kaydırma uygulanmış fan tasarlanmıştır. Yeni profil dizilme doğrusu yaratılırken profiller sadece iki boyutlu Θ -z düzleminde kaydırılmış, profillerin diğer geometrik özellikleri (yerleştirme açısı, veter uzunluğu, kamburluk...) değişikliğe uğratılmamıştır. 45° öne doğru (FS050-45) ve 45° arkaya doğru kaydırmaya (BS050-45) sahip fanların katı model görüntüleri Şekil 7.1'de, meridyenel düzlemdeki görüntüleri ise Şekil 7.2'de gösterilmektedir.



Şekil 7.1 : Referans fanın ve kaydırma uygulanmış fanların katı model görüntüleri.



Şekil 7.2 : Referans fanın ve kaydırma uygulanmış fanların meridyenel düzlemdeki görüntüleri.

Kanada uygulanan kaydırmanın, aerodinamik verime ve fanın kararlı çalışma bölgesinin genişliğine etkisi tezin literatür özeti bölümünde açıklanmıştır. Bu etkileri incelemek amacıyla, ilk olarak fanın performans karakteristikleri ($\Psi - \Phi$ ve $\eta - \Phi$ değişimleri) HAD yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır.

7.1.1 Kaydırmanın performans karakteristiklerine etkileri

Referans fanın (BF050), 30° (FS050-30) ve 45° öne doğru kaydırma (FS050-45)'ya sahip fanların toplam basınç artış katsayılarının (Ψ) ve aerodinamik verimlerinin (η) debi sayısı (Φ) ile değişimleri Şekil 7.3a'da, arkaya doğru kaydırmaya sahip fanların (BS050-30 ve BS050-45) benzer grafikleri ise Şekil 7.3b'de görülmektedir.

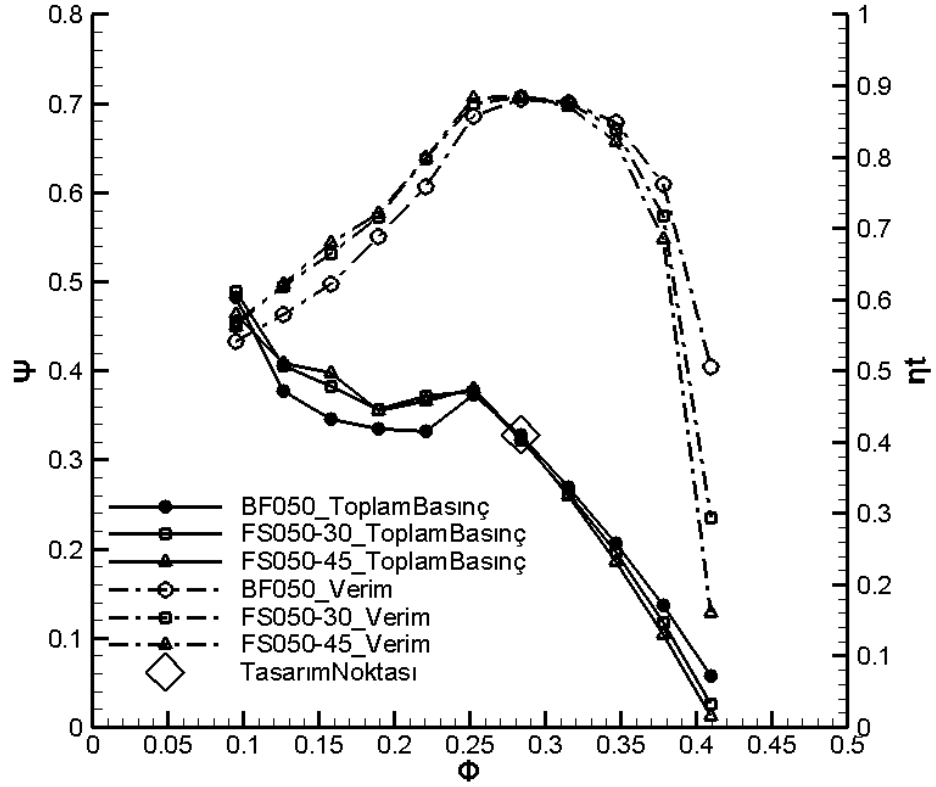
Şekil 7.3'te görüldüğü gibi ne öne doğru ne de arkaya doğru kaydırma durumunda tasarım debisinde ($\Phi_d = 0,28$) verim artışı gözlenmiştir. Aynı zamanda, fanın kararlı çalışma bölgesi içerisindeki toplam basıncın en yüksek olduğu debi sayısında da değişim olmamıştır. Bu bilgiler ışığında, bu çalışmada BF050 referans fanının tasarım debisinde, kaydırmanın, fanın verimine ve kararlı çalışma bölgesinin genişliğine etkisinin ihmal edilebilir mertebede olduğu söylenebilir.

Bu sonuçlar, literatürde yer alan, fanın kararlı çalışma bölgesinin kaydırma etkisiyle arttığını gösteren çalışmalardan farklıdır. Literatürde bu konuda çalışılmış üç fana ait bilgiler (göbek-uç oranı, tasarım debi katsayısı, tasarım toplam basınç katsayısı) Çizelge 7.1'de yer almaktadır.

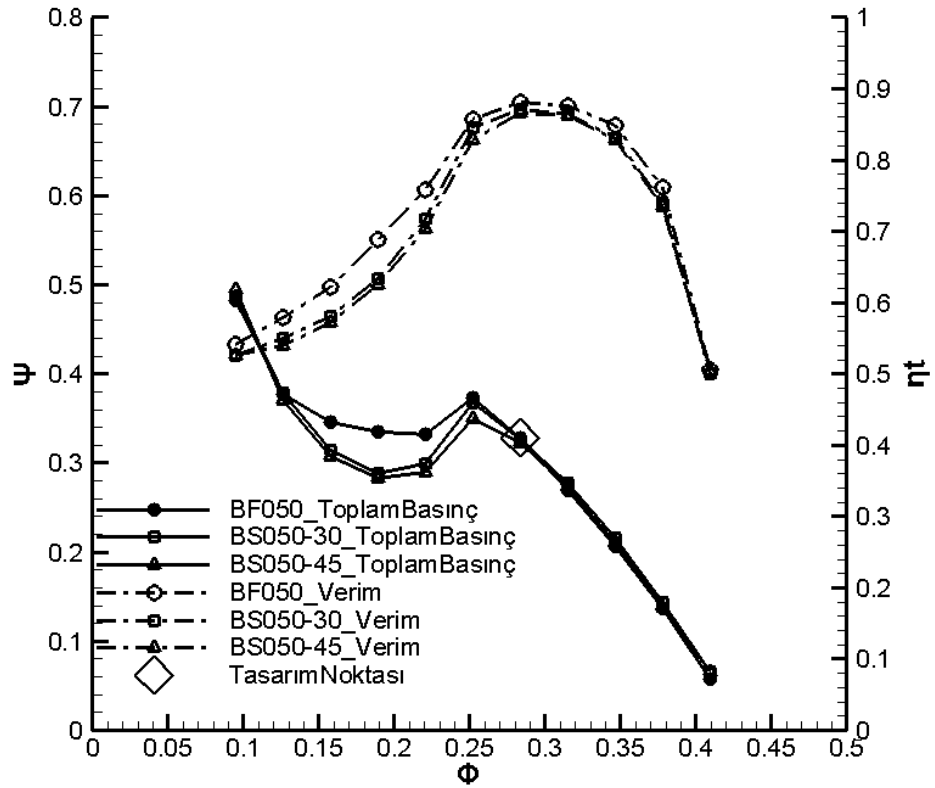
Çizelge 7.1 : Literatürde bulunan ve üzerinde kaydırma çalışmaları yapılmış fanların tasarım parametreleri.

	Göbek/uç oranı	Φ_d	Ψ_d
Vad ve diğ. [53]	0.50	0.388	0.298
S-J Seo ve diğ. [26]	0.52	0.41	0.3
Corsini ve diğ. [57]	0.68	0.5	0.7
İlikan ve diğ.	0.50	0.28	0.32

Corsini ve diğ. [57], sabit kalınlığa sahip, kamburluk eğrisi bir yay parçasından oluşan profilleri olan fan kanatlarına öne doğru kaydırma uygulamış, bunun sonucunda ise fanın performans eğrisinin kararlı çalışma bölgesinin tepe noktasının daha düşük debilere doğru kaydığını gözlemlemiştir.



(a)



(b)

Şekil 7.3 : (a)Öne doğru ve (b)arkaya doğru kaydırma uygulanmış fan rotorlarının HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri.

Yeni durumda, en yüksek verimin elde edildiği debi değeri de değişmiştir. Bu tezde ve diğer çalışmalarda böyle bir duruma rastlanmamıştır (S-J Seo ve diğ., Vad ve diğ., İlikan ve diğ.). Ancak Corsini'nin bu çalışmasında, en yüksek verimin elde edildiği debi değerinin değişimine rağmen, verimin sayısal değeri değişmemiştir. Ayrıca, kararlı çalışma bölgesinin tepe noktası düşük debilere kaymasına rağmen, toplam basınç artışının sıfıra düştüğü çalışma noktası da düşük debilere kaydığı için fanın kararlı çalışma aralığının genişliği değişmemiştir. Vad ve diğ. [53] öne doğru ve arkaya doğru kaydırma uygulanmış fanlar üzerindeki deneysel çalışmalarını bir su tüneline gerçekleştirmiştir. Kaydırmanın, en yüksek verimin sağlandığı debi değerinin üzerinde etkisi olmadığını gözlemlemiştir. Ayrıca öne doğru ya da arkaya doğru kaydırmanın, tasarım debisinde verimin değerini düşürmediğini ancak fanın toplam basınç artış katsayısının düşüşüne neden olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, öne doğru kaydırmanın fanın çalışma aralığının genişlemesine, arkaya doğru kaydırmanın ise daralmasına neden olduğunu görmüşlerdir.

S-J Seo ve diğ. [26], aerodinamik bakımdan optimize edilmiş, ortalama yarıçapta arkaya, kanat ucu bölgesinde ise öne doğru kaydırma uygulanmış bir fan üzerinde HAD hesaplamaları gerçekleştirmiştir. Referans fanlarına göre, boyutsuz statik basınç artışı sayısında düşüş, aerodinamik verimde ise ihmal edilebilir bir artış gözlemlemiştir. Toplam basınç artış katsayısının fanın kararlı çalışma bölgesindeki en yüksek değere ulaştığı debinin daha düşük değerlere kayması sayesinde fanın çalışma aralığının arttığını belirtmiştir.

Bu çalışmada ise, tasarım dışı çalışma koşulları incelendiğinde, 0,50 göbek/kanat ucu oranına sahip fana öne doğru kaydırma uygulanması durumunda, toplam basınç artış katsayısının yüksek debilerde azalıp düşük debilerde arttığı gözlenmiştir (Şekil 7.3a). Diğer yandan, arkaya doğru kaydırma uygulaması durumunda, toplam basınç artış katsayısı ve verim yüksek debilerde değişmemiştir (Şekil 7.3b). Düşük debilerde ise her iki parametrede de düşüş gözlenmiştir.

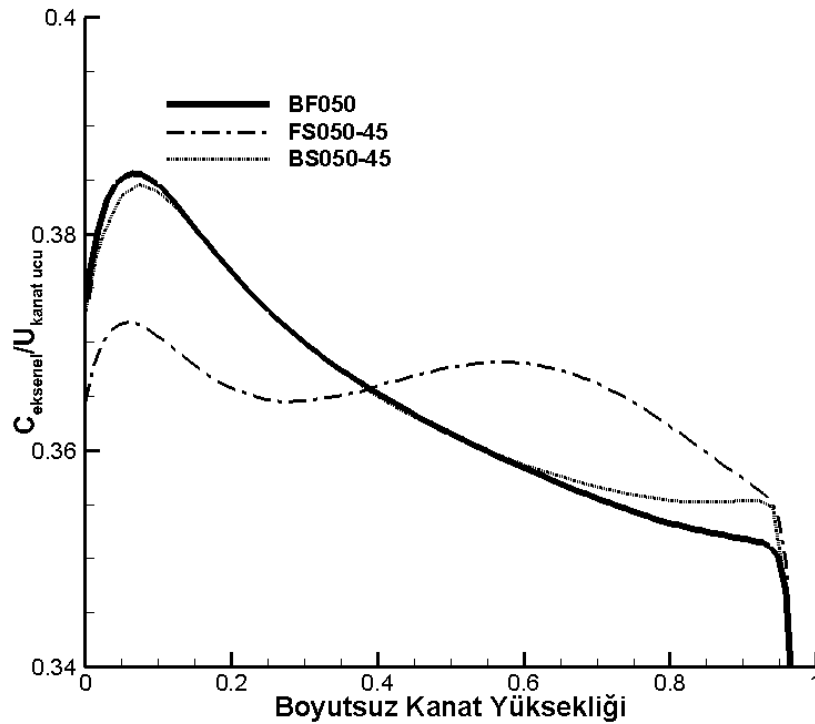
Kaydırmanın fan performansına yukarıda bahsedilen etkileri, fan girişindeki, fanın kanatları arasındaki ve fan çıkışındaki akış yapısı incelenerek detaylı bir şekilde açıklanabilir.

7.1.2 Kaydırma etkisiyle fan girişindeki akış alanının değişimi

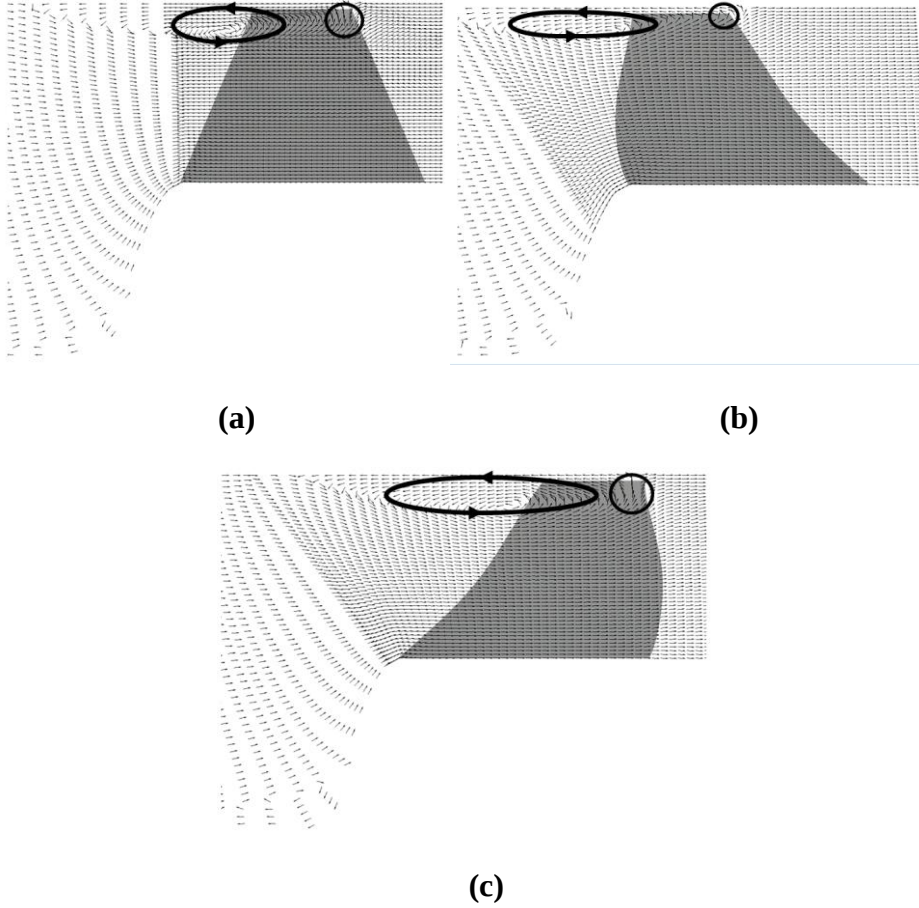
Şekil 7.4'te fanın girişinde, tasarım debisinde, HAD hesaplamaları ile elde edilmiş, çevresel ortalaması alınmış aksenal hızın radyal yöndeki değişimi boyutsuz bir biçimde gösterilmektedir. Referans fanın (BF050) ve arkaya doğru kaydırmaya sahip fanın (BS050-45) aksenal hız dağılımlarının benzer olduğu söylenebilir. Bunun nedeninin BF050'nin ve BS050-45'in hücum kenarlarının benzer geometriye sahip olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Zira her iki fanın hücum kenarları aşağı akıma doğru eğimlidir (Şekil 7.2).

Diğer yandan, öne doğru kaydırma, tasarım debisinde kanadın üst kısımlarında aksenal hızın artmasına, alt kısımlarında ise süreklilik gereği azalmasına neden olmaktadır. Öne doğru kaydırmaya sahip fanın giriş bölümündeki aksenal hız dağılımının bu yeni hali hücum açısının değişimine neden olmaktadır. Bu değişimin etkileri ise ileriki alt bölümlerde anlatılacaktır. Ayrıca, hesaplamalar tasarım debisinde, üç konfigürasyonda da, akışın girişte ön dönmesiz olduğunu göstermiştir.

Diğer bir önemli unsur ise, kanat ucu girdabının fan girişindeki akış koşullarını düşük debide nasıl etkilediği ile ilgilidir. Bu etki, çevresel yönde ortalama alınmış hız vektörlerinin meridyonel yüzey üzerine iz düşürüldüğü Şekil 7.5'te görülebilir.



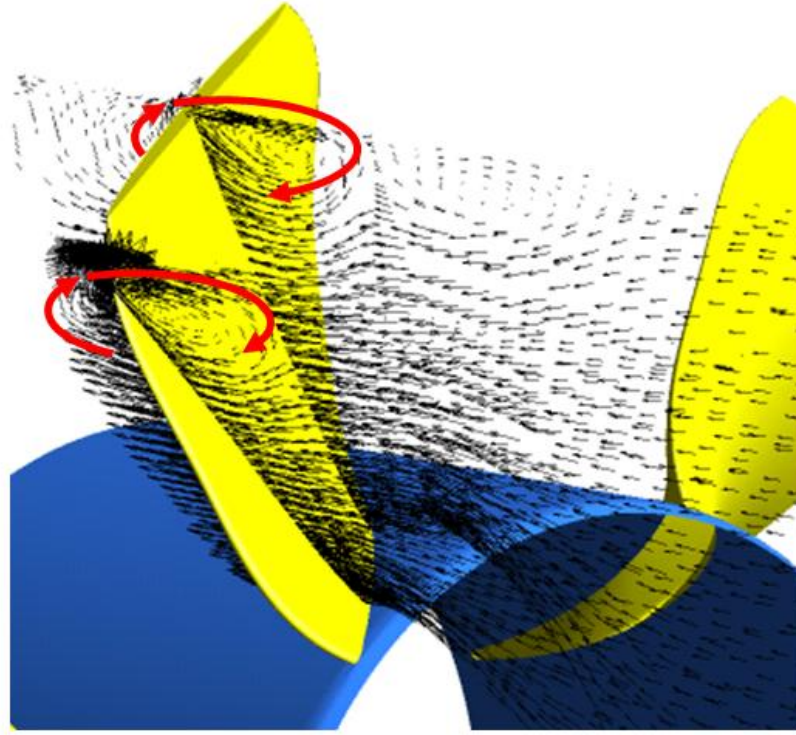
Şekil 7.4 : Tasarım debisinde fan girişindeki aksenal hız dağılımları (0,50 göbek/uç oranı).



Şekil 7.5 : Düşük debide ($\Phi = 0,16$) meridiyenel hız vektörleri: (a) BF050. (b)FS050-45. (c) BS050-45.

Kanat ucunda, kapladığı hacim ihmal edilemeyecek bir büyüklükte olan bir girdap oluşmakta ve akış kanat yüksekliğinin %20 kadarını etkilemektedir. Bu durum ise akışın bu bölgeden geçmesine engel olmaktadır. Eksenel hızın bu bölümde azalması, bu yarıçaplardaki kısmi türbomakinaların düşük yarıçaplardakine göre daha düşük debide çalışmasına neden olmaktadır. Kanat ucu bölgesinde, profillerin kanat giriş açıları, akış açıları ile uyuşmamakta ve akış ayrılmasına neden olmaktadır. Akış ayrılması ve fanın ön kısmında yer alan sirkülasyon bölgesi Şekil 7.5'te görülmektedir.

Şekil 7.6'da görüldüğü gibi, yüksek hücum açısı ve kanat ucu girdabı nedeniyle kanadın ön-üst kısmında hücum kenarı girdabı diye adlandırılabilen yeni bir girdap oluşmaktadır. Bu girdap, aslında kanat ucu girdabının, kanadın üst kısmında, hücum kenarına yakın bölgesine kadar genişlemiş halidir. Kanadın üst kısmından akışın geçememesi nedeniyle ise, baskın akış kanadın daha alt kısımlarından daha yüksek eksenel hız ile geçmektedir. Bu nedenle kanadın alt kısmı sanki tasarım debisinde gibi çalışmaktadır.



Şekil 7.6 : BF050'ye ait hücum kenarı ve kanat ucu girdapları.

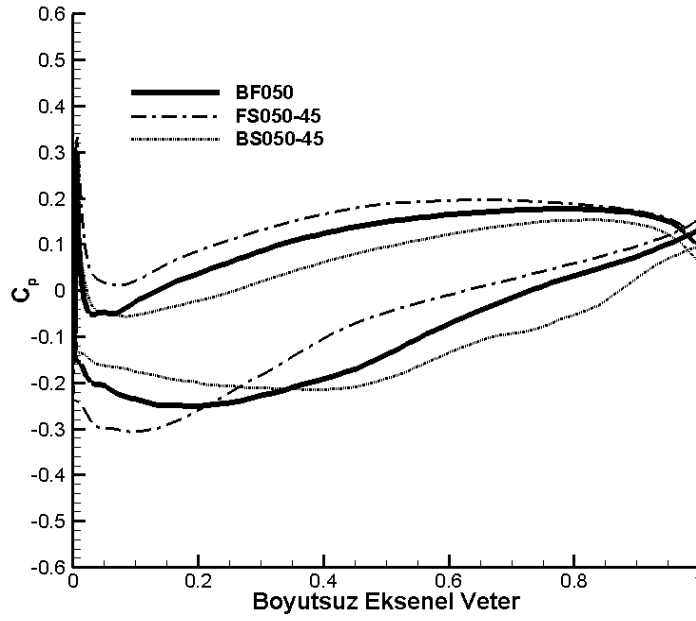
7.1.3 Kaydırmanın kanatlar arasındaki akışa etkisi

Şekil 7.7-7.9'da üç fan konfigürasyonu için, HAD hesaplamaları ile tasarım debisinde elde edilmiş, kanat yüzeylerindeki basınç dağılımları sırasıyla kanat kökü, ortalama yarıçap ve kanat ucu bölgelerinde boyutsuz şekilde çizilmiştir. Basınç katsayısı (C_P) ise aşağıdaki formül (Denklem 7.1) ile tanımlanmıştır:

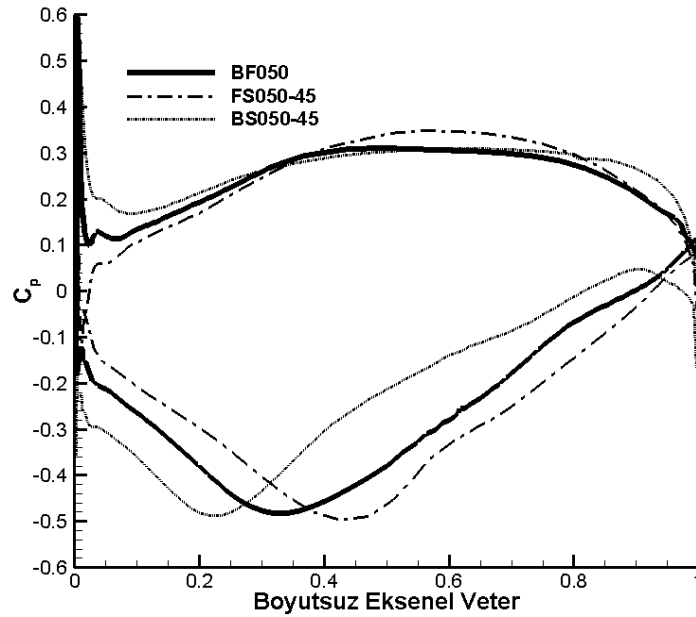
$$C_P = \frac{P - \bar{P}_{giriş}}{\frac{1}{2} \rho U_{kanat\ ucu}^2} \quad (7.1)$$

Arkaya doğru ve öne doğru kaydırmanın hücum açısına ve buna bağlı olarak kanat yüzeyleri üzerindeki basınç dağılımına etkileri birbirlerinin tam tersi şeklinde görülmektedir. Öne doğru kaydırma kanat kökünde aerodinamik yükü arttırmakta (Euler İşi artışı), arkaya doğru kaydırma ise azaltmaktadır (Şekil 7.7). Bunlara ek olarak, kanat kökü bölgesinde, profil üzerinde aerodinamik yükün en fazla olduğu aksenal pozisyon, öne doğru kaydırma durumunda hücum kenarına, arkaya doğru kaydırma durumunda ise firar kenarına doğru yaklaşmaktadır. Bu kayma sonucunda, öne doğru kaydırma durumunda, kanat köküne yakın bölgelerde, basıncın emme yüzeyinde en düşük olduğu nokta ile aynı yüzeyde veterin ortalarına denk gelen nokta arasındaki basınç gradyeni çok yüksek bir değer almış ve akışın ayrılmasına

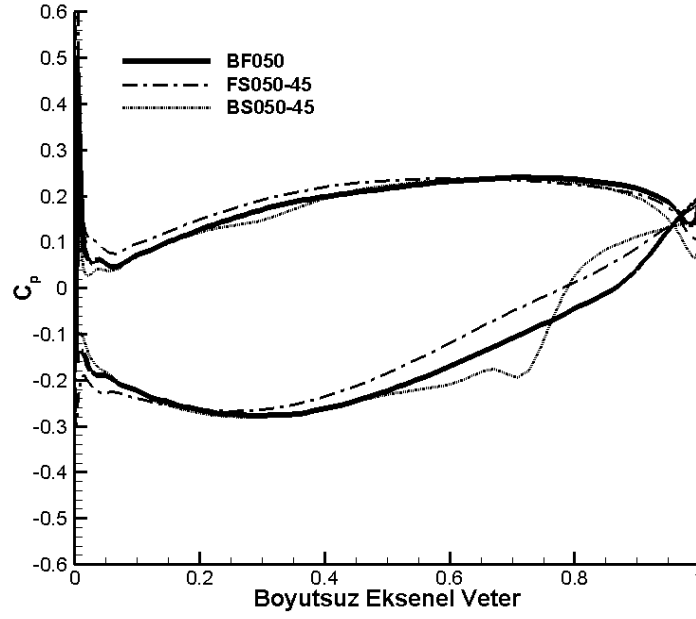
neden olmuştur. Diğer yandan, kanat ucu bölgesinde tam tersi etkiler görülmektedir (Şekil 7.8). Emme yüzeyindeki basıncın en düşük olduğu nokta, öne doğru kaydırma durumunda aşağı akıma doğru, arkaya doğru kaydırma durumunda ise yukarı akıma doğru kaymıştır. Ortalama yarıçap bölgesinde ise arkaya doğru ve öne doğru kaydırmanın etkileri tam olarak belirgin değildir (Şekil 7.9). Ancak arkaya doğru kaydırma durumunda, emme kenarının aşağı akıma yakın bölümlerinde ciddi bir akış ayrılması gözlenmiştir.



Şekil 7.7 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (kanat yüksekliğinin %10'u - göbeğe yakın-).



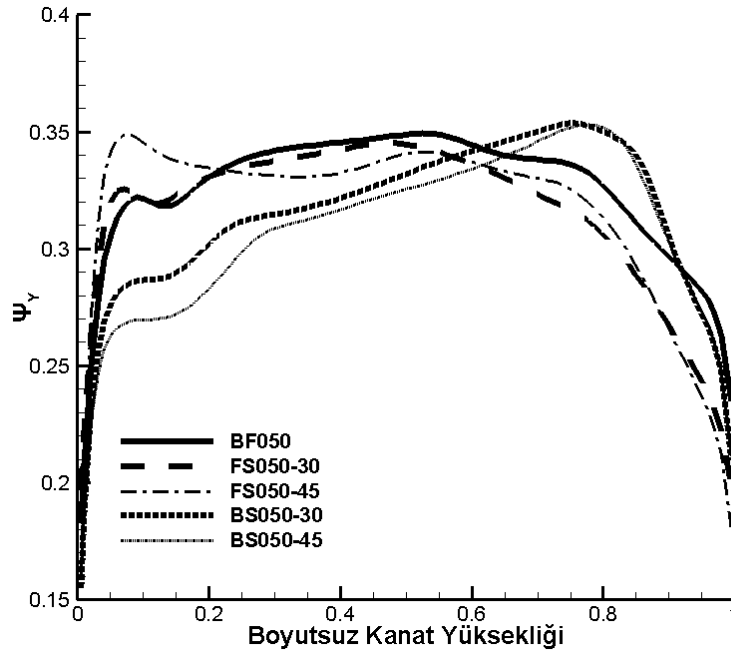
Şekil 7.8 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (kanat yüksekliğinin %90'ı - kanat ucuna yakın-).



Şekil 7.9 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (ortalama yarıçap).

7.1.4 Göbek-uç doğrultusundaki toplam basınç artışı değişimleri

Üç farklı fanın (BF050, FS050-45, BS050-45) tasarım debisinde, çevresel ortalama alınmış toplam basınç artış katsayılarının kanat yüksekliği boyunca değişimleri, Şekil 7.10'da görülmektedir.



Şekil 7.10 : Yerel toplam basınç artış katsayısı (tasarım debisi $-\Phi_d = 0,28$).

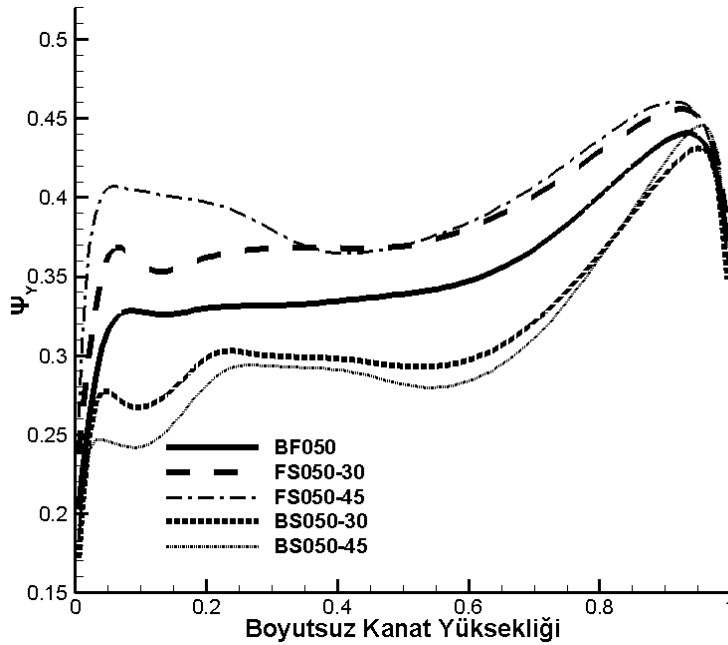
Sabit kanat yüksekliği (sabit yarıçap) için hesaplanmış, yerel, boyutsuz toplam basınç artış katsayısının tanımı Denklem 7.2'de gösterilmektedir. Bu denklemdeki

$\bar{P}_{t_{\text{çıkış}}}$ terimi, rotor çıkışında, sabit kanat yüksekliğinde, toplam basıncın çevresel yönde kütle ağırlıklı ortalamasının alınmasıyla elde edilmiştir. $\bar{P}_{t_{\text{giriş}}}$ değeri ise rotor girişinde, toplam basıncın tüm kesit üzerinde kütle ağırlıklı ortalaması alınarak elde edilmiştir.

$$\psi_Y = (\bar{P}_{t_{\text{çıkış}}} - \bar{P}_{t_{\text{giriş}}}) / (\frac{1}{2} \rho U_{\text{kanat ucu}}^2) \quad (7.2)$$

Toplam basıncın kanat yüksekliği boyunca dağılımı kaydırma etkisiyle değişmiştir. Kanat göbeği ve kanal çeperi gibi kanadı sınırlayan kısımlarda öne doğru ve arkaya doğru kaydırmanın birbirine zıt etkileri görülmektedir. Kanat ucunda, Euler işinde, öne doğru kaydırma azalmaya, arkaya doğru kaydırma ise artışa neden olmaktadır. Göbek bölgesinde ise bu etkiler kanat ucunun tam tersi şeklinde seyretmektedir. Bu sonuçlar, literatürde bahsedilen, öne doğru kaydırmanın, kanat ucunda aerodinamik yükü azaltıcı, kanat göbeğinde ise arttırıcı etkileri ile uyum halindedir [40]. Ancak eğrilerin altında kalan alanların büyüklüğü değişmediği için kütle ağırlıklı ortalamalar alınarak hesap yapıldığında, toplam basınç artışı katsayıları her üç fan için yaklaşık olarak aynı kalmaktadır.

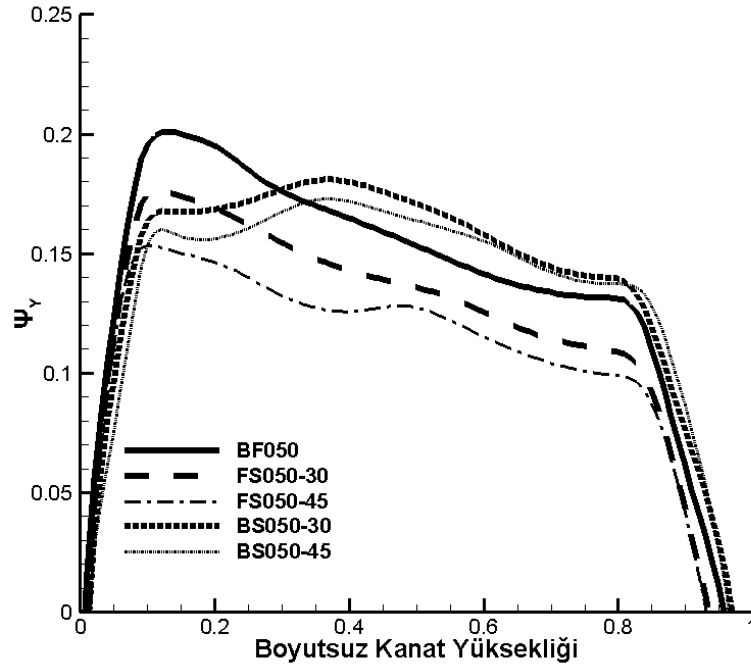
Şekil 7.11'de ise kanat yüksekliği boyunca elde edilmiş toplam basınç artışı dağılımı düşük debi için gösterilmektedir.



Şekil 7.11 : Yerel toplam basınç artışı katsayısı (düşük debi - $\Phi = 0,16$ -).

Öne doğru kaydırmanın toplam basınç artışını arttırıcı, arkaya doğru kaydırmanın ise azaltıcı etkisi bütün kanat yüksekliği boyunca görülmektedir.

Yüksek debi için elde edilen Şekil 7.12 ise, referans fan kanadının kök bölgesinde bulunan yüksek toplam basınç artışının, hem öne doğru hem de arkaya doğru kaydırma etkisiyle azaldığını göstermektedir. Daha yüksek yarıçaplarda, bu değer tıpkı tasarım debisinde olduğu gibi, arkaya doğru kaydırma etkisiyle artmış, öne doğru kaydırma etkisiyle ise azalmıştır.

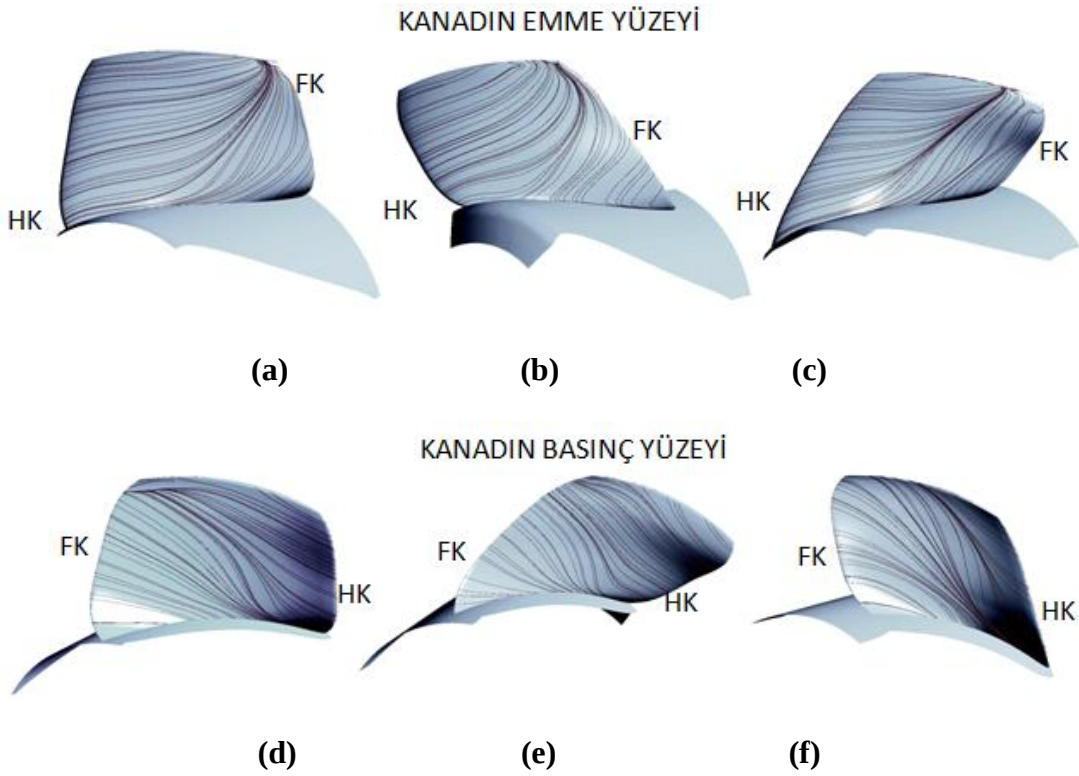


Şekil 7.12 : Yerel toplam basınç artış katsayısı (yüksek debi - $\Phi = 0,38$ -).

7.1.5 Kanat yüzeyleri üzerindeki sınır tabaka içerisindeki akış ve kanat ucu kaçakları

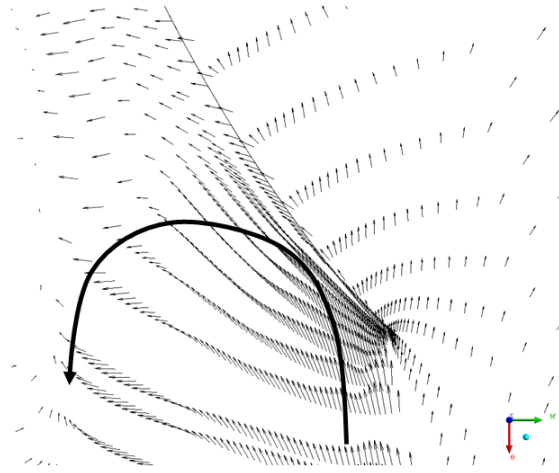
Vad tarafından da belirtildiği gibi [110], eksenel fanlarda, basınç gradyeni ile merkezkaç kuvvetler arasında oluşan dengesizlik sonucunda, emme kenarı sınır tabakası içerisindeki düşük enerjili akışkan, kanadın uç kısmına doğru yol alır. Düşük enerjiye sahip bu akışkan kanat ucu kayıplarını arttırabilir ve kanat ucunun stola girmesine neden olabilir [2, 40]. Literatürde, öne doğru kaydırmanın, merkezkaç kuvvetlerin sınır tabaka üzerindeki etkisini azaltarak kanat ucu basınç kayıplarını azaltabileceği belirtilmiştir [40]. Kanadın üst bölümünün yukarı akım tarafına doğru kaymasıyla, düşük enerjili akışkanın, kanat ucunun bölgesinin aşağı akım tarafına yakın bölgesinde toplanarak, bu bölgedeki profilin daha küçük bir

bölgesini etkilemesi öne doğru kaydırmanın başka bir faydası olarak belirtilmiştir [110]. Bu değişimin kanat ucu girdabı üzerinde etkisi olabileceği düşünülerek, tasarım debisi için, kanadın emme ve basınç yüzeyleri üzerindeki akış yörüngeleri çizilmiştir (Şekil 7.13). Kanat yüzeyleri üzerinde kaymama koşulu uygulanmasına rağmen, yörüngeler, HAD programının "conservatif" seçeneği sayesinde çizdirilebilmiştir. Bu seçenekte, bir kenarı kanat yüzeyinde olan, kanat yüzeyine en yakın kontrol hacmi üzerinde temel denklemlerin çözülmesi sonucu kontrol hacmi yüzeylerinde elde edilen değerler kullanılır. Bu durumda, akış yörüngeleri, kanada uygulanan sıfır hız (bağıl hız) ile değil, bu yüzeylerde sonlu hacimler yöntemi ile hesaplanan hızlar ile çizilir.

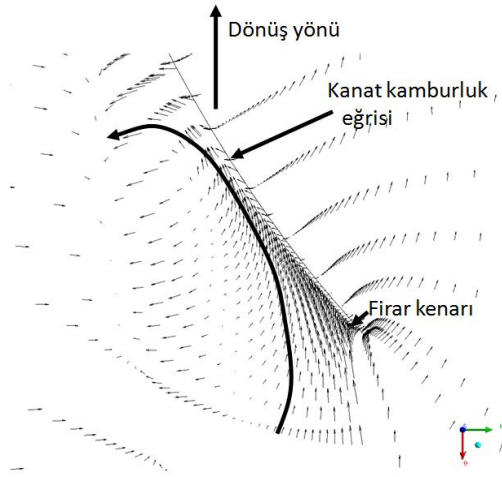


Şekil 7.13 : Tasarım debisinde kanat yüzeyleri üzerinde akış yörüngeleri: (a)BF050. (b)FS050-45. (c)BS050-45. (d)BF050. (e)FS050-45. (f)BS050-45.

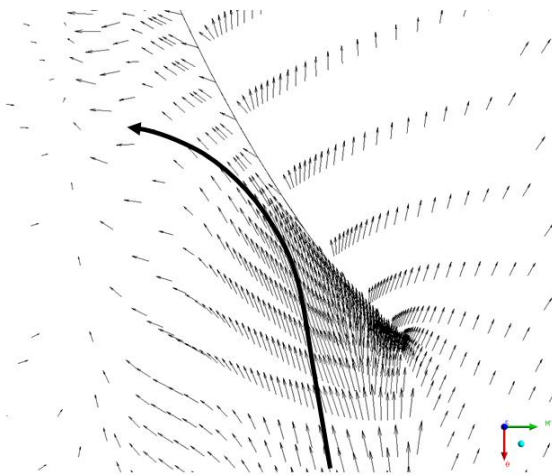
Şekil 7.13'te görüldüğü gibi, basınç yüzeyleri üzerindeki akış yörüngeleri, kanat uç bölgesinde toplanmamakta, fakat emme kenarı sınır tabakasındaki düşük enerjili akışkan kanat ucunun bir kısmını kaplamaktadır. Literatürde de belirtildiği gibi, öne doğru kaydırma durumunda, akış yörüngeleri kanat ucunda, firar kenarına daha yakın bir bölgede toplanmakta, arkaya doğru kaydırma durumunda ise, kanadın bu bölgesinde hücum kenarına yaklaşmaktadır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 7.14 : Tasarım debisi için kanat ucu boşluğu bölgesindeki hız vektörleri:
(a)BF050. (b)FS050-45. (c)BS050-45.

Ayrıca Şekil 7.14'te, kanat ucu boşluğundaki bir bölgede kanatlar arası silindirik (blade-to-blade) yüzeyde, firar kenarına yakın bölgede çizilen hız vektörleri ve kanat ucu kaçak akışı görülmektedir. Basınç yüzeyinden emme yüzeyine kaçış bölgesindeki hız vektörlerinin büyüklükleri, Şekil 7.13'te akış yörüngeleri ile gösterilen düşük enerjili kanat ucu bölgesi ile uyum içindedir.

Şekil 7.14'te, akışkanın basınç yüzeyinden emme yüzeyine doğru kaçtığı bölgenin uzunluğu, öne doğru kaydırma durumu için (Şekil 7.14b) azalmış ve hareket firar kenarına yakın bölgelerde tersine dönmüştür. Literatürde belirtilen, öne doğru kaydırma sayesinde kanat ucu basınç kayıplarında görülen azalma, düşük enerjili akışkanın kanat ucu girdabının yapısını değiştirmesiyle ilişkilendirilebilir. Yine de, bu çalışmada, bahsedilen olumlu etkilerin fanın genel performansını iyileştirmesi tasarım debisinde gözlenmemiştir.

7.1.6 Kaydırma (sweep) uygulamasının etkilerinin özetlenmesi

0,50 göbek/uç oranına sahip referans fana kaydırma uygulanması durumunda elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

-Tasarım debisinde ne öne doğru ne de arkaya doğru kaydırmanın toplam basınç artış katsayısı ve verim üzerinde etkisi olmadığı gözlenmiştir.

-Fanın kararlı çalışma bölgesinde genişleme gözlenmemiştir.

-Kaydırma, fanın girişinde, aksenal hızın radyal yöndeki dağılımını değiştirmektedir. Bunun sonucunda ise bütün kanat boyunca hücum açısı ve kanat profillerinin aerodinamik yük dağılımları değişmektedir.

-Tasarım debisinde öne doğru kaydırmanın kanat ucunda aerodinamik yükü azalttığı, kanat kökünde ise arttırdığı tespit edilmiştir. Arkaya doğru kaydırmanın etkisi ise öne doğru kaydırmanın etkisinin tam tersidir. Her iki durumda da kanat kökü ve kanat ucunda birbirine zıt etkiler oluşması nedeniyle kanadın tamamının yaptığı iş yaklaşık olarak referans fanınki ile aynı kalmaktadır.

-Kaydırma, kanat ucu girdabını etkilediği için ikincil akışların kontrolünde kullanılabilir. Ancak öne doğru kaydırma durumunda kanat ucu bölgesinde elde edilen olumlu etki, bu çalışmada, fanın tasarım debisindeki genel performansını etkilememiştir.

-Tasarım debisinde, arkaya doğru kaydırma durumunda, kanadın emme kenarında ciddi bir akış ayrılması gözlenmiştir. Ancak fanın genel performansını etkilememiştir.

-Tasarım dışı debilerde kaydırma, kanatlar arasındaki akış yapısını, dolayısıyla fan performansını etkilemektedir.

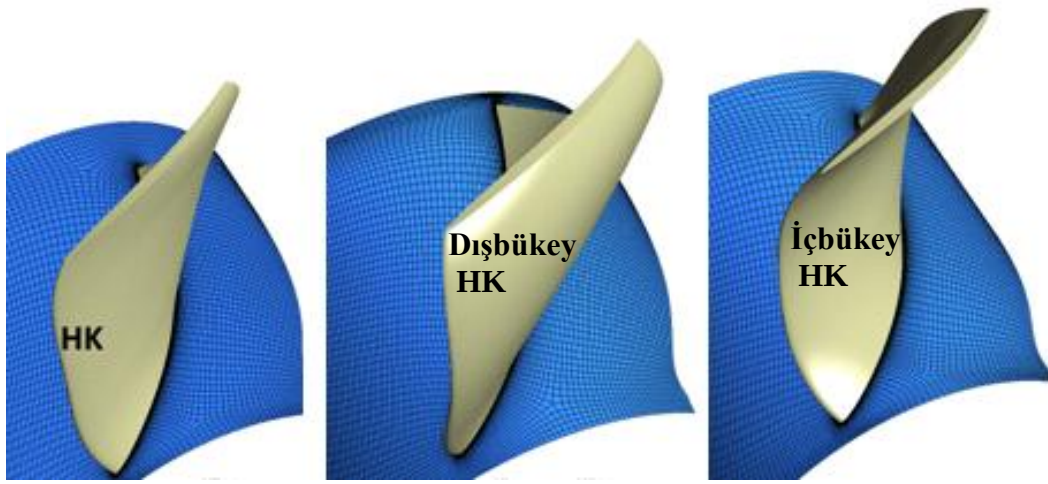
7.2 Hücüm Kenarı Kaydırması

Kaydırma uygulanırken, yalnızca kanat profillerinin ağırlık merkezlerinden geçen eğrinin sabit bir açı ile eğilmesi tek seçenek değildir. Kanadın hücüm kenarının ya da firar kenarının aldığı şekil bir doğru olabildiği gibi, bir eğri de olabilir. Örneğin bu çalışmanın ikinci aşamasında, referans fanın (BF050) kanat profilleri yeni bir hücüm kenarı şekli oluşturacak şekilde birleştirilmiş ve oluşan yeni geometrinin, tasarım debisinde, fan performansına etkileri araştırılmıştır. Çalışmada oluşturulan yeni kanatların veter, kamburluk ya da profillerin giriş çıkış açıları gibi diğer bütün özellikleri ise sabit tutulmuştur.



Şekil 7.15 : Hücüm kenarı kaydırması uygulanmış fanların r-z düzlemindeki (meridyenel düzlem) görünüşleri.

Şekil 7.15'te görüldüğü gibi, farklı hücüm kenarlarına sahip üç yeni fan oluşturulmuştur (BF050 dahil). Bu fanların kanatları, eksenel kaydırma (axial sweep) uygulanarak elde edilmiştir. Bunun sonucunda, hücüm kenarı kaydırması uygulanmış fan kanatları ortaya çıkmıştır. Bu fanların göbek ve kanat ucu profilleri, referans faninkiler (BF050) ile aynı yerde kalmış, ara profiller ise, r-z düzleminde, çeyrek çember şeklinde bir hücüm kenarı görünecek şekilde eksenel yönde kaydırılmıştır. Bu ise, her iki fanın profillerinin de kaydırma ve ötelemeyi beraber barındırması anlamına gelmektedir. Bu çeyrek çemberlerin biri içbükey, diğeri ise dışbükey şekillerdedir. Çalışmanın devamında, içbükey hücüm kenarlı fan "İçbükey HK'li fan", dışbükey hücüm kenarlı fan ise "Dışbükey HK'li fan" olarak adlandırılacaktır.



Şekil 7.16 : Hücum kenarı kaydırması uygulanmış fanların perspektif görünüşleri.

Şekil 7.16'da ise, yeni kanat profili pozisyonlarının kanadın üç boyutlu görünümünü nasıl değiştirdiği görülmektedir. Yapılan değişikliğin etkisiyle, Dışbükey HK'li fanın kanat ucu kısmı basma kenarına, İçbükey HK'li fanın kanat ucu kısmı ise emme kenarına doğru kavis almıştır. Bunun sonucunda literatür özetinde verilen kaydırma tanımlarına göre, Dışbükey HK'li fan kanadının kök ve uç kısımlarında negatif kaydırma, İçbükey HK'li fan kanadının kök ve uç kısımlarında ise pozitif kaydırma oluşmuştur.

Farklı hücum kenarı şekillerine sahip olan üç fanın, tasarım debisinde HAD hesaplamaları sonucunda elde edilen aerodinamik performansları ve akış yapıları bu bölümde incelenmiştir. İnceleme, toplam basınç artışı, kanat emme yüzeyi üzerindeki eş basınç eğrileri ve kanat yüzeylerindeki aerodinamik yük dağılımı üzerinde yapılmıştır.

7.2.1 Tasarım debisinde, hücum kenarı kaydırmasının fanın performansı üzerine etkileri

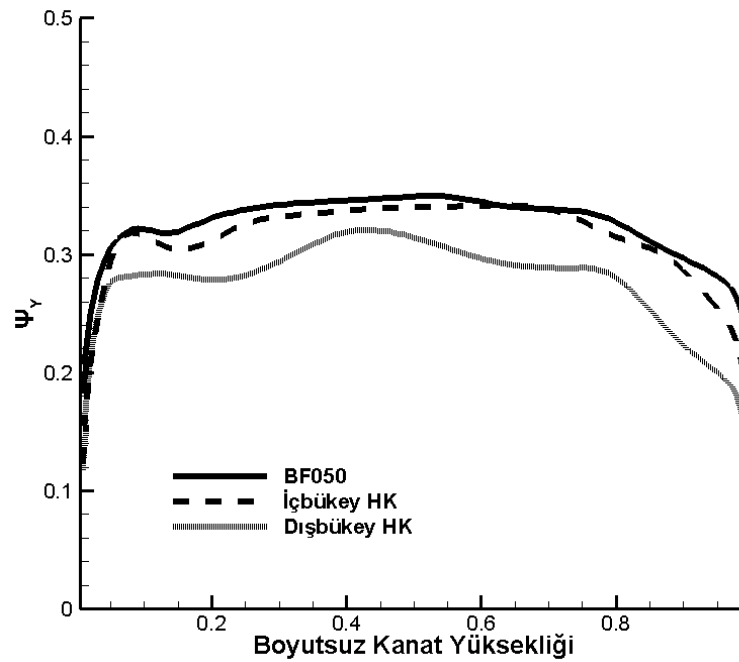
Yeni hücum kenarı tasarımı yapılırken, Θ -z düzleminde, profiller üzerinde momentumun teğetsel bileşenini etkileyecek bir geometri değişikliğine gidilmediği için, üç fanın performans değerleri arasında çok büyük bir değişiklik beklenmeyebilir. Ancak Çizelge 7.2'de gösterilen, tasarım debisinde elde edilmiş performans değerleri incelendiğinde farklılıklar görülebilmektedir. Özellikle dışbükey hücum kenarına sahip fanın toplam basınç artışında %12'lik bir düşüş görülmüştür. Buna mukabil aerodinamik verimi ise Referans fana göre %3 daha az hesaplanmıştır.

Çizelge 7.2 : Hücüm kenarı kaydırması sonucu elde edilmiş performans değerleri.

Konfigürasyon	Toplam Basınç	Mil	Aerodinamik
	Artışı [Pa]	Gücü [W]	Verim [-]
Referans fan (BF050)	66.68	37.07	0.881
Dışbükey HK	58.63	34.38	0.853
İçbükey HK	64.31	36.64	0.878

İçbükey hücüm kenarına sahip fanın toplam basınç artışı ise çok az düşmekle beraber aerodinamik verimi ise neredeyse değişmemiştir.

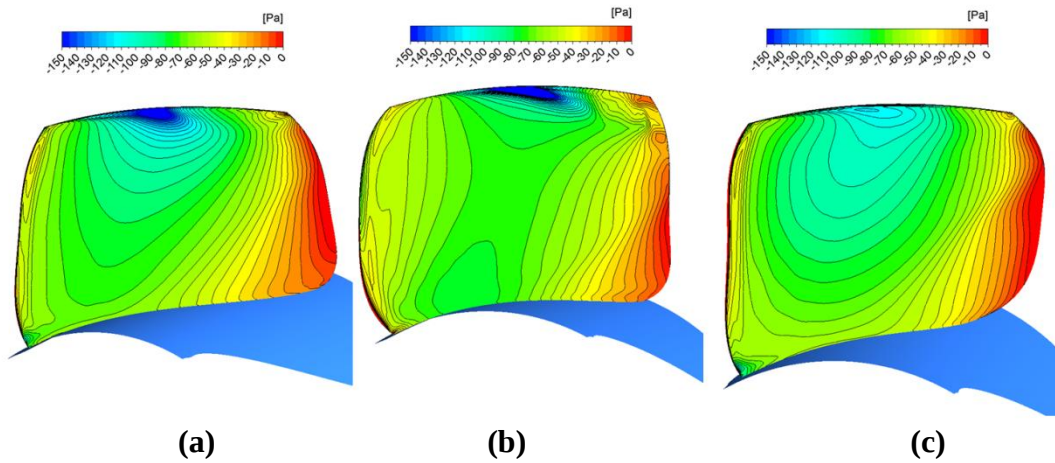
Şekil 7.17'de, yerel toplam basınç artış katsayısının kanat yüksekliği boyunca değişimi görülmektedir. Burada 0 değeri kanat köküne, 1 değeri ise kanat ucuna karşılık gelmektedir. Çizelge 7.2'de gösterilen performans değerlerine uygun şekilde, İçbükey HK'li fana ait eğrinin referans fanın eğrisine çok yakın bir biçimde, hemen altında seyrettiği görülmektedir. Dışbükey HK'li fanın referans fana göre %12'lik toplam basınç düşüşünün ise sadece belirli bir kanat bölgesindeki yeni akış koşulları sonucunda olmadığı, azalmanın kanat yüksekliğinin tamamı boyunca devam ettiği görülmektedir. Eğriler arasındaki farkın ise, kanat yüksekliği boyunca yaklaşık olarak aynı kaldığı söylenebilir.



Şekil 7.17 : Yerel toplam basınç artışı katsayısının kanat yüksekliği boyunca değişimi.

7.2.2 Kanat üzerindeki basınç dağılımı

Tasarım debisinde, HAD hesaplamaları sonucunda kanat emme yüzeyi üzerinde elde edilen basınç dağılımları, her üç konfigürasyon için Şekil 7.18'de görülmektedir. Eş basınç eğrilerinin üst kısmındaki düşük basınçlı dairesel bölge kanat ucu girdabının etkisiyle oluşmuştur. İçbükey HK'li fan durumunda bu girdabın etkisinin azaldığı, Dışbükey HK'li fanda ise kanadın uç kısmında veter doğrultusunda daha fazla yayıldığı görülmektedir. Zira, İçbükey HK'li fan kanadın uç kısmı pozitif kaydırmaya, başka bir deyişle, bu tezin bir önceki alt bölümünde çalışılan profillerin dizilme eğrisi üzerinde yapılan kaydırmalardan, öne doğru kaydırmaya sahiptir. Öne doğru kaydırma durumunda ise kanat ucu kayıplarının azaldığı, hem çalışmanın bu bölümünün ilk kısmında, hem de literatür özeti bölümünde anlatılan çalışmalarda gözlenmiştir. Ayrıca Dışbükey HK'li fanın firar kenarının üst bölgelerinde görülen çarpıklıkta, bu girdabın kanat üzerinde daha büyük bir bölgeyi etkilemesinin rolünün olması muhtemeldir.

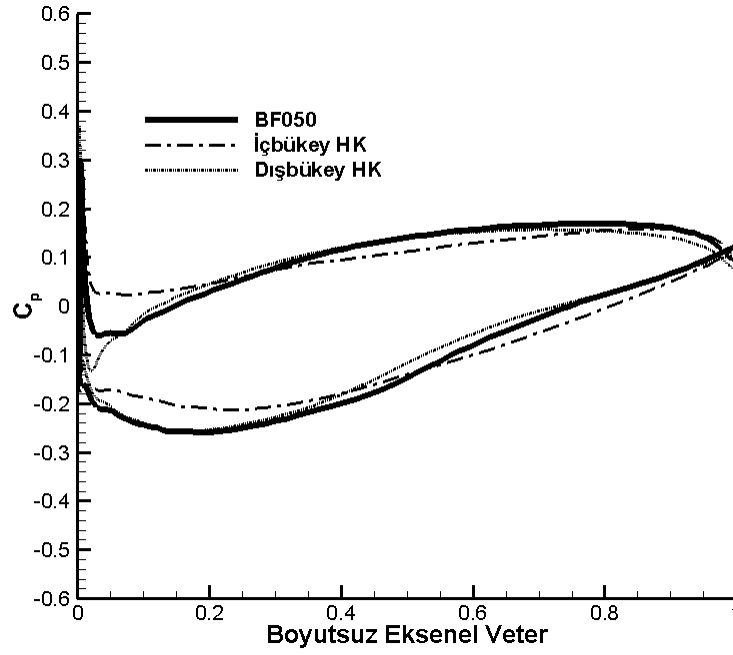


Şekil 7.18 : Tasarım debisinde kanat emme kenarı üzerindeki eş basınç eğrileri:
(a)Referans fan. (b)Dışbükey HK. (c)İçbükey HK.

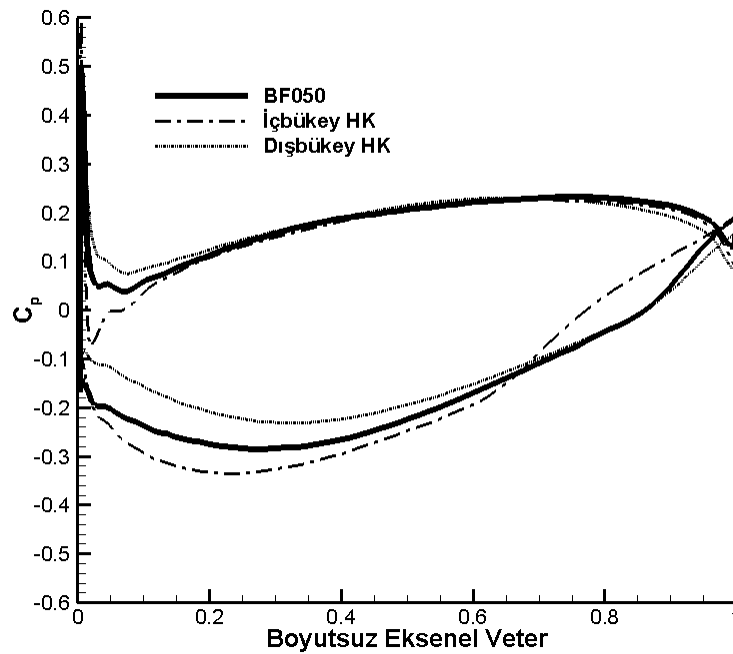
Şekil 7.19, 7.20 ve 7.21'de, kanat üzerindeki basınç dağılımları, sabit kanat yükseklikleri için boyutsuz olarak verilmiştir. Şekil 7.19 incelendiğinde, İçbükey HK'li fanın emme kenarı üzerindeki en düşük basıncın değerinin pozitif değerlere doğru arttığı, Dışbükey'de ise azalma eğiliminde olduğu görülmektedir. Ancak, Dışbükey HK'li fanın kanadının emme yüzeyindeki ters basınç gradyeninin değerinin artması, boyutsuz eksenel doğrultu 0,6'yı geçtikten sonra akış ayrılmasına yol açmıştır. Aynı durum referans fan için de geçerlidir. İçbükey HK'li fanda ise, hücum kenarından itibaren veter doğrultusunda daha düzgün yayılı bir aerodinamik yük

dağılımı elde edilmiş, bu ise kanadın arka kısmında oluşan akış ayrılmasını engellemiştir.

Kanadın tam ortasına gelindiğinde ise (Şekil 7.20), İçbükey HK'li fanın emme ve basma yüzeyleri arasındaki maksimum basınç farkı fazlaca artmış, bu ise kanadın eksenel doğrultusu üzerinde 0,7 değerinden sonra akış ayrılmasına yol açmıştır.



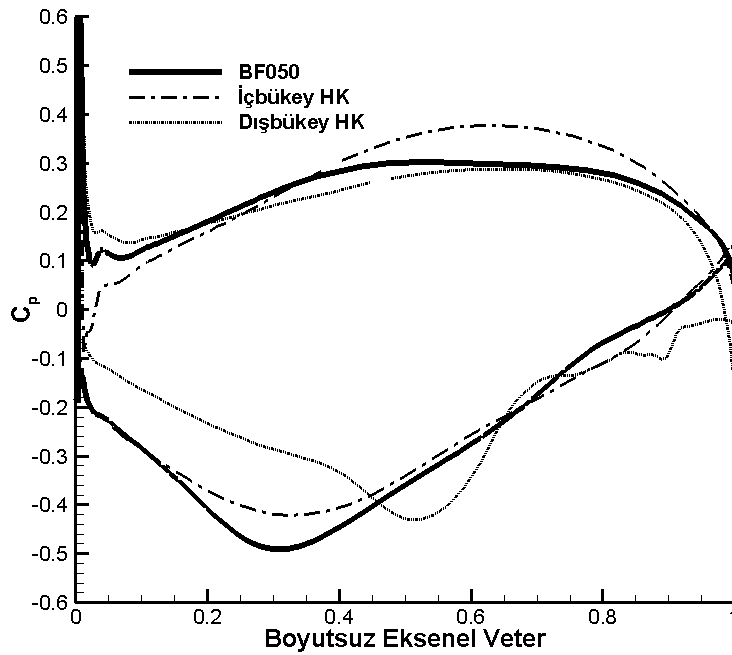
Şekil 7.19 : Kanat yüksekliğinin %10'unda kanat üzerindeki basınç dağılımları.



Şekil 7.20 : Kanat yüksekliğinin %50'sinde kanat üzerindeki basınç dağılımları.

Dışbükey HK'li fanda ise hücum kenarı aerodinamik yükü azalmış, bu sayede akış yönündeki basınç gradyeni azalarak İçbükey HK'li fanda görülen erken ayrılma gözlenmemiştir.

Şekil 7.21'de gösterilen, kanat yüksekliğinin %90'ında elde edilmiş basınç dağılımlarının incelenmesi sonucunda ise, İçbükey HK'li fanın diğer konfigürasyonlara göre aerodinamik açıdan daha düzgün bir basınç dağılımına sahip olduğu söylenebilir. İçbükey HK'li fan, daha önceki bölümlerde de anlatıldığı gibi, kanat ucu girdabının etkisini azaltarak, hücum kenarından veterin yaklaşık %30'u uzaklığında bulunan ani basınç düşüşünün olduğu bölümü sönümlemiş ve veterin geri kalanında akış ayrılmasına daha zor yol açacak akış koşullarını sağlamıştır. Oysaki Dışbükey HK'li fanda, yine daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi, kanat ucu girdabının veter üzerinde daha fazla yayıldığı gözlenmiş, bu durum Şekil 7.21'de görüldüğü gibi akışın ayrılmasına yol açmıştır.



Şekil 7.21 : Kanat yüksekliğinin %90'ında kanat üzerindeki basınç dağılımları.

7.2.3 Hücum kenarı kaydırmasının etkilerinin özetlenmesi

-Dışbükey HK'li fanın performansının referans fana göre düştüğü görülmüş, İçbükey HK'li fanının ise neredeyse aynı kaldığı gözlenmiştir.

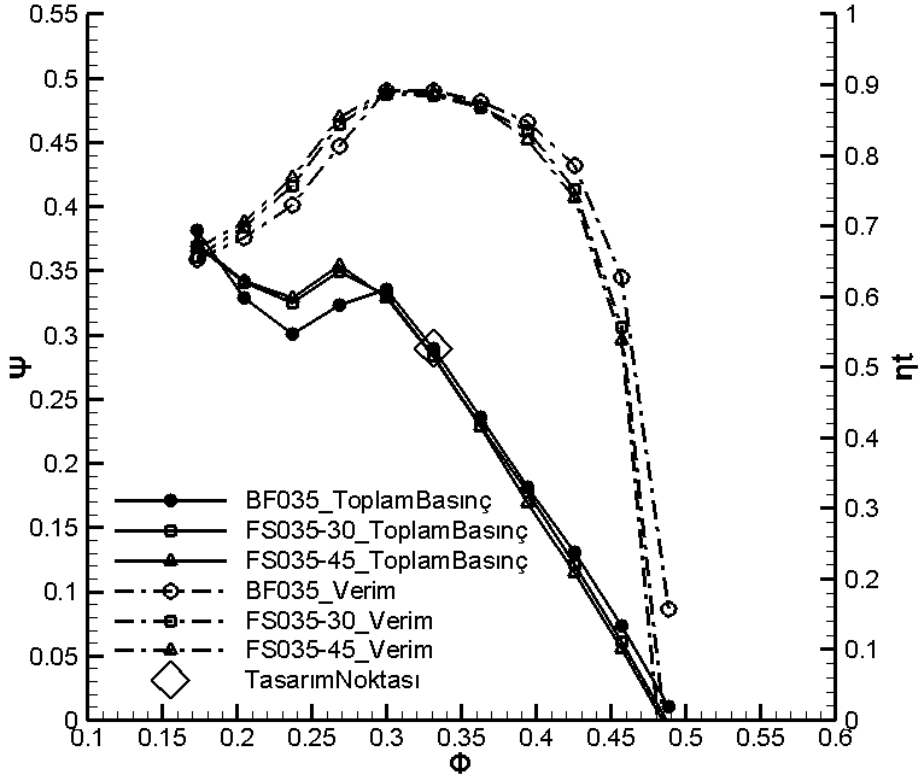
-İçbükey HK'li fanın kanat ucu girdabını azaltmada etkisi olduğu gözlenmiştir. Bu etkinin nedeninin, kanat ucunda oluşan pozitif kaydırmanın etkisiyle azalan kanat aerodinamik yükü olduğu anlaşılmaktadır.

-Kanat aerodinamik yüklerine bakıldığında, hücum kenarının içbükey bir şekil almasının hem kanat ucu hem de kanat kökünde aerodinamik yükü azaltma eğilimi gösterdiği ve bu bölgelerdeki akış ayrılması oluşma riskini azaltarak daha verimli hale getirdiği söylenebilir. Ancak, bu kez de normalde kanadın en verimli çalışma bölgesi olan tam ortasında kanat aerodinamik yükü artmış ve akış veterin arka bölümlerinde ayrılmıştır. Kanat ucunda artan ve kanat ortasında azalan verimin dengelenmesiyle, fanın verimi yaklaşık olarak referans fanınki ile aynı kalmıştır. Dışbükey HK'li fanda ise bütün bu etkiler tam tersi şekilde gerçekleşmiştir.

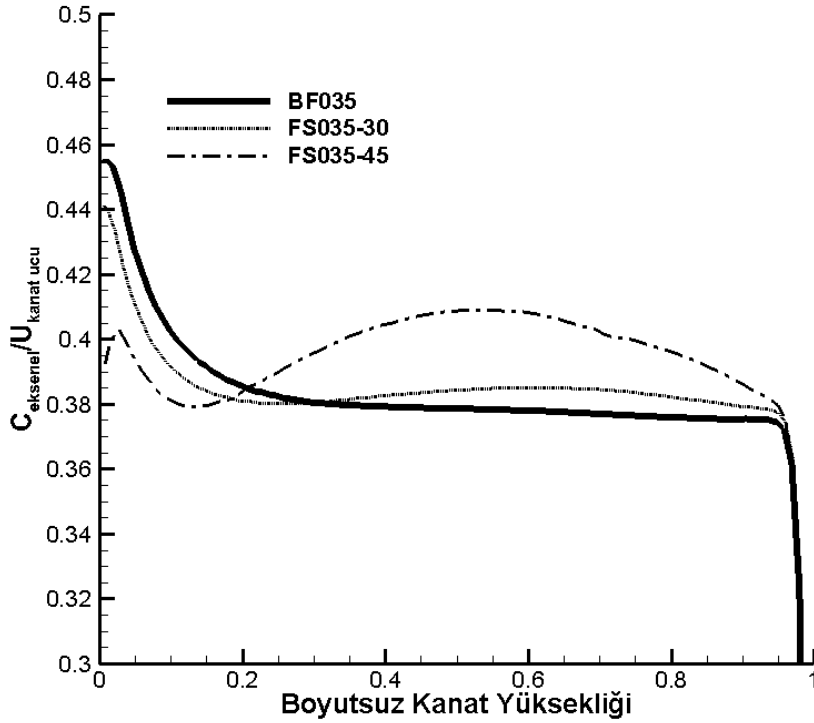
7.3 Göbek/Uç Oranının Etkisi

Kanat profillerinin dizilme doğrusunun fanın aerodinamik performansına etkisinin fanın göbek/uç oranı ile nasıl değiştiği çalışmanın bu alt bölümünde araştırılmıştır. BF050'ye uygulanan arkaya doğru kaydırmanın ne düşük ne de yüksek debilerde fanın performansına olumlu bir etkisi görülmediği için 0,35 göbek/uç oranına sahip BF035 fanına sadece 30° ve 45° öne doğru kaydırma uygulanmıştır. Fanın HAD hesaplamaları sonucu elde edilmiş performans karakteristikleri Şekil 7.22'de gösterilmektedir. Kaydırmanın toplam basınç artış katsayısı eğrisine etkisinin 0,50 göbek/uç oranı durumundakine benzer olduğu görülmektedir. Şekilden, tasarım debisinde öne doğru kaydırmanın aerodinamik verim ve toplam basınç artışına etkisinin olmadığı görülmektedir. Öne doğru kaydırma, fanın kararsız çalıştığı debilerde toplam basınç artış katsayısının artışına, yüksek debilerde ise az bir miktar azalmasına neden olmaktadır. Ancak 0,50 göbek/uç oranlı fanın sonuçlarından farklı olarak, bu kez toplam basınç artış katsayısı eğrisinin kararlı çalışma aralığının tepe noktası %10 kadar düşük debilere doğru kaymıştır. Bu parametrenin sıfır değerini aldığı yüksek debilerde ise BF035 ile FS035-30 ve FS035-45 eğrilerinin yaklaşık olarak üst üste olması, fanın çalışma aralığının %10 genişlediği anlamına gelmektedir.

Şekil 7.23'te fan girişinde, tasarım debisinde, kanadın üst kısımlarında HAD ile elde edilmiş, çevresel yönde ortalaması alınmış eksenel hızın radyal doğrultudaki değişimi boyutsuz şekilde gösterilmektedir.



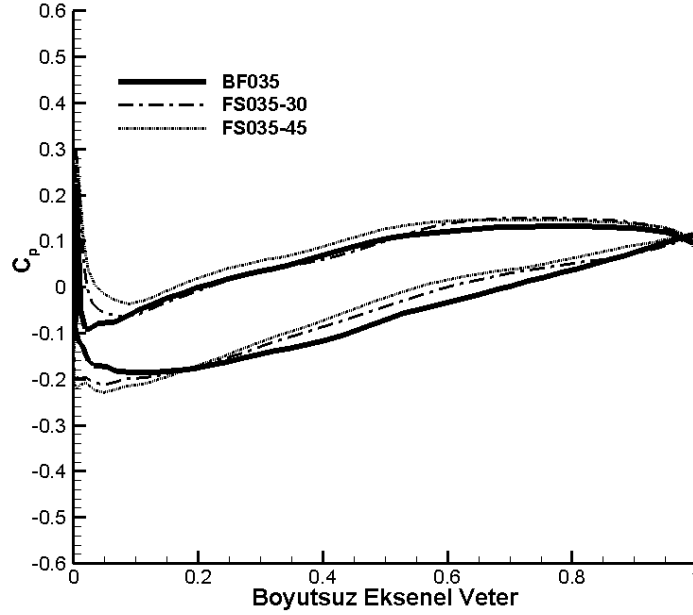
Şekil 7.22 : Öne doğru kaydırma uygulanmış fan rotorlarının HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,35 göbek/uç oranı).



Şekil 7.23 : Tasarım debisinde fan girişindeki aksenal hız dağılımları.

Öne doğru kaydırma neticesinde, 0,50 göbek/uç oranına sahip fanda olduğu gibi, aksenal hızın arttığı, süreklilik gereği alt kısımlarında ise azaldığı görülmektedir.

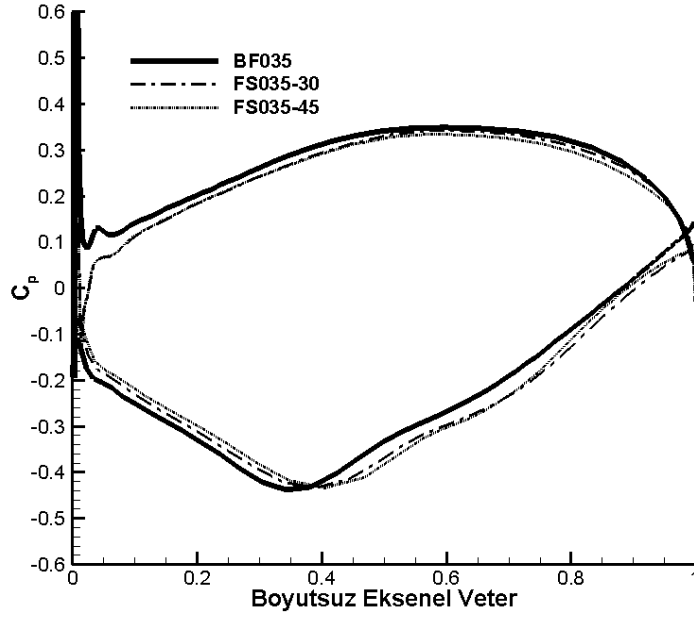
Şekil 7.24-7.26'da gösterilen, kanat yüzeyleri üzerindeki C_p dağılımları, 0,50 göbek/uç oranlı fanda olduğu gibi, kanat kökünde öne doğru kaydırmanın kanat aerodinamik yükünü arttırdığını göstermektedir. Öne doğru kaydırma etkisiyle, emme yüzeyinde hücum kenarına yakın bölgede, basıncın en düşük olduğu değer daha aşağılara çekilmiş ve hücum kenarına yaklaşmıştır (Şekil 7.24). Bu ise kanat üzerindeki aerodinamik yükü arttırmıştır.



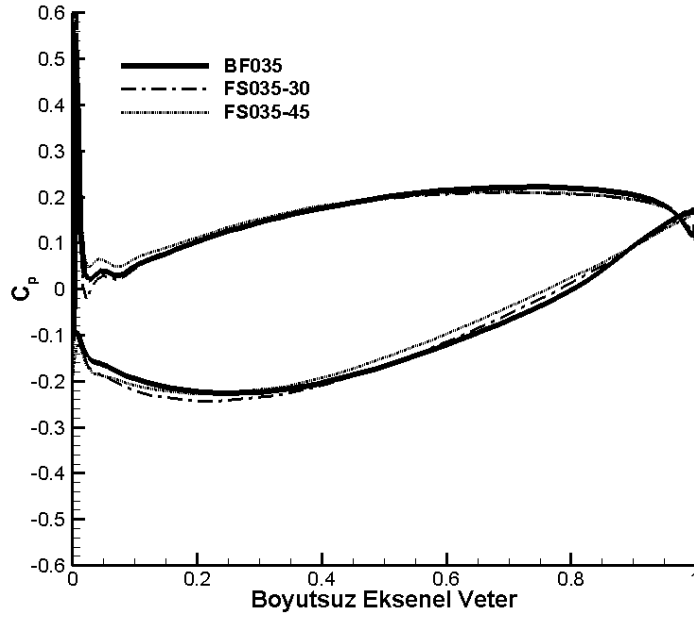
Şekil 7.24 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (kanat yüksekliğinin %10'u -göbeğe yakın-).

0,50 göbek/uç oranlı fanın kanat ucu bölgesinde, öne doğru kaydırma etkisiyle aerodinamik yükün azalması ise yeni durumda yine görülmüştür. Öne doğru kaydırma durumunda emme kenarındaki basıncın minimum olduğu nokta aşağı akıma doğru yine kaymıştır. Ancak bu etki, ilk durumdakinden daha azdır (Şekil 7.25). Kanadın ortalama yarıçap bölgesinde ise öne doğru kaydırmanın etkisi ihmal edilebilir mertebededir (Şekil 7.26).

Çevresel yönde ortalama alınarak elde edilmiş, toplam basıncın kanat yüksekliği boyunca dağılımı da kaydırma etkisiyle değişmiştir. Kanat göbeği ve kanat ucunda öne doğru kaydırmanın birbirine zıt etkileri daha önceki bölümlerle tutarlı bir biçimde seyretmektedir. Öne doğru kaydırma, kanat ucunda ve kanadın üst bölümünde toplam basınç artış katsayısında azalmaya neden olmaktadır.

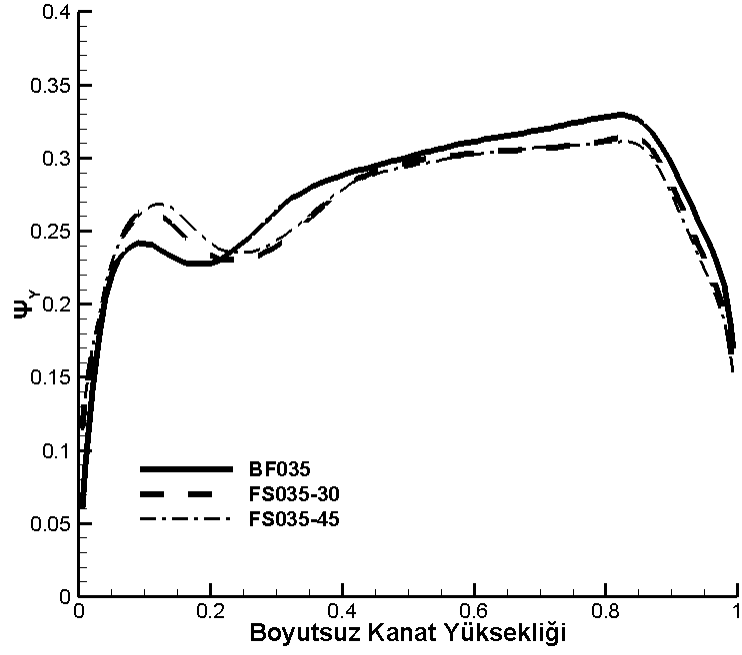


Şekil 7.25 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (kanat yüksekliğinin %90'ı - kanat ucuna yakın-).



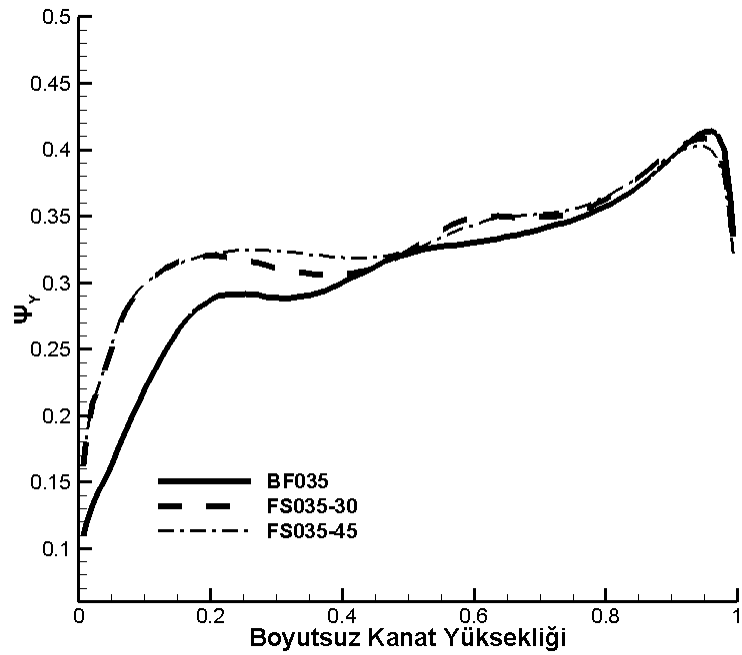
Şekil 7.26 : Tasarım debisinde kanat üzerinde basınç dağılımları (ortalama yarıçap).

Göbek bölgesinde ise bu etkiler kanat ucunun tam tersi şeklinde seyretmektedir. Eğrilerin altında kalan alanın büyüklüğü aynı kaldığı için kütle ağırlıklı ortalamalar alınarak hesap yapıldığında toplam basınç artışı katsayıları her üç fan için yaklaşık olarak aynı hesaplanmıştır.

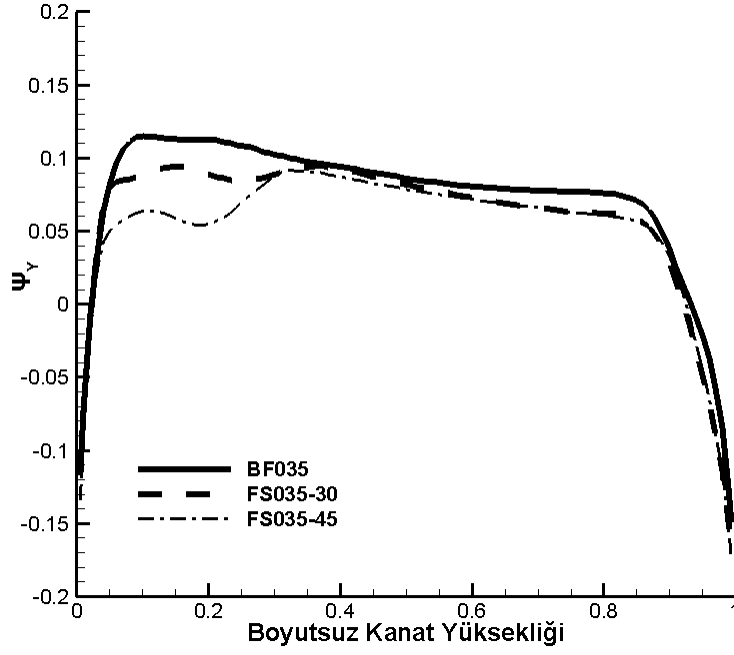


Şekil 7.27 : Toplam basınç artışı (tasarım debisi - $\Phi_d = 0,33$ -).

Şekil 7.28'de ise kanat yüksekliği boyunca elde edilmiş toplam basınç artış katsayısı dağılımını düşük debi için verilmektedir. Öne doğru kaydırmanın özellikle kanadın alt kısmı boyunca toplam basınç artış katsayısını arttırdığı söylenebilir. Bu sonuç, 0,50 göbek/uç oranlı fanın düşük debilerinde görülen, öne doğru kaydırmanın bütün kanat yüksekliği boyunca toplam basınç artışını yükselttiği durumdan farklıdır.

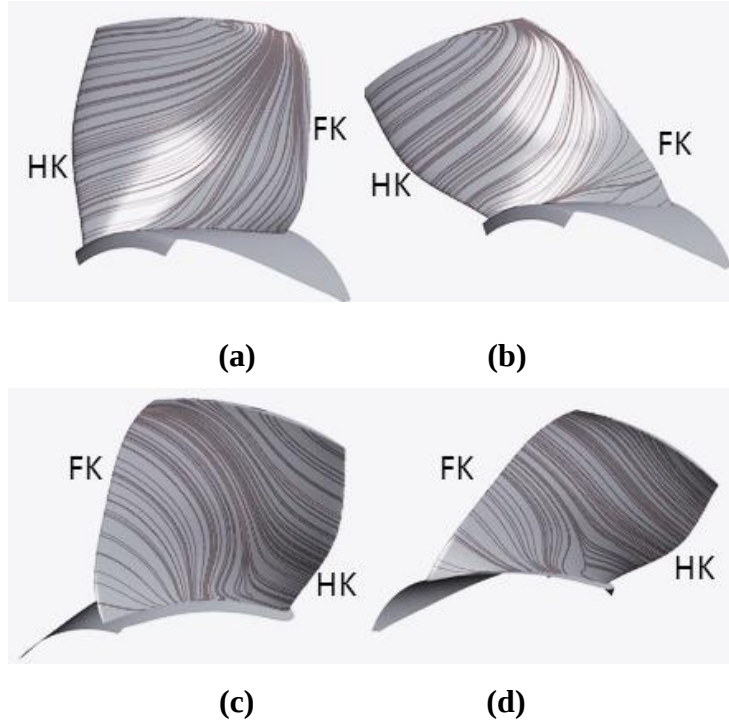


Şekil 7.28 : Toplam basınç artışı (düşük debi - $\Phi = 0,20$ -).



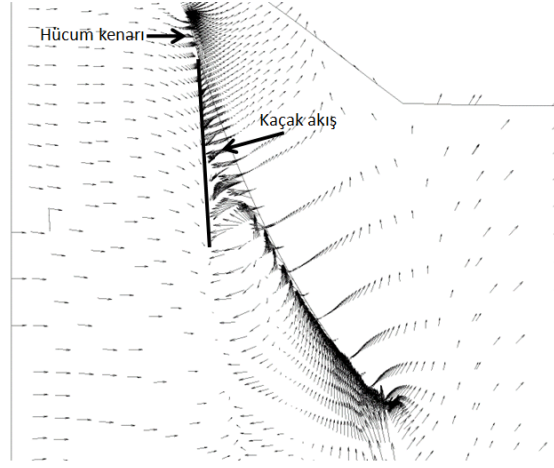
Şekil 7.29 : Toplam basınç artışı (yüksek debi $-\Phi = 0,46-$).

Yüksek debi için elde edilen Şekil 7.29 ise, toplam basınç artış katsayısının, öne doğru kaydırmayla kanadın tamamı boyunca azaldığını göstermektedir. Bu durum da 0,50 göbek/uç oranlı fanda elde edilen sonuçlardan farklıdır.

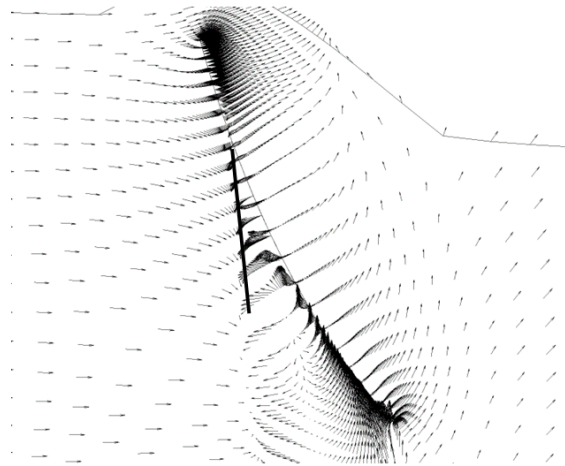


Şekil 7.30 : Tasarım debisinde BF035 ve FS035-45 fanlarının kanatlarının sırasıyla (a) ve (b) emme yüzeyleri, (c) ve (d) ise basma yüzeyleri üzerindeki yörüngeler.

Neticede, düşük, yüksek ve tasarım debilerinin her üçünde de öne doğru kaydırmanın toplam basınç artışına etkisi, 0,35 göbek/uç oranlı fanda, 0,50 göbek/uç oranlı fana göre daha az etkili olmuştur.



(a)



(b)

Şekil 7.31 : Tasarım debisi için kanat ucu boşluğu bölgesindeki hız vektörleri: (a)BF035. (b)FS035-45.

Şekil 7.30'da çizilen kanat üzerindeki yörüngeler, önceki alt bölümde 0,50 göbek/uç oranına sahip fan için çizilenler ile büyük benzerlik göstermektedir. Basınç yüzeyleri üzerindeki akış yörüngeleri kanat uç bölgesinde toplanmamakta fakat emme kenarı sınır tabakası üzerindeki düşük enerjili akışkan kanat ucunun bir kısmını kaplamaktadır. Öne doğru kaydırma durumunda, akış yörüngeleri kanat ucunda, firar kenarına daha yakın bir bölgede toplanmaktadır. Ayrıca Şekil 7.31'de, kanat ucu boşluğundaki bir bölgede kanatlar arası silindirik (blade-to-blade) yüzeyde, firar kenarına yakın kısımlarda çizilen hız vektörleri ve kanat ucu kaçak akışı

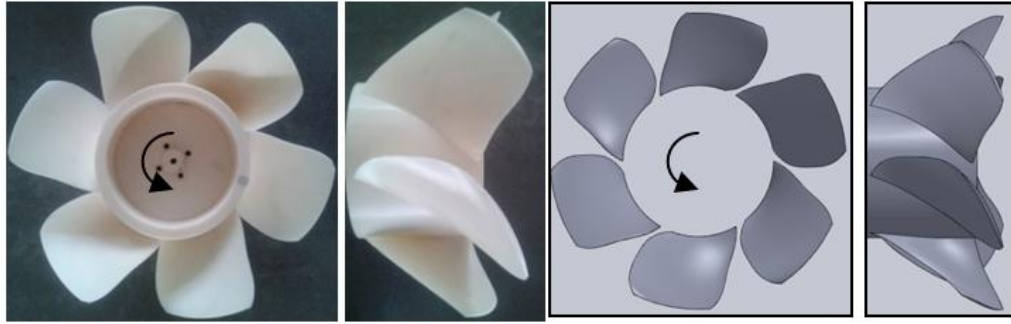
görülmektedir. Kanadın hücum kenarına denk düşen kısımlar ile veterin ortasına yakın bölgelere denk düşenler arasında, akışkanın, basınç yüzeyinden emme yüzeyine doğru, FS035-45'te BF035'e göre daha az kaçtığı görülmektedir.

Sonuç olarak, göbek-uç etkisinin bir parametre olarak seçilip 0,50 ve 0,35 göbek/uç oranına sahip fanlara kaydırma uygulanması durumunda elde edilen performans değişimleri ve akış yapıları incelendiğinde, sonuçların iki durumda benzer olduğu görülmüştür.

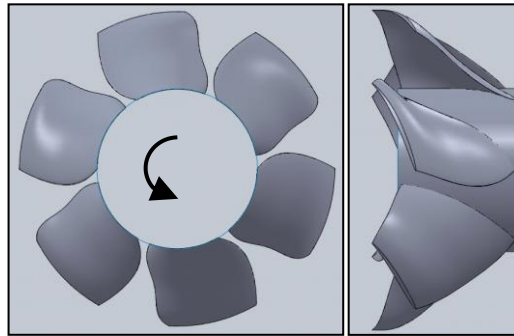
8. ÖTELEMENİN (DIHEDRAL) İNCELENMESİ

8.1 Kanat Profillerine Ötelemenin Uygulanması

Çalışmanın bu bölümünde, profillerinin ağırlık merkezleri radyal bir doğru üzerinde dizilerek oluşturulmuş olan referans fan kanadı (BF050), yeni bir profil dizme doğrusu (stacking line) oluşturularak tekrar şekillendirilmiştir. Yeni doğru yine kanat profillerinin ağırlık merkezlerinden geçmektedir. Fakat bu doğru, radyal doğrultu ile öteleme açısı (Bölüm 2'de tanımlanan) yapmaktadır. Pozitif ve negatif yönlerde 30° ve 45° öteleme açısı uygulanarak dört adet fan tasarlanmıştır.



(a)



(b)

Şekil 8.1 : (a) 45° pozitif öteleme uygulanmış fanın (PD050-45) fotoğrafı ve katı modeli. (b) 45° negatif öteleme uygulanmış fanın katı modeli (ND050-45).

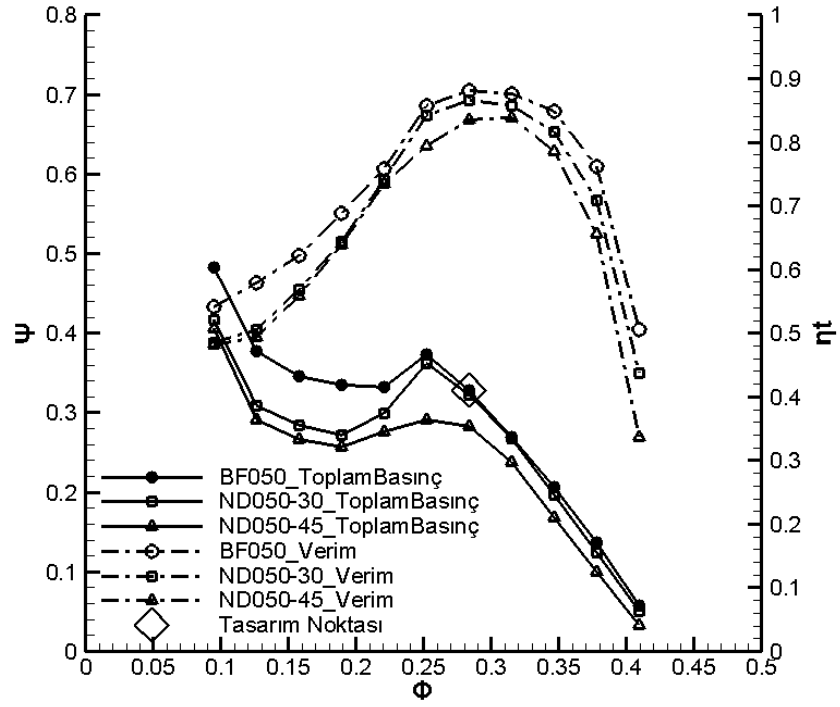
Yeni profil dizme doğrusu yaratılırken profiller sadece iki boyutlu Θ -z düzleminde ötelenmiş, diğer geometrik özellikleri (yerleştirme açısı, veter uzunluğu, kamburluk...) tamamen aynı kalmıştır. 45° pozitif öteleme uygulanmış olan fan

PD050-45, negatif öteleme uygulanmış olan ise ND050-45 olarak adlandırılmıştır. Pozitif ve negatif ötelemeye sahip fanların katı modelleri ve bunlardan hızlı prototipleme yöntemi ile üretilen PD050-45'in fotoğrafı Şekil 8.1'de gösterilmektedir.

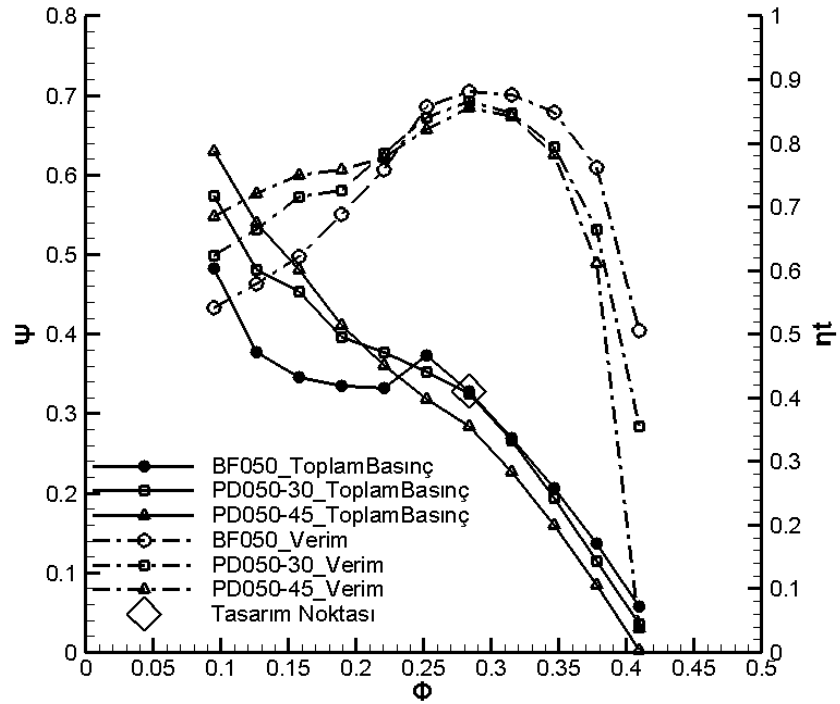
8.1.1 Ötelemenin performans karakteristiklerine etkileri

Öteleme uygulanmış fanların HAD yöntemiyle elde edilmiş toplam basınç artış katsayısı ve aerodinamik verim karakteristikleri negatif öteleme için Şekil 8.2a'da, pozitif öteleme için ise Şekil 8.2b'de gösterilmektedir. Hem 30° hem de 45° negatif öteleme uygulanmış fanlar, referans fan BF050'nin performans eğrisinin tamamında aerodinamik verimi düşürmüştür. Bu düşüşün miktarının ise öteleme açısının değeri ile doğru orantılı olduğu (düşük debiler hariç) grafiklerden anlaşılmaktadır. Toplam basınç artış katsayısı ise, düşük debilerde öteleme uygulanmış her iki fanda da azalmasına rağmen, tasarım debisinde ve yüksek debilerde ND050-30 ve ND050-45 için farklı seyretmiş, ND050-30'da referans fanınkiyle yaklaşık aynı kalırken öteleme açısının 45° olması durumunda ise azalmıştır.

Şekil 8.2b'de gösterilen pozitif ötelemenin fan performansına etkileri ise, düşük debilerde negatif fanının tam tersidir. Düşük debilerde ve referans fan BF050'nin kararsız çalıştığı debilerde, toplam basınç artış katsayısı ve aerodinamik verim hem PD050-30'da hem de PD050-45'te artmıştır. Eğrinin bu bölümündeki performans artışı ve buna bağlı olarak toplam basınç artış katsayısı eğrisinin dikleşmesi, 45° pozitif öteleme durumunda 30°'ye nazaran daha fazladır. Tasarım debisinde ve yüksek debilerde ise, PD050-45 fanının hem toplam basınç artış katsayısında, hem de veriminde düşüş olmasına rağmen, PD050-30'un tasarım debisi ve bu debiden bir miktar daha yüksek debilerde, bu parametreler BF050'ninkiler ile yaklaşık olarak aynı kalmıştır. Sonuçta pozitif ya da negatif öteleme uygulanması durumunda, fanın performansında fayda sağlanan tek bölüm, pozitif öteleme uygulanması durumundaki düşük ve fanın kararsız çalıştığı debilerdir. Ayrıca pozitif öteleme açısının artmasıyla beraber, fanın kararsız çalıştığı bölgenin ortadan kalktığı, bu bölgede toplam basınç artış katsayısı eğrisinin giderek dikleştiği gözlenmiş, bunun nedenlerini araştırmak amacıyla PD050-45'in prototipi üretilmiş, ötelemenin detaylı incelenmesine bu fanın HAD ve deneysel sonuçları irdelenerek devam edilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 8.2 : (a)Negatif ve (b)pozitif yönde öteleme uygulanmış fan rotorlarının HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,50 göbek/kanat ucu oranı için).

Şekil 8.3a ve 8.3b'de sırasıyla BF050 ve PD050-45 fanlarının toplam basınç artış katsayısı eğrileri gösterilmektedir. Eğrilerde bu kez hem deneysel yöntemle hem de HAD hesaplamaları ile elde edilen sonuçlar kıyaslanmaktadır. Her ne kadar ufak farklılıklar olsa da deneysel ve sayısal sonuçlar birbirleriyle uyum içerisinde görülmektedir. HAD yöntemi ile elde edilen tasarım noktası her iki fanın grafiklerinde gösterilmektedir. Mil gücü deneysel olarak ölçülemediği için tasarım noktasının ve diğer çalışma noktalarının verimleri deneysel olarak belirlenememiştir.

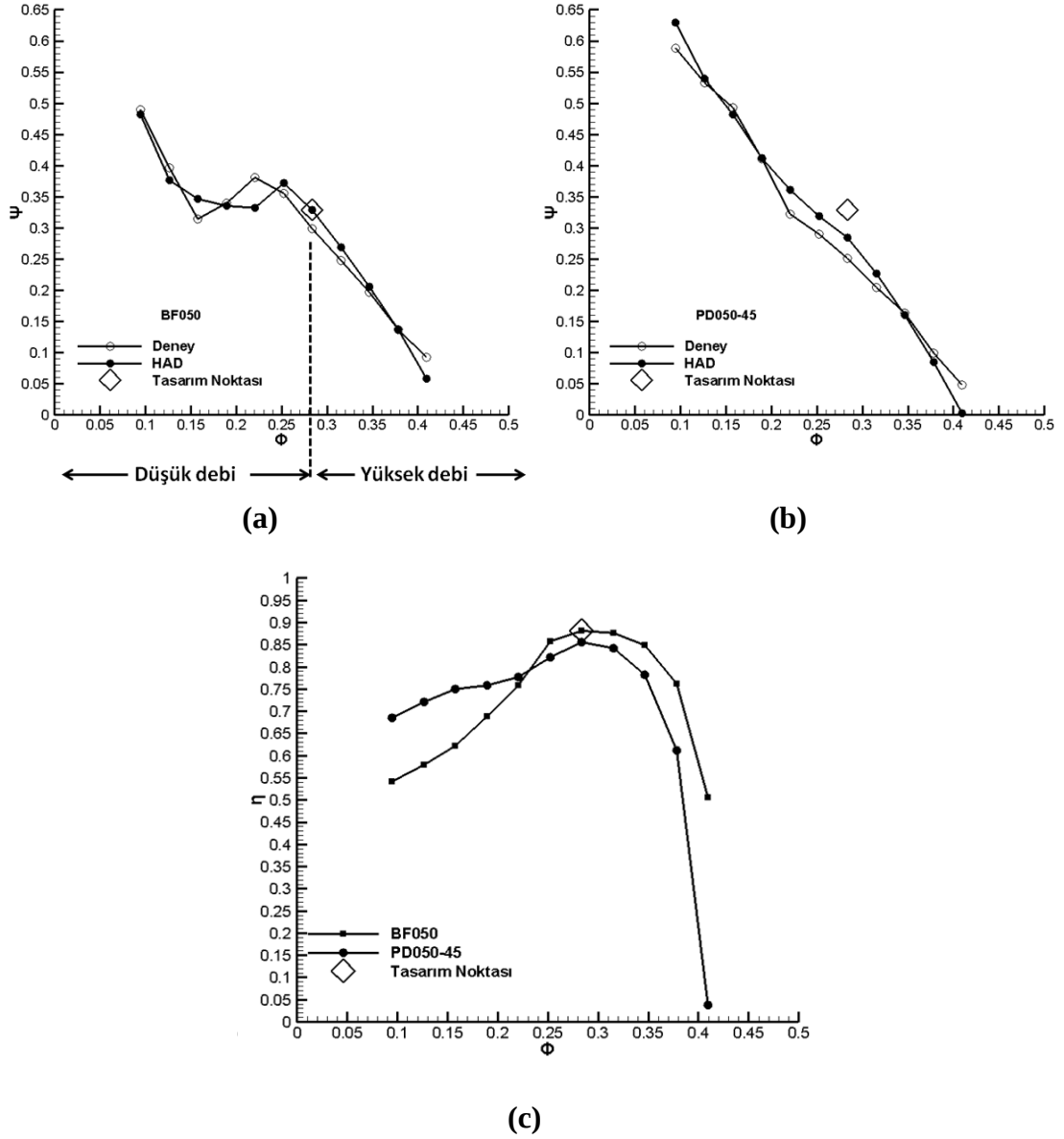
Referans fanın (BF050) toplam basınç artış katsayısı eğrisinin, Şekil 2.4'te gösterilen, profilleri radyal doğru üzerinde dizilmiş örnek bir aksel fanına benzediği daha önceki bölümlerde (Referans Fanların Performanslarının Elde Edilmesi Bölümü) anlatılmıştı. Öteleme uygulanmış fanın (PD050-45) eğrisinin (Şekil 8.3b) referans fanın (BF050) eğrisinden farklı olduğu açıkça görülmektedir. Öteleme, aksel fanın kararlı koşullarda çalışmadığı sahanlık bölgesini ortadan kaldırarak eğrinin bu bölgesini kararlı hale getirmiştir. Böylece eğrinin stol bölgesi olarak adlandırılan kısmında (performans eğrisinin fanın kararlı çalışma aralığındaki bölümünün eğiminin işaret değiştirdiği debi ile sıfır debi arasındaki bölümü) toplam basınç artışı daha büyük değerler almıştır. Bu nedenle, fana pozitif öteleme uygulandığı durumda, çalışma bölgesinin, debinin sıfır olduğu noktaya kadar arttığı söylenebilir. Aynı zamanda, düşük debilerde, toplam basınç artışının daha büyük değerler alması verimin de artmasını sağlamaktadır (Şekil 8.3c).

Tasarım debisinde ve yüksek debilerde ise bu durum tam tersidir. Düşük debilerin tersine, yüksek debilerde ve tasarım debisinde, pozitif öteleme, toplam basınç artış katsayısında bir miktar düşüşe neden olmaktadır (Şekil 8.3b). Bu düşüş verimin de düşmesine neden olmaktadır.

Pozitif ötelemenin fanın performans eğrisine yaptığı bu etkilerin nedenleri, HAD sonuçları vasıtasıyla, fanın içerisinden geçen akışın yapısı detaylı bir biçimde incelenerek aşağıdaki alt bölümlerde açıklanmaktadır.

8.1.2 Performans karakteristik eğrisindeki kararsız bölgenin ortadan kayboluşu

Ölçümler ve HAD hesaplamaları, pozitif ötelemenin, fanın debi sayısının 0,16 olduğu çalışma noktasında (düşük debi), toplam basınç artış katsayısını 0,35'ten 0,48'e yükselttiğini göstermektedir.

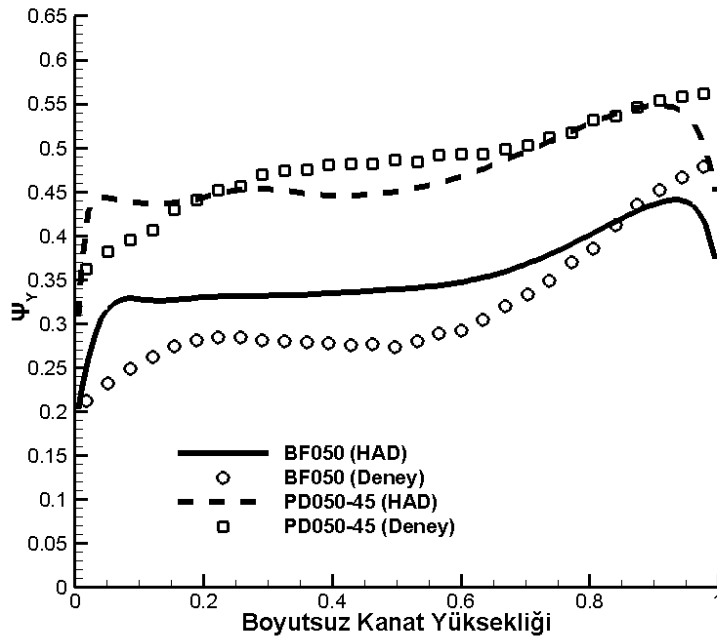


Şekil 8.3 : Deney ve HAD yöntemiyle elde edilmiş toplam basınç artış katsayısı karakteristikleri: (a)BF050. (b)PD050-45. HAD ile elde edilmiş aerodinamik verim karakteristikleri: (c)BF050 ve PD050-45.

Bu debide, HAD hesaplamalarından elde edilen aerodinamik verim ise, pozitif öteleme sayesinde 0,6 'dan 0,75'e yükselmiştir. Bu debi sayısı, BF050'nin performans eğrisinin kararsız bölgesine tekabül etmekte iken bu kararsız bölge PD050-45 durumunda ortadan kalkmıştır. Eğrinin bu bölgesindeki sonuçların dönen stol gibi daimi olmayan akış yapılarının etkisinde olup olmadığı, dolayısıyla zamana bağlı sonuçların düşük debilerde ve fan performans eğrisinin kararsız bölgesinde daimi hesaplamalardan farklı sonuç verip vermeyeceği, bu debilerde zamana bağlı HAD hesaplamaları yapılarak kontrol edilmiştir. Zamana bağlı çözümlerin zaman ortalaması alınmış toplam basınç artış katsayısı ve aerodinamik verim değerleri,

zamandan bağımsız çözümler ile aynı sonuçları vermiş ve dönen stola da rastlanmamıştır. Bu nedenle zamandan bağımsız hesaplamalardan elde edilen akış yapıları ötelemenin değerlendirilmesinde kullanılmıştır.

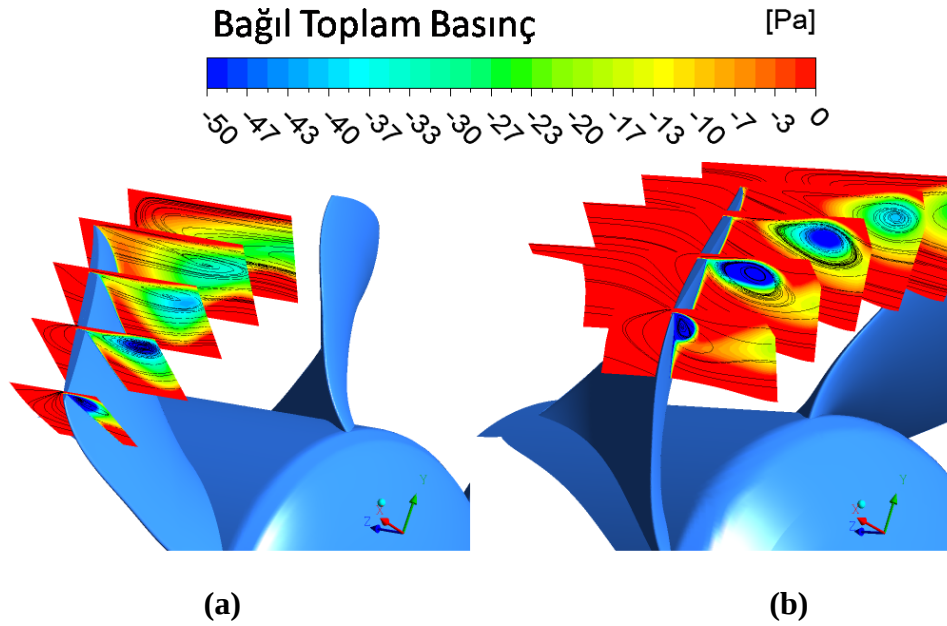
Deneysel ve sayısal yöntemlerle elde edilmiş, çevresel yönde ortalama alınmış yerel toplam basınç artış katsayısının radyal yöndeki değişimi Şekil 8.4'te gösterilmektedir. Deneysel sonuçlar ve HAD hesaplamaları öteleme uygulanmış fan için uyum içerisinde görülmektedir. BF050 sonuçlarında ise bir miktar fark vardır. Burada dikkat çeken nokta, pozitif ötelemenin, toplam basınç artışını, referans fana göre kanadın sadece belirli bölgelerinde değil, tamamında arttırmasıdır. Dolayısıyla pozitif öteleme, kanadın tamamı boyunca etkili olarak fanın toplam basınç artış katsayısını yükseltmektedir.



Şekil 8.4 : BF050 ve PD050-45'in deneysel ve sayısal yöntemlerle edilmiş yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (düşük debi).

Pozitif ötelemenin etkisiyle düşük debilerdeki toplam basınç artışının yükselmesinde, akış yapısının değişiminin etkisi vardır. Şekil 8.5a ve 8.5b dönen koordinat sisteminde, eş bağıl toplam basınç eğrilerini göstermektedir. Eş eğriler kanadın üst bölümü ve uç bölgesini kapsayacak şekilde gösterilmektedir. Eş eğrilerin oluşturulduğu yüzeyler, r-z düzlemleri üzerinde, teğetsel yönde çeşitli açılarda elde edilmiştir. İlk yüzey, hücum kenarına yakın bir bölgede iken, diğerleri teğetsel yönde değişik açılarda, son yüzey ise kanadın emme yüzeyi ile diğer kanadın basma yüzeyinin ortasında olacak şekilde yerleştirilmiştir. Eş eğrilerin üzerine akım

çizgileri de iz düşürülmüştür. Sonuçlar kanat ucu girdabının kapladığı alanı ve izlediği yolu göstermektedir. PD050-45 fanında kanat ucu girdabının etkilediği alanın büyüklüğünün BF050'ye göre küçüldüğü açıkça görülmektedir. Aynı zamanda PD050-45 fanında kanat ucu girdabı kanatlar arası bölgenin ön tarafına doğru ötelenerek, daha az bir bölgeyi etkiler hale gelmiştir. Bu ise kanat uç bölgesinin daha verimli çalışmasını sağlamaktadır.

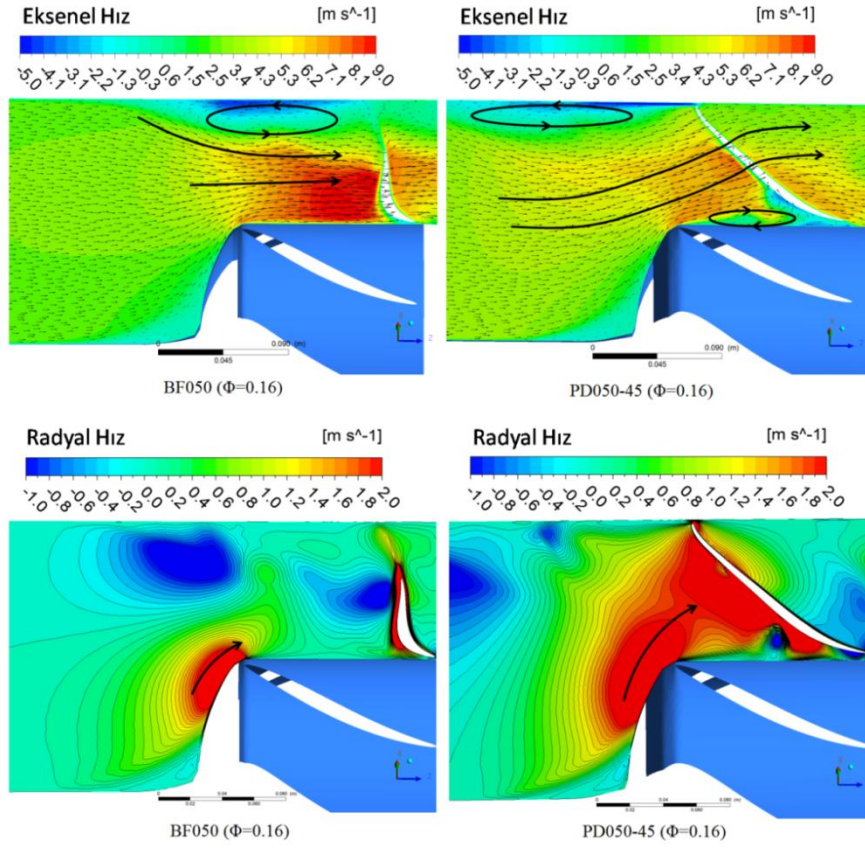


Şekil 8.5 : Düşük debide ($\Phi = 0,16$), kanat ucunda, teğetsel yönde sabit açısız düzlemlerde, HAD yöntemi ile dönen koordinat sisteminde elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri: (a)BF050. (b)PD050-45.

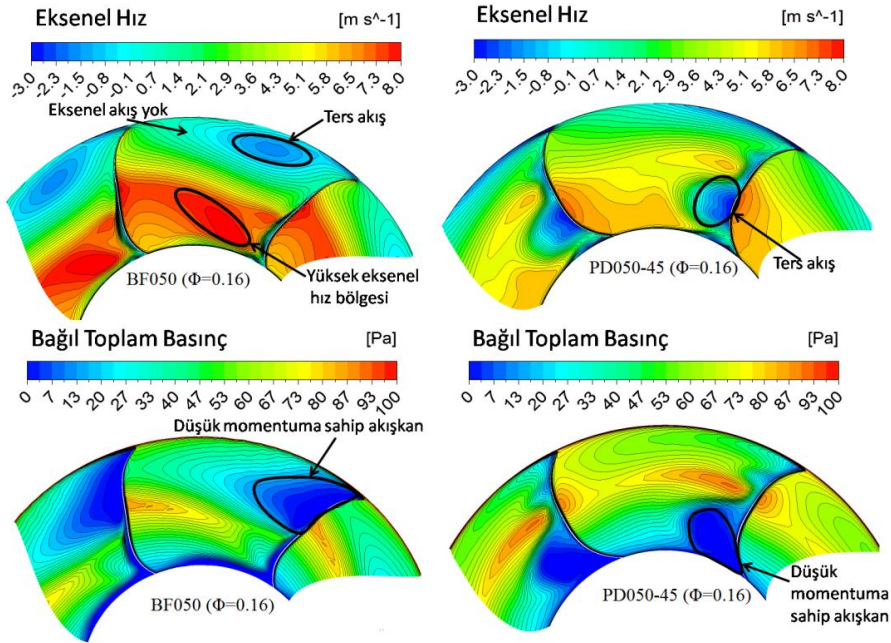
Kanat ucu girdabının büyüklüğü ve pozisyonu, Şekil 8.6'da da görülmektedir. Şekil 8.6a'daki meridyenel düzlemler ve 8.6b'deki fan çıkış yüzeyleri, referans fan (BF050) ve pozitif öteleme uygulanmış fan (PD050-45) için düşük debide elde edilmiştir.

Referans fanın kanat ucu girdabının kapladığı alanın büyüklüğü burada da görülmektedir. Bu girdap, baskın akışı kanat köküne doğru yönlendirmektedir. Bu yapı Şekil 8.6a'da meridyenel düzlem üzerinde gösterilen eş radyal hız eğrilerinde görülmektedir. Ayrıca, Şekil 8.6b'de, kanadın firar kenarları ile kesişecek şekilde oluşturulan konik yüzeyler üzerinde çizilen eş hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri, pozitif öteleme uygulanmış fanda, kanat ucu girdabının kanatlar arasındaki akışı etkilemediğini, referans fanda ise etkilediğini göstermektedir.

Referans fanda ters akışlar ve çok düşük eksenel hıza sahip akış bölgeleri büyük bir hacmi kaplamaktadır. Pozitif öteleme uygulanmış fanda ise bu bölge küçüktür.



(a)



(b)

Şekil 8.6 : Düşük debide ($\Phi = 0,16$): (a)Meridyenel düzlem üzerinde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri. (b)Firar kenarında eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri.

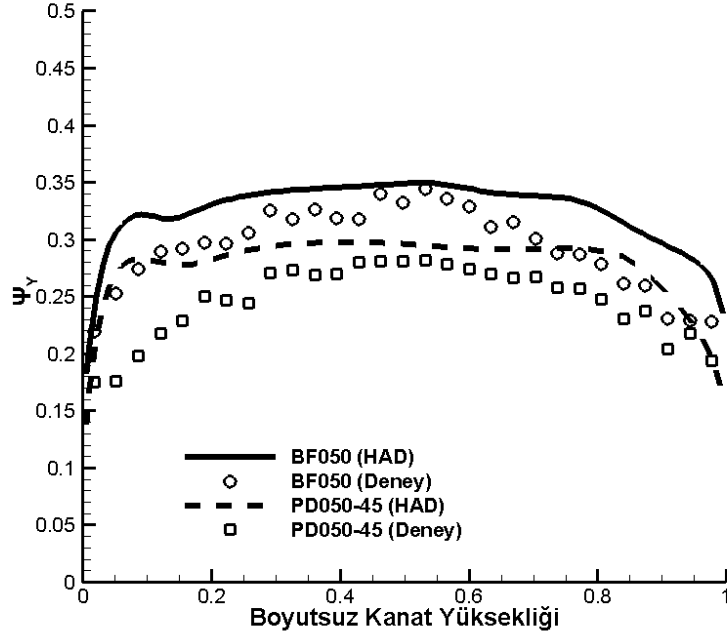
Bu nedenle referans fanda düşük momentumlu akışkan kanadın üst kısmını (özellikle kanadın emme yüzeyi etrafı) kaplarken öteleme uygulanmış fanda bu bölge ortadan kalkmıştır (Şekil 8.6b). Bu kez de kanadın emme kenarının alt bölgeleri sınır tabaka ayrılması nedeniyle nispeten düşük bağıl toplam basınca maruz kalmıştır. Düşük yarıçaptan geçen akışkanın enerji transferi yüksek yarıçaptan geçene göre daha az olacağı için, referans fanda görülen, ana akımın düşük yarıçaplara doğru yönelmesi, düşük toplam basınç artışına yol açmaktadır. Öteleme uygulanmış fanda ise, kanat ucu girdabının fanın ön tarafına doğru ötelenmesi ve kanat kökünde küçük bir girdabın oluşması, baskın akışın daha yüksek yarıçaplara doğru hareketine yol açmaktadır. Dolayısıyla, akım çizgilerinin yüksek yarıçaplara doğru kayması nedeniyle merkezkaç kuvvetler akışkan üzerinde daha fazla iş yaparak daha yüksek bir enerji transferi sağlamaktadır. Bu nedenle, öteleme uygulanmış fanın toplam basınç artışı referans fanından daha yüksek olmaktadır.

8.1.3 Tasarım debisinde fan performansının değişimi

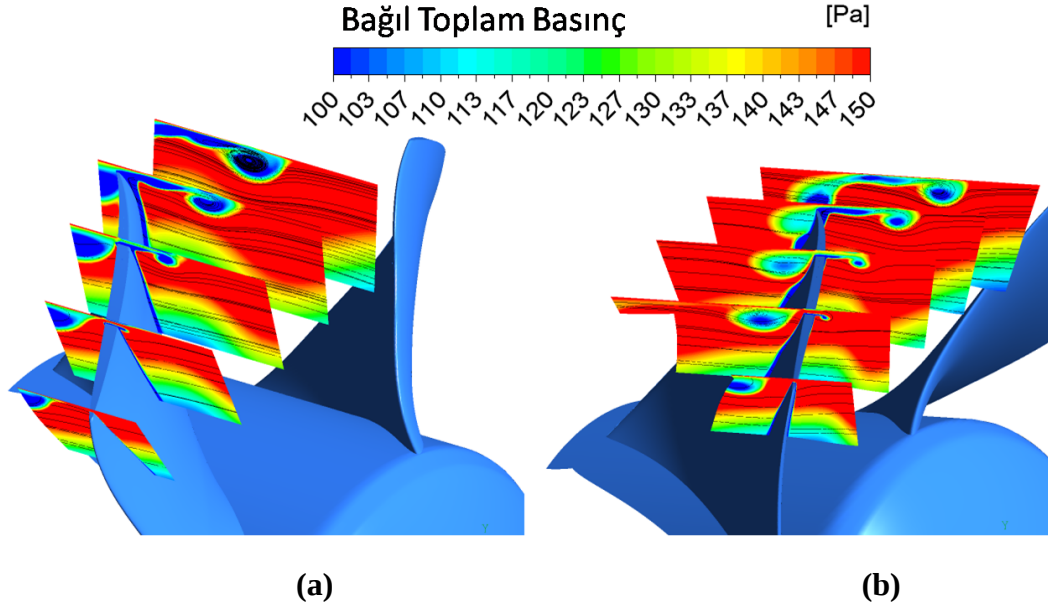
Şekil 8.3'te gösterilen deneysel ve sayısal sonuçlara göre pozitif öteleme, tasarım debisinde hem toplam basınç artış katsayısında hem de aerodinamik verimde azalmaya neden olmaktadır. Deneysel ve sayısal yöntemlerle elde edilmiş, çevresel yönde ortalama alınmış yerel toplam basınç artış katsayısının radyal yönde değişimi Şekil 8.7'de gösterilmektedir. Öteleme uygulanmış fanın toplam basınç artış katsayısının, referans fanına göre bütün kanat boyunca azaldığı ve deneysel sonuçların sayısal sonuçlarla uyum içinde olduğu görülmektedir.

Şekil 8.8, tasarım debisinde kanat ucu girdabının fanın kanatları arasında izlediği yolu göstermektedir. Kanadın basınç yüzeyi ile emme yüzeyi arasındaki fark nedeniyle oluşan ve kanat ucunun emme yüzeyine yakın bölgelerinde düşük momentumlu akışkanın toplanmasına neden olan bu girdap, her iki fanda da (BF050 ve PD050-45) kanatlar arasında çapraz bir şekilde ilerleyerek bir sonraki kanadın basınç kenarına kadar uzanmaktadır. Ancak pozitif ötelemeli fanın kanat ucu girdabının büyüklüğünün referans fanına nazaran daha küçük olduğu görülmektedir.

Şekil 8.9a'da görüldüğü gibi, pozitif öteleme, yüksek yarıçaplara doğru radyal hız indüklemektedir. Bu durumda, referans fana göre daha yüksek bir toplam basınç artışı ve daha yüksek bir aerodinamik verim beklenebilir.

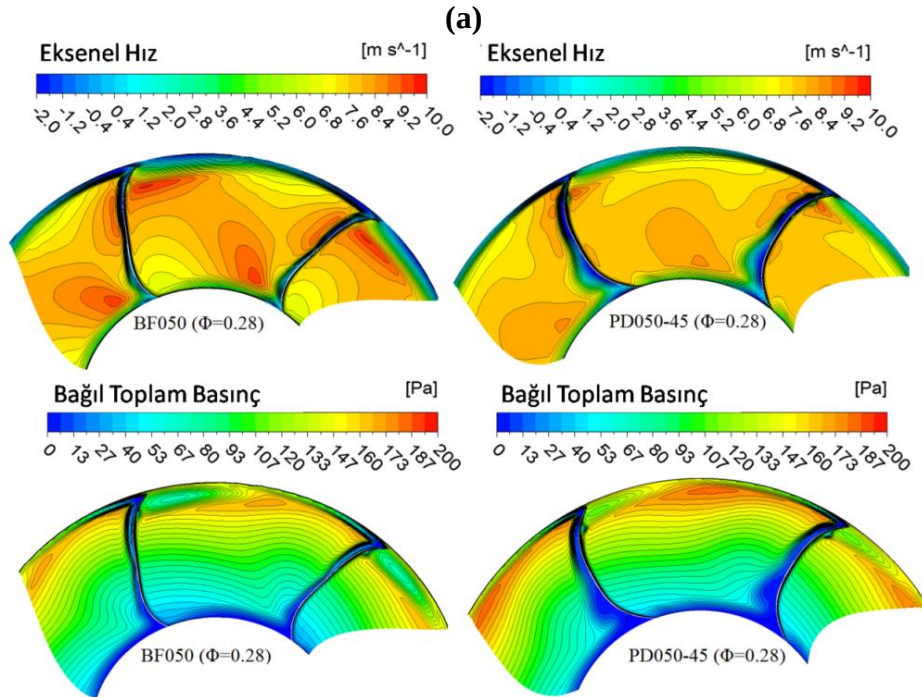
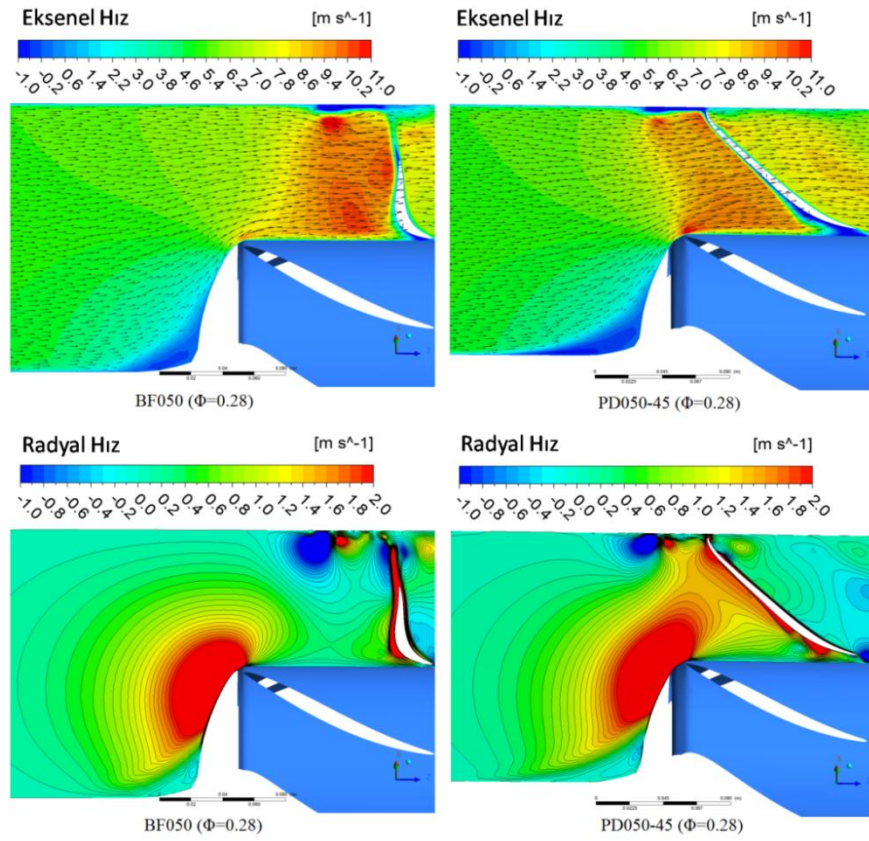


Şekil 8.7 : BF050 ve PD050-45'in deneysel ve sayısal yöntemlerle elde edilmiş yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (tasarım debisi).



Şekil 8.8 : Tasarım debisinde ($\Phi = 0,28$), kanat ucunda, teğetsel yönde sabit açılarda, HAD yöntemi ile dönen koordinat sisteminde elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri: (a)BF050. (b)PD050-45.

Ancak Şekil 8.9b'de gösterilen aksel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri, öteleme uygulanmış fanın emme kenarında, sınır tabaka ayrılmasını işaret etmektedir. Bu akış ayrılması, kanadın alt bölümlerinde daha belirgindir ve pozitif ötelemenin yukarıda bahsedilen pozitif etkilerinden daha baskın olup toplam basınç artış katsayısının referans fanınkinden daha az olmasına neden olmaktadır.



(b)

Şekil 8.9 : Tasarım debisinde ($\Phi = 0,28$): (a)Meridyenel düzlem üzerinde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri. (b)Fırar kenarında eş eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri.

8.1.4 Kanat profillerinin dizilme doğrusunun sabit bir açıyla ötelenmesinin etkilerinin özetlenmesi

-Pozitif öteleme, baskın akışa yüksek yarıçaplara doğru radyal hız bileşeni kazandırmakta, bunun sonucunda ise merkezkaç kuvvetler akışkan üzerinde iş yapmaktadır.

-Pozitif ötelemeye sahip fanda merkezkaç kuvvetlerin akışkan üzerinde iş yapması sonucunda düşük debilerde toplam basınç artış katsayısı ve aerodinamik verim artmış, performans karakteristikleri eğrisinin kararsız bölgesi ortadan kalkmış ve fanın çalışma aralığı genişlemiştir.

-Pozitif öteleme, tasarım debisinde bir miktar performans kaybına neden olmaktadır. Fan göbeğine yakın kısımlarda, sınır tabaka ayrılması kanadın emme yüzeyinde düşük momentumlu akışkanın toplanmasına neden olmuştur. Bu ise akış karakteristiklerinde baskın olup toplam basınç artışının azalmasına neden olmaktadır.

-Negatif öteleme, fanın performans eğrisinin bütün bölümlerinde toplam basınç artış katsayısı ve aerodinamik verimde azalmaya neden olmaktadır.

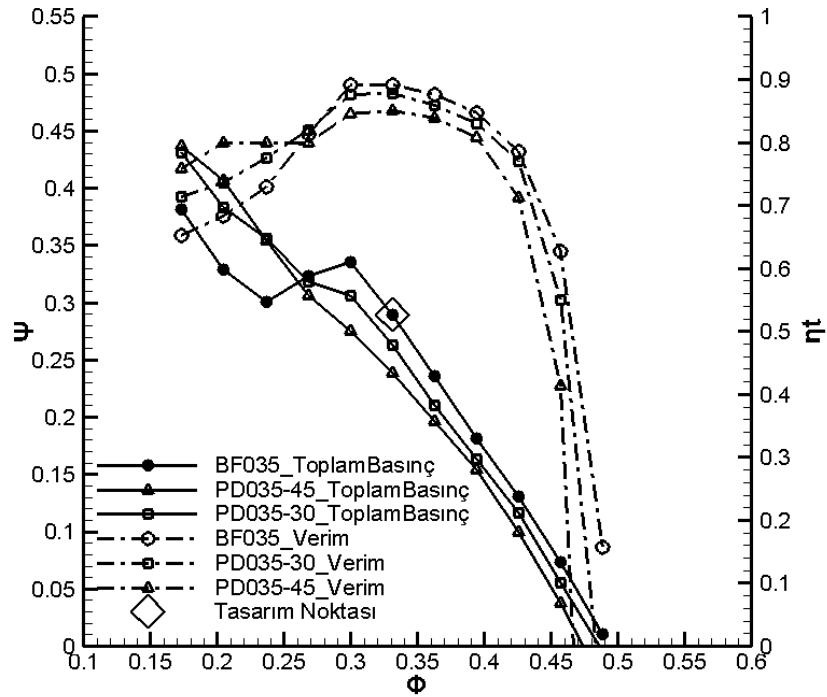
8.2 Göbek/Uç Oranının Etkisi

Ötelemenin fan performansına olan etkisinin göbek/uç oranı ile nasıl değiştiğini incelemek amacıyla 0,50 göbek/uç oranına sahip referans fandan (BF050) sonra, 0,35 göbek/uç oranına sahip fana da (BF035) pozitif yönde öteleme uygulanmıştır.

Önceki alt bölümde, BF050 fanına pozitif öteleme uygulanması durumunda düşük debilerde olumlu sonuçlar alınmış, negatif öteleme sonucunda ise, fan karakteristiklerinin bu bölgesinde toplam basınç artışının ve verimin BF050'ye göre azaldığı görülmüştü. Yüksek debilerde ise, ne pozitif ne de negatif öteleme durumunda performans artışı elde edilebilmişti. Bu nedenlerle, BF035 fanına negatif öteleme uygulanmamış, sadece 30° ve 45° pozitif öteleme uygulanmıştır. Bu fanlardan 45° pozitif ötelemeye sahip olan fanın (PD035-45) hızlı prototipleme yöntemiyle üretimi yapılmış (Şekil 8.10a ve 8.10b) ve deneyleri gerçekleştirilmiştir.



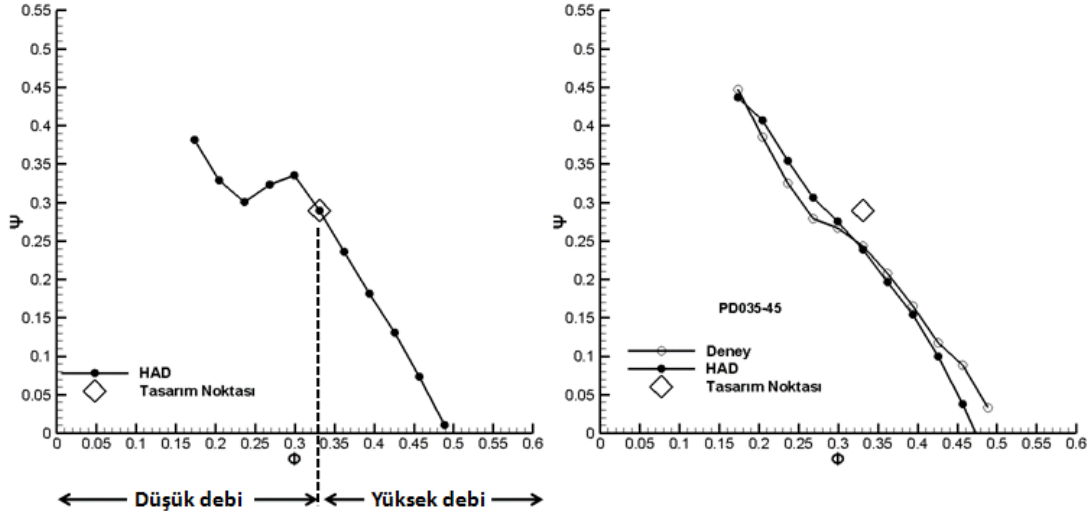
Şekil 8.10 : 45° pozitif yönde öteleme uygulanmış fanın (PD035-45) (a)fotoğrafı. (b)katı modeli.



Şekil 8.11 : Pozitif yönde öteleme uygulanmış fan rotorlarının HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,35 göbek/kanat ucu oranı için).

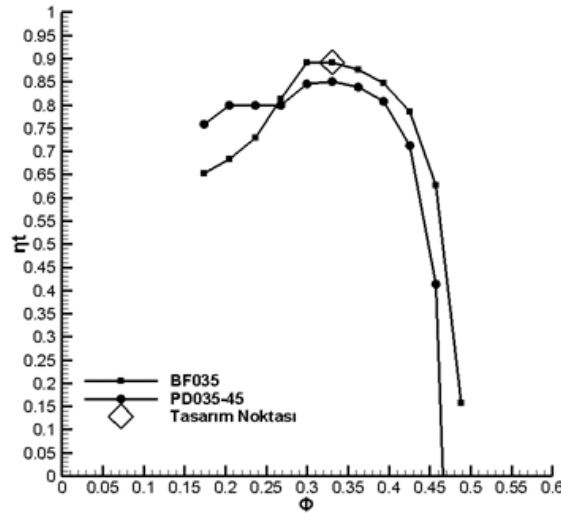
Şekil 8.11'de gösterilen toplam basınç artış katsayısı ve aerodinamik verim karakteristikleri, 0,50 göbek/uç oranına sahip fanınkilere oldukça benzemektedir. Toplam basınç artış katsayısı ve verim, 0,50 göbek/uç oranına sahip fanda olduğu gibi, ötelemenin etkisiyle, düşük debilerde artmış, tasarım debisinde ve yüksek debilerde ise azalmıştır. 0,50 göbek/uç oranlı fana 30° pozitif öteleme uygulanması durumunda, tasarım debisinde toplam basınç artış katsayısı referans fan ile aynı kalırken, 0,35 göbek/uç oranına sahip fana aynı öteleme açısı uygulanması, 45° ötelemede olduğu gibi toplam basınç artışını düşürmüştür.

Şekil 8.12'a ve 8.12b, PD035-45 ile BF035 isimli fanların toplam basınç artışı karakteristiklerinin kıyaslanmasını göstermektedir. PD035-45 fanının deney ve HAD yöntemleriyle elde edilmiş karakteristiklerinin, fanın çalışma aralığının en yüksek debileri haricinde birbirleriyle uyum halinde olduğu görülmektedir.



(a)

(b)

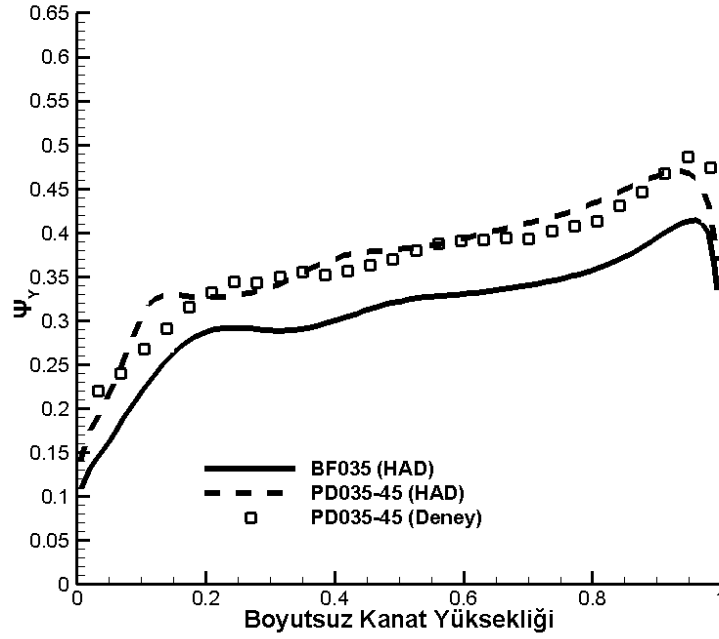


(c)

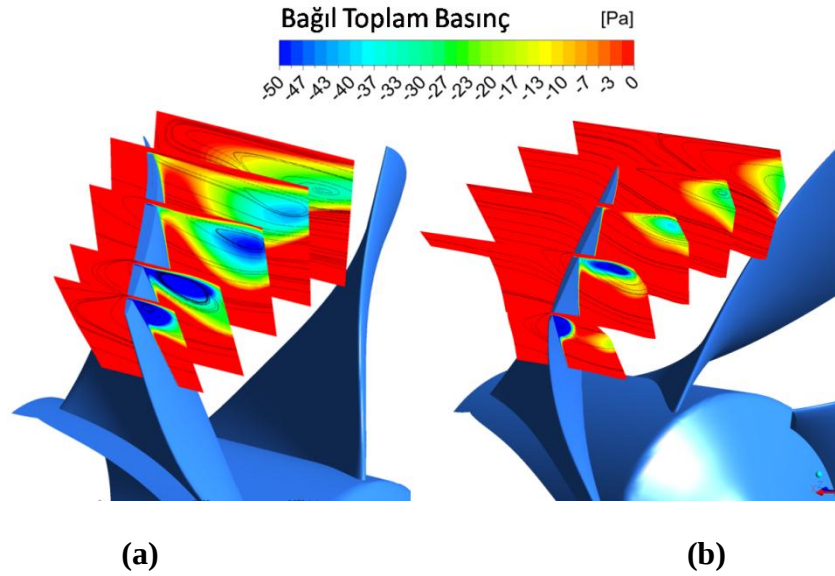
Şekil 8.12 : Deneysel ve sayısal toplam basınç artış katsayısı karakteristikleri: (a)BF035. (b)PD035-45. HAD ile elde edilmiş aerodinamik verim karakteristikleri: (c)BF035 ve PD035-45.

Şekil 8.13-8.15'te ise, BF035 ile PD035-45 fanının akış yapılarının düşük debi ($\Phi = 0,20$) için kıyaslanması yer almaktadır. Ötelemenin düşük debideki akış yapısına ve fan performansına etkileri, 0,50 göbek/uç oranına sahip olan faninkine çok benzerdir. Şekil 8.13'te gösterildiği gibi, yerel toplam basınç artış katsayısı,

kanadın bütün yüksekliği boyunca BF035'inkine göre artış göstermiş, bunun sonucunda toplam basınç artış katsayısı bu debide artmıştır.

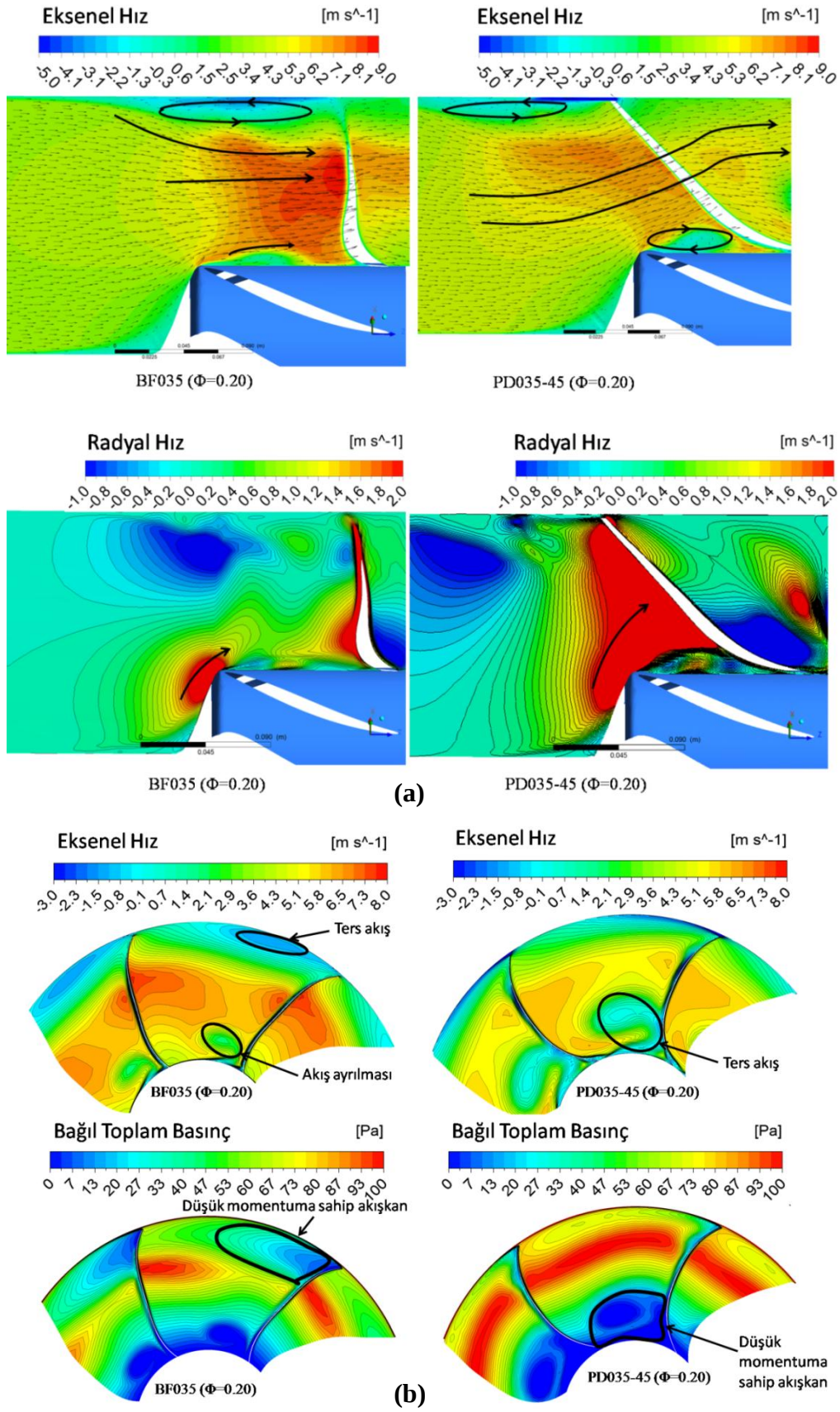


Şekil 8.13 : BF035 ve PD035-45'in deneysel ve sayısal yöntemlerle edilmiş yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (düşük debi- $\Phi = 0,20$ -).



Şekil 8.14 : Düşük debide ($\Phi = 0,20$), kanat ucunda, teğetsel yönde sabit açılarda, HAD yöntemi ile dönen koordinat sisteminde elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri: (a)BF035. (b)PD035-45.

Şekil 8.14'te ise, kanat ucu girdabının etkilediği bölgenin, 0,50 göbek/uç oranlı fandakine benzer biçimde öteleme ile azaldığı görülmektedir.

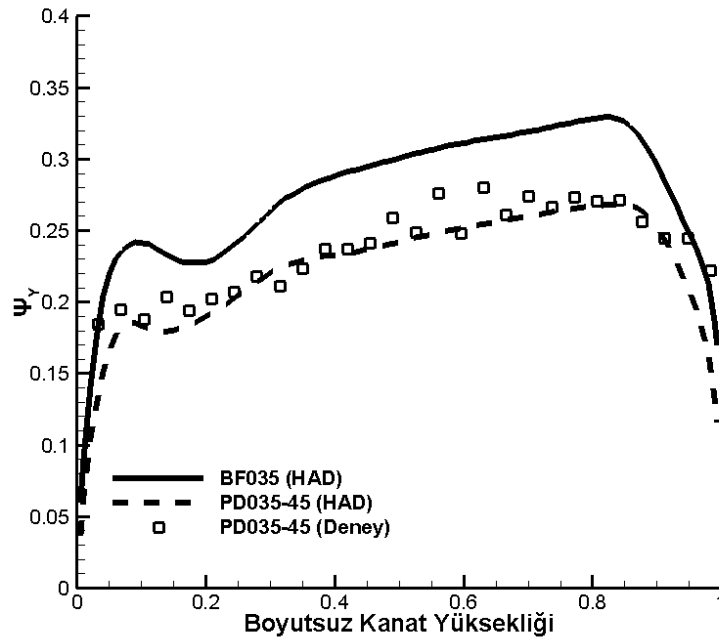


Şekil 8.15 : Düşük debide ($\Phi = 0,20$): (a)Meridyenel düzlem üzerinde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri. (b)Fırar kenarında eş eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri.

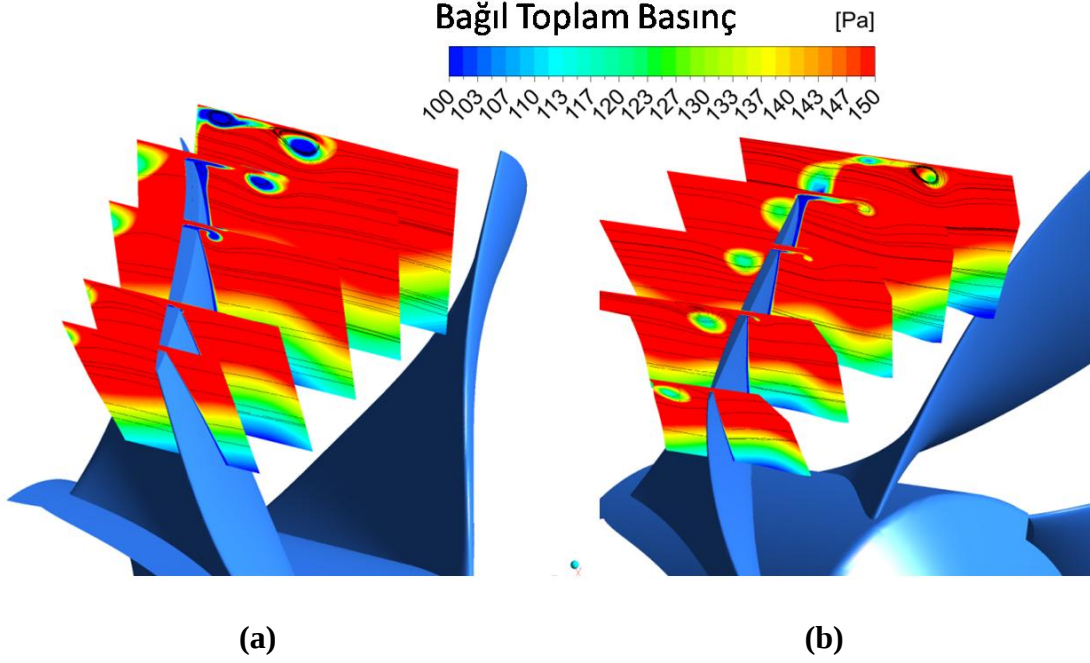
Şekil 8.15a ve 8.15b'de gösterilen detaylı akış analizleri ise akış yapısının göbek/uç oranından etkilenmediğini ve 0,50 göbek/uç oranı durumunda elde edilenlere benzer olduğu görülmektedir. Ancak kanat ucu girdabının radyal yönde kapladığı bölgenin büyüklüğünün, kanat yüksekliğine oranının 0,50 göbek/uç oranına sahip fana göre azaldığı söylenebilir. Ayrıca BF050 fanında var olmayıp BF035 fanının göbek bölgesinde oluşan akış ayrılması, pozitif öteleme ile daha da büyüyerek kanadın neredeyse alt yarısından akışın geçememesine neden olmuştur (Şekil 8.15b).

Şekil 8.16-8.18'de ise benzer grafikler BF035 fanının tasarım debisi ($\Phi = 0,33$) için elde edilmiştir. Şekil 8.16'da toplam basınç artış katsayısının BF035'e göre, kanadın tamamı boyunca aynı oranda azaldığı görülmektedir. Ayrıca kanat ucu girdabı, ötelemenin etkisiyle bu çalışma noktasında da azalmıştır (Şekil 8.17).

Şekil 8.18a ve 8.18b'de ise, ötelemenin fan girişinde neden olduğu radyal hızın tasarım debisindeki etkileri görülmektedir. Şekil 8.18b'de gösterilen, BF035 ve PD035-45' ait aksenal hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri tasarım debisinde, düşük debideki gibi ciddi farklılıklar göstermemektedir. Bu durum 0,50 göbek/uç oranlı fana 45° pozitif öteleme uygulanması durumunda tasarım debisinde elde edilen sonuçlara benzerdir.

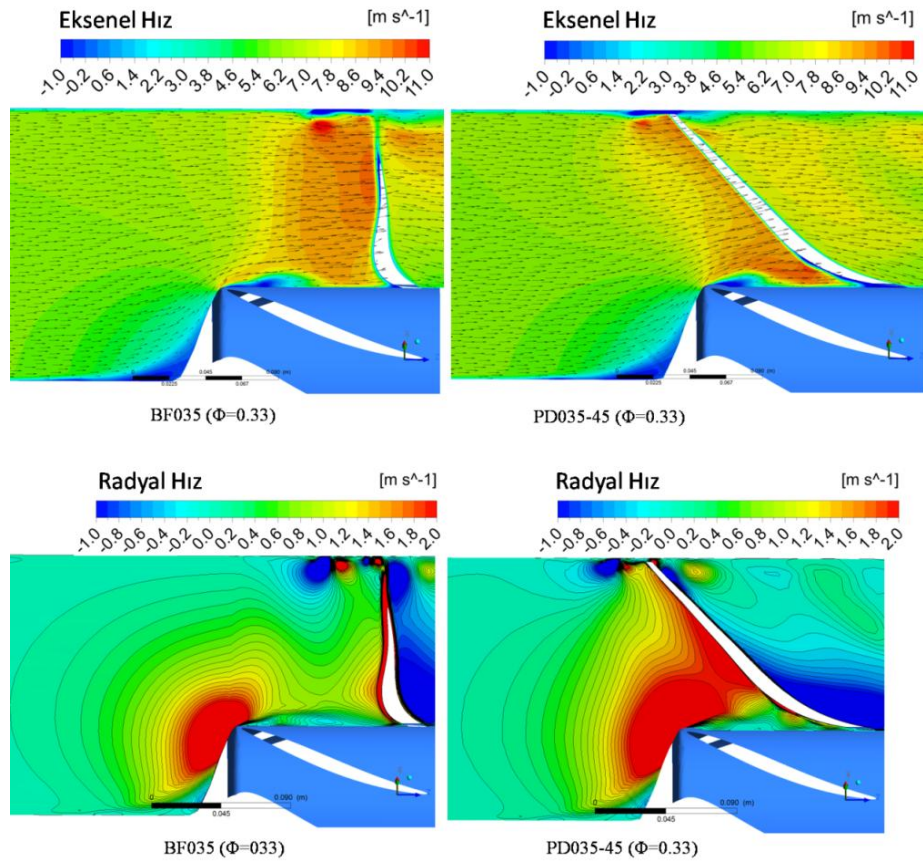


Şekil 8.16 : BF035 ve PD035-45'in deneysel ve sayısal yöntemlerle elde edilmiş yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (tasarım debisi).

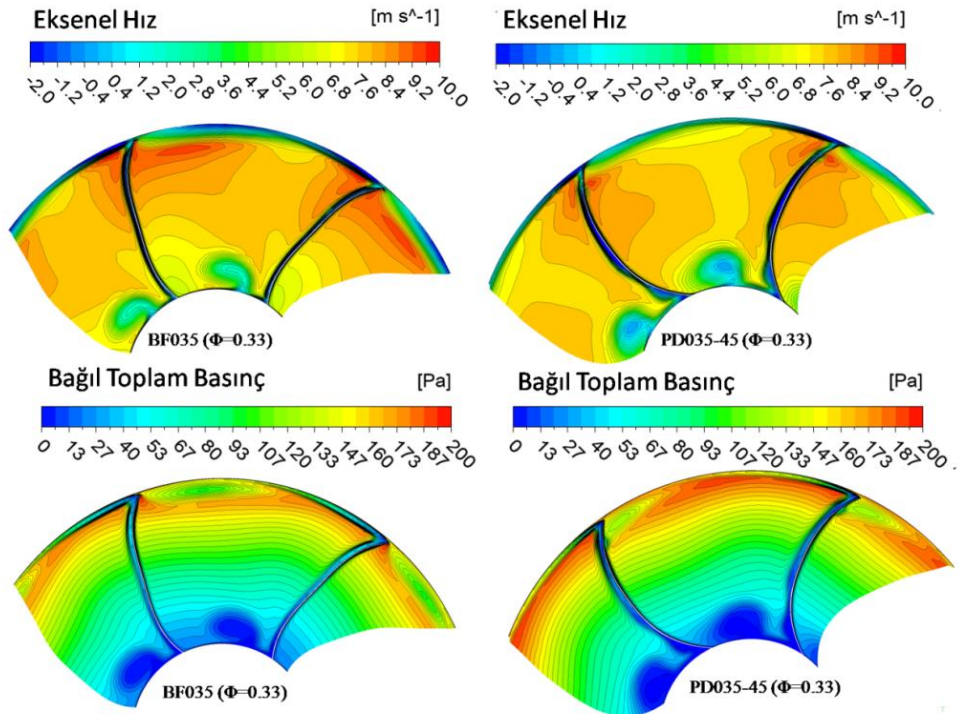


Şekil 8.17 : Tasarım debisinde ($\Phi = 0,33$), kanat ucunda, teğetsel yönde sabit açılarda, HAD yöntemi ile dönen koordinat sisteminde elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri: (a)BF035. (b)PD035-45.

Sonuç olarak, göbek-uç etkisinin bir parametre olarak seçilip 0,50 ve 0,35 göbek/uç oranına sahip fanlara öteleme uygulanması durumunda elde edilen performans değişimleri ve akış yapıları incelendiğinde, sonuçların ufak farklılıklar ile birlikte iki durumda benzer olduğu görülmüştür.



(a)



(b)

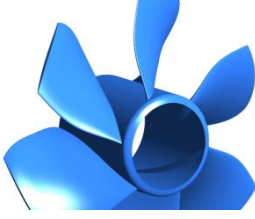
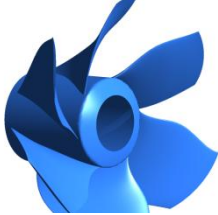
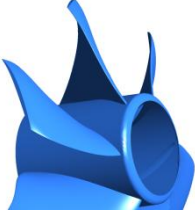
Şekil 8.18 : Tasarım debisinde ($\Phi = 0,33$): (a)Meridyenel düzlem üzerinde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri. (b)Fırar kenarında eş eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri.

9. KAYDIRMA VE ÖTELEMENİN BİRLİKTE UYGULANMASI

Fan kanadına yalnızca kaydırma ve yalnızca öteleme uygulandığı durumlarda, fan performansının nasıl değiştiği önceki bölümlerde incelenmiş ve özellikle düşük debilerde, pozitif ötelemenin fan performansına olumlu etkilerinin olduğu görülmüştü. Ancak tasarım debisinde, toplam basınç artışında ya da aerodinamik verimde iyileşme sağlanamamış, hatta pozitif öteleme durumunda her iki parametrede de bir miktar azalma görülmüştü. Çalışmanın bu aşamasında, tasarım debisinde, referans fanınki ile aynı ya da daha fazla toplam basınç artışının elde edildiği ve aynı zamanda ötelemenin düşük debilerdeki olumlu etkilerinin sağlandığı bir fan tasarımı elde edilmesi amaçlanmıştır. Bunu sağlamak için, BF035 referans fanı üzerinde, kaydırma ve ötelemenin birlikte uygulandığı denemelerde bulunulmuş, çeşitli tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Çizelge 9.1’de, yeni kanat geometrilerinin katı modelleri ile HAD hesaplamaları sonucunda fanın tasarım debisinde elde edilmiş toplam basınç artış katsayıları gösterilmektedir.

Kanadın kök ve uç bölgelerinin sırasıyla göbek ve kanal çeperi ile geniş aç yapması durumunda (literatürde pozitif öteleme) fayda sağlandığı, literatür özetinde belirtilmiş ve Bölüm 8’de incelenen pozitif öteleme uygulamasında da düşük debilerde toplam basınç artışının ve aerodinamik verimin arttığı görülmüştü. Bu nedenle Çizelge 9.1’de Tasarım 1 olarak adlandırılan fanın kanadının kökündeki ve ucundaki profiller BF035’inkiler ile aynı pozisyonda kalırken, aradaki profiller, meridyenel düzlemde kanadın hücum kenarı C şekli oluşturacak şekilde, eksenel doğrultuda aşağı akıma doğru kaydırılmıştır. Bu kaydırma kanadın kök ve uç bölgesinin, kanadı sınırlayan yüzeylerle geniş aç yapmasına neden olmuştur. Ancak, beklenenin aksine, toplam basınç artışının değeri değişmemiştir.

Çizelge 9.1 : 0,35 göbek/uç oranlı referans fanın (BF035) tasarım debisinde ($\Phi = 0,33$) farklı kanat geometrilerinin toplam basınç artış katsayısına etkileri.

Fanın ismi	Ψ_d	Kanadın şekli
BF035	0.289	
Tasarım 1	0.288	
Tasarım 2	0.272	
Tasarım 3	0.239	
Tasarım 4	0.250	
Tasarım 5	0.275	
Tasarım 6	0.287	

Tasarım 2’de ise, meridyenel düzlemdeki kanat görüntüsü BF035’inki ile aynı tutularak, kanat profilleri teğetsel yönde ötelenmiş ve kanadın hem kök bölgesi hem de uç bölgesinin kanadı çevreleyen yüzeylerle geniş açı yapması sağlanmıştır. Literatürde belirtilen ve bu tezin öteleme bölümünde de edinilen bilgiler ışığında, kanadın hem kök hem de uç bölgesinde fayda sağlanması beklenmiş ancak toplam basınç artışı bir miktar düşmüştür.

Tasarım 3’te 45° pozitif öteleme uygulanmış olan PD035-45’in kanat ucu ve kökündeki profilleri sabit tutulup, ara profiller eksenel doğrultuda aşağı akım yönünde kaydırılmıştır. Bunun sonucunda kanadın her iki ucunda kanat yükünün azalacağı ve kanadın ortasında ise artacağı düşünülmüştür. Kanadın en verimli bölümü olan orta kısmında yükün artmasının fanın toplam basıncını arttıracığı düşünülmüş, ancak bu durumda toplam basınç artışı bir hayli düşmüştür.

Tasarım 4’te PD035-45’in tasarım debisinde 0,25’e düşen toplam basınç artış katsayısını arttırmak için ortalama yarıçapındaki profilin boyutları 1,1 ile çarpılarak tekrar ölçeklenmiştir. Bu durumda da toplam basınç artışında bir değişiklik olmamış, PD035-45’inkiyle aynı değerde kalmıştır.

Tasarım 5’te BF035’in kanadının kökündeki ve ucundaki profillerine sırasıyla göbek ve kanal çeperi ile geniş açı yapacakları şekilde öteleme uygulanmış, ara yarıçaplarda ise aşağı akım yönünde eksenel kaydırma uygulanmıştır. Bunun Tasarım 1’den olan farkı, kanat kökündeki ve ucundaki profillerin sabit kalmamış olmasıdır. Bir miktar toplam basınç artışı kaybı bu durumda da gözlenmiştir.

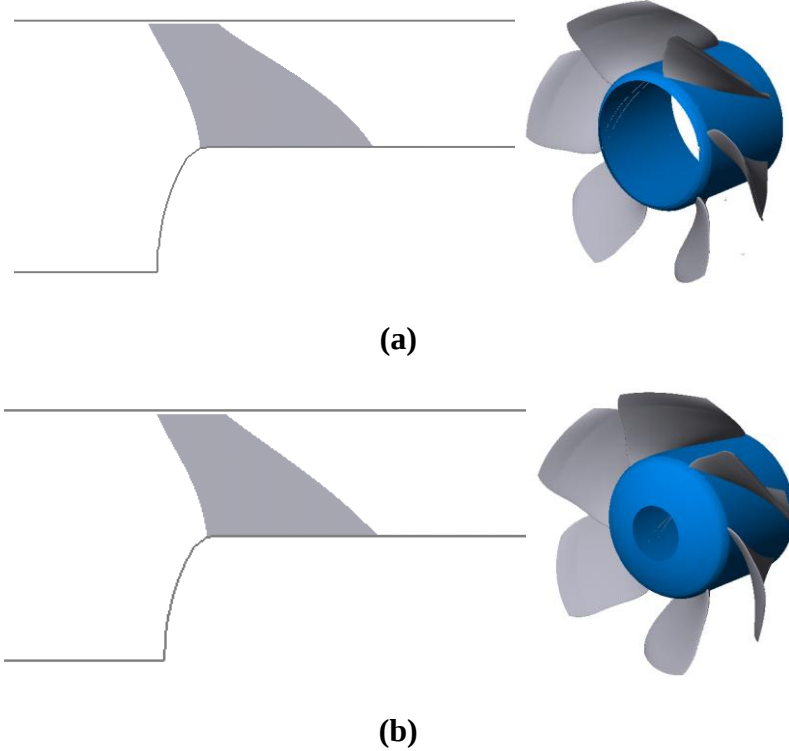
Tasarım 6’da ise kanadın uç kısmındaki profiller aşağı akım yönünde eksenel doğrultuda kaydırılmış, bu sayede kanadın uç bölgesinin aerodinamik yükü artırılıp verim göz önüne alınmaksızın toplam basınç artış katsayısı artırılmaya çalışılmıştır. Teğetsel yönde öteleme uygulanmamıştır. Toplam basınç artışının referans fanı ile aynı olduğu görülmüştür.

Kanada yapılan uygulamalar neticesinde tasarım debisinde toplam basınç artışında referans fana göre bir iyileşme sağlanamadığı için öteleme ve kaydırmanın birlikte uygulandığı özel bir durum olan eksenel kaydırmanın etkisi incelenmek istenmiştir. 45° pozitif ötelemenin, düşük debilerde fan performansına olumlu sonuçları olduğu görüldüğü için, ilk olarak bu uygulama sonucunda elde edilmiş meridyenel geometri

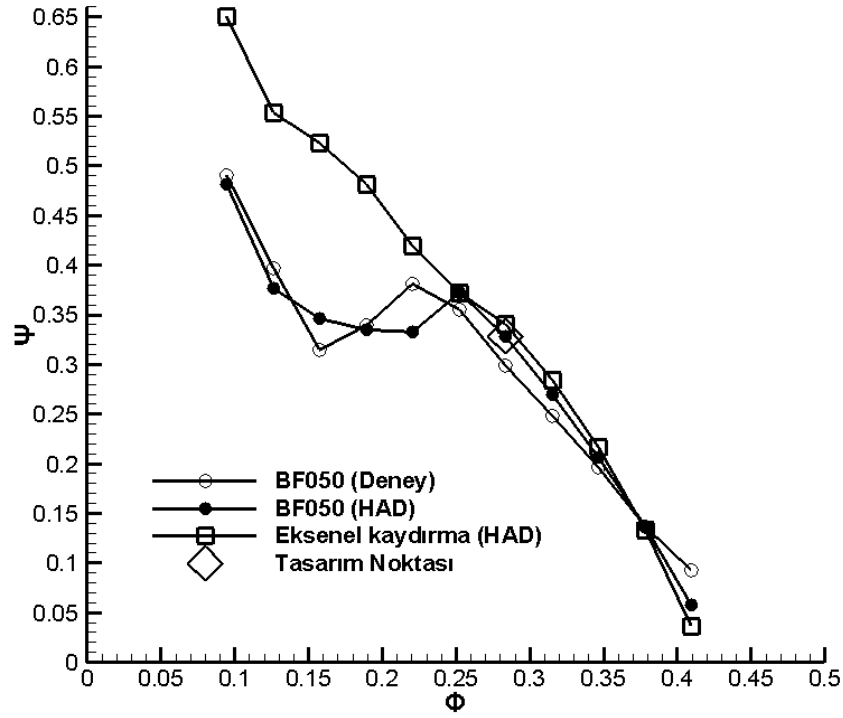
esas alınmıştır. Aşağıdaki alt bölümlerde, bu geometri değişikliğinin BF050 ve BF035'e uygulanması sonucunda elde edilen akış yapıları incelenmektedir.

9.1 0,50 Göbek/Uç Oranına Sahip Fana Eksenel Kaydırma Uygulanması

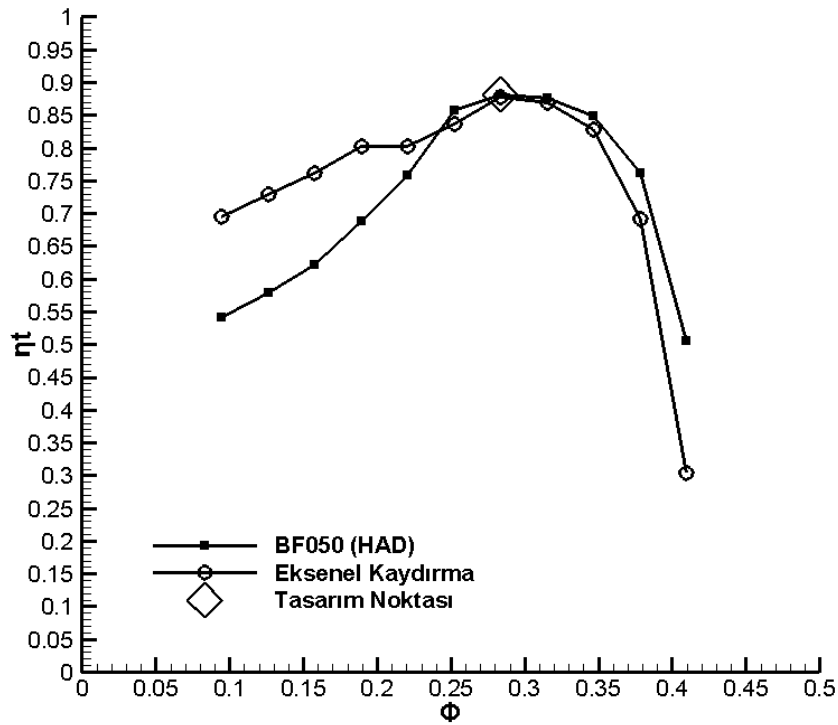
Şekil 9.1'de 0,50 göbek/uç oranına sahip referans fana (BF050), 45° pozitif öteleme uygulandığı durumda ortaya çıkan kanat geometrisi (tezin önceki bölümlerinde incelenmiş olan) ile kanat profillerini yalnızca eksenel doğrultuda kaydırarak, PD050-45 ile aynı meridyenel geometrinin elde edildiği fanın kanat geometrisi karşılaştırılmaktadır. Meridyenel düzlemde aynı görünüme sahip olan kanatlardan PD050-45'in profilleri vetere dik yönde ötelendiği için, hem eksenel doğrultuda kaydırılmış, hem de θ doğrultusunda ötelenmiş, yeni fanın profilleri ise yalnızca eksenel yönde kaydırılarak, profillerin θ doğrultusundaki açıları BF050'ninkiler ile aynı açıda kalmıştır. Neticede elde edilen yeni geometri 35° pozitif öteleme (pozitif dihedral) ve 17° öne doğru kaydırma (forward sweep) açlarına sahiptir. Bu ise 40°'lik bir eksenel kaydırma (axial sweep) açısına sahip olduğu anlamına gelmektedir.



Şekil 9.1 : (a)Eksenel kaydırma uygulanmış, (b) 45° pozitif öteleme uygulanmış (PD050-45), 0,50 göbek/uç oranına sahip fanın meridyenel düzlemdeki ve perspektif görünümüleri.



Şekil 9.2 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,50 göbek/kanat ucu oranı için).



Şekil 9.3 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun HAD hesaplamaları ile elde edilmiş verim eğrisi (0,50 göbek/kanat ucu oranı için).

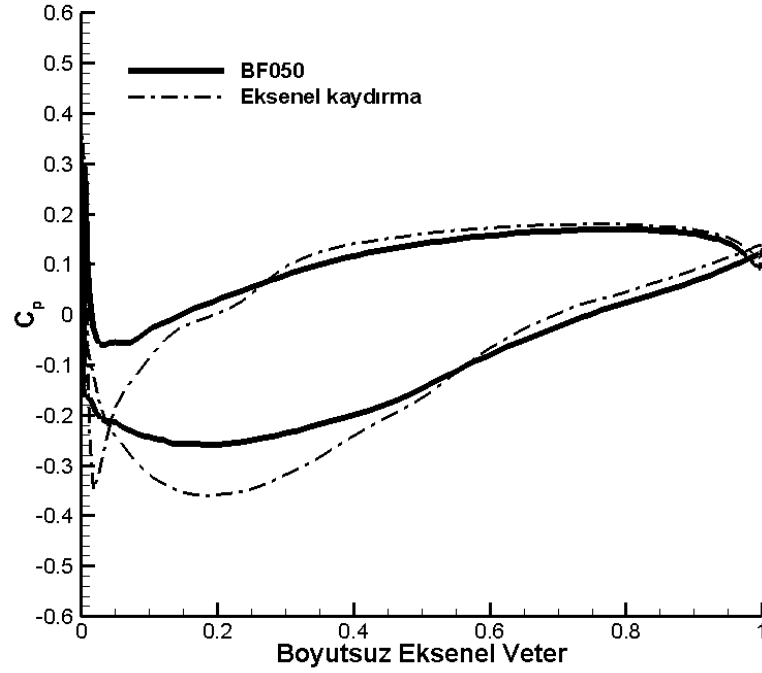
Şekil 9.2’de, BF050’nin ve profilleri aksel yönde kaydırılmış fanın HAD ile elde edilmiş toplam basınç artış katsayısı eğrileri kıyaslanmaktadır. Şekilden, pozitif ötelemenin düşük debilerdeki olumlu etkilerinin korunduğu anlaşılmaktadır. Üstelik fanın tasarım debisinde ve kararlı çalışma aralığında görülen, fana yalnızca pozitif öteleme uygulanmasının neden olduğu toplam basınç artış azalması, yeni fanda oluşmamıştır.

Bu durum Şekil 9.3’te gösterilen aerodinamik verim eğrilerine de yansımış, aksel kaydırma uygulanmış fanın verim değerleri düşük debilerde BF050’ninkilere göre artış gösterirken tasarım debisinde aynı kalmıştır. Fanın diğer kararlı çalışma debilerinde ise verim azalmıştır. Verimin yüksek debilerdeki azalma miktarı, PD050-45’inkine göre daha az olmuştur.

Şekil 9.4-9.6’da ise sırasıyla kanat yüksekliğinin %10’u, %50’si ve %90’ında kanat üzerindeki basınç dağılımları boyutsuz bir biçimde (C_p) gösterilmektedir. Yeni fan, öne doğru kaydırmaya sahip olduğu için (kanat kökünde negatif kanat ucunda pozitif kaydırma), kanat kökünün emme yüzeyi üzerinde basıncın aldığı en küçük değer daha aşağı değerlere çekilmiş, ancak bununla beraber bağıl hız kanada optimum açıdan daha farklı bir açıda gelmiş ve hücum açısı değişmiştir. Emme yüzeyindeki eğrinin minimum noktasının aşağılara çekilmesi kanat yükünü arttırmaya çalışırken, boyutsuz aksel veter 0,6’yı geçtikten sonra bu yüzeydeki akışkan yüzeyden ayrılmıştır. Bu basınç dağılımı, literatürde bahsedilen çalışmalarla ve bu tezin kaydırma ile ilgili bölümünde elde edilen sonuçlarla uyumludur.

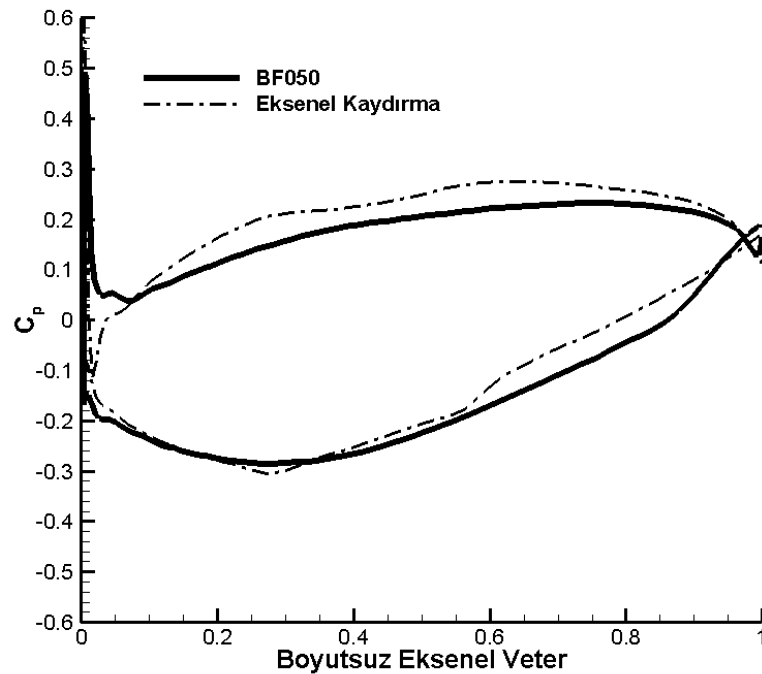
Öte yandan, kanadın %50’sinde de boyutsuz aksel veter 0,6 olduğu civarda akışkan emme yüzeyinden ayrılmıştır. Hücum kenarına yakın bölgelerde basınç yüzeyinde, basıncın değerinin azaldığı, ancak basınç yüzeyindeki eğrinin, veterin diğer bölümlerinde BF050’ninkinden daha yukarıda olmasının profilin yaptığı işi BF050 ile eşit tuttuğu söylenebilir.

Ayrıca Şekil 9.4 ve 9.5 incelendiğinde, her iki profilin basınç yüzeyinin hücum kenarına yakın bölgesine ait basınç değerlerinin azalması düşük debilerde fanın çalışma koşulları açısından avantaj sağlamaktadır.

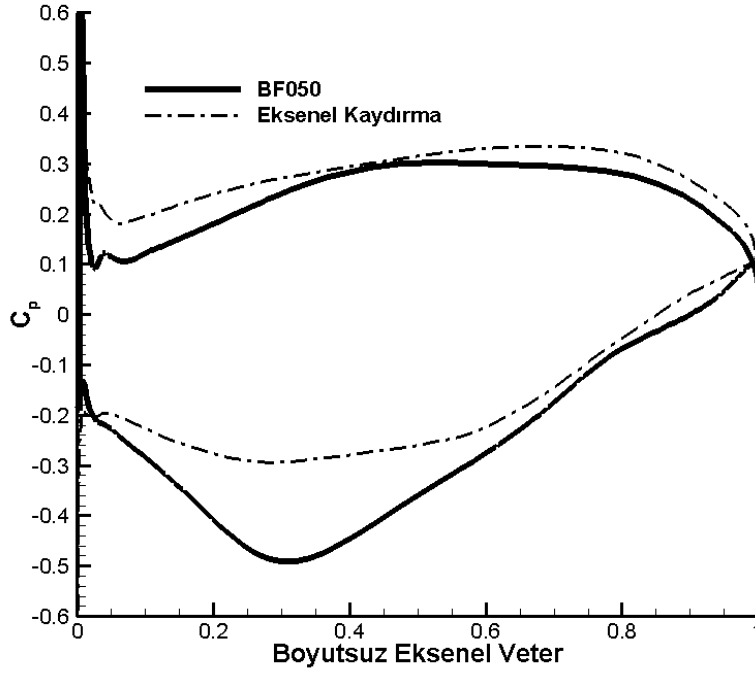


Şekil 9.4 : Kanat yüksekliğinin %10'unda kanat üzerinde basınç dağılımları.

Debi azaldığı zaman değişen hücum açısı ile bu eğri yukarıya doğru kayabilecek ve kanat daha fazla iş üretebilecektir Öteleme etkisiyle, fanın kararsız çalışma bölgesinin ortadan kalkmasının göstergelerinden biri de bu olabilir.



Şekil 9.5 : Kanat yüksekliğinin %50'sinde kanat üzerinde basınç dağılımları.



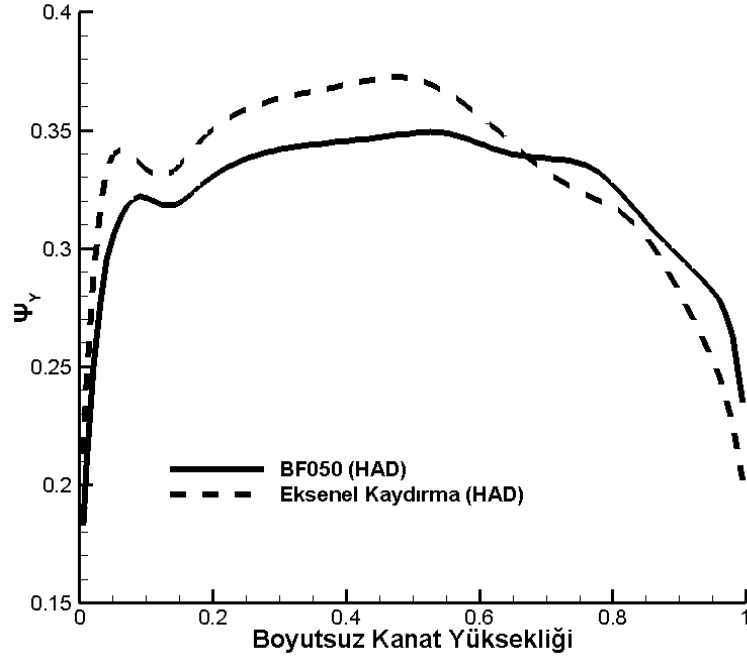
Şekil 9.6 : Kanat yüksekliğinin %90'ında kanat üzerinde basınç dağılımları.

Şekil 9.6'da ise, yukarı akım yönünde eksenel kaydırmanın kanat ucundaki aerodinamik yükü azalttığı görülmektedir. Zira, eksenel kaydırma pozitif öteleme ve öne doğru kaydırmayı barındırmaktadır ki bu durumların her ikisinde kanat uç bölgesinde aerodinamik yükün azaldığı ve verimin arttığı, bu çalışmanın önceki bölümlerinde anlatılmıştır.

Kanat üzerindeki aerodinamik yük dağılımının etkisi, Şekil 9.7'de gösterilen yerel toplam basınç artış katsayısı dağılımında görülmektedir. Kanal çeperine yakın kısımlarda, kanat akışkan üzerinde daha az, alt bölümünde ise daha fazla iş yapmıştır. Bunun neticesinde tasarım debisinde toplam basınç artış katsayısının kütle ağırlıklı ortalama değeri BF050 ile aynı kalmıştır.

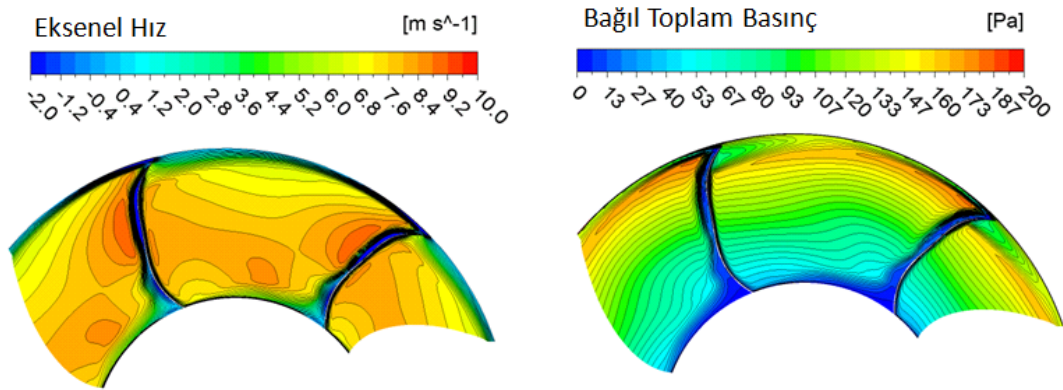
Şekil 9.8'de gösterilen eksenel hız ve eş bağıl toplam basınç eğrileri, Bölüm 8 Şekil 8.9'da aynı tasarım debisinde PD050-45 için elde edilmiş olanlar ile kıyaslandığında, PD050-45'in emme kenarında görülen akış ayrılmasının eksenel kaydırma durumunda azaldığı, yine PD050-45 fanının kanat ucu kayıplarında görülen iyileşmenin ise eksenel kaydırma durumunda daha az etkili olduğu görülmektedir (Şekil B.1).

Eksenel kaydırma sonucunda elde edilen akış yapısının BF050 ile PD050-45 sonuçlarının arasında değerlere sahip olduğu söylenebilir.



Şekil 9.7 : BF050'nin ve eksenel kaydırmaya sahip fanın yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (tasarım debisi).

Eksenel kaydırma PD050-45 ile aynı meridyenel görünüme sahip olup aralarında yalnızca teğetsel öteleme farkı olduğu için bu sonuç beklenebilir.

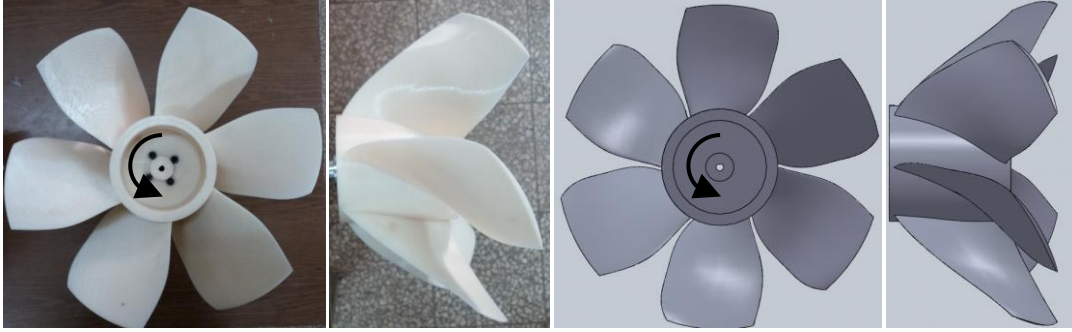


Şekil 9.8 : Eksenel kaydırmaya sahip fanın (0,50 göbek/kanat ucu oranı) firar kenarını kesen konik yüzeyde eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri (tasarım debisi).

Şekil 9.8'de gösterilen eş hız eğrilerinin kanat ucu girdabı ve meridyenel kesitte elde edilmiş olan benzerleri EK B ve EK C'de yer almaktadır. Bu eş eğrileri, Bölüm 8'de BF050 ve PD050-45 için elde edilmiş olanlarla kıyaslandığında, yine eksenel kaydırma sonuçlarının BF050 ve PD050-45 arasında olduğu söylenebilir.

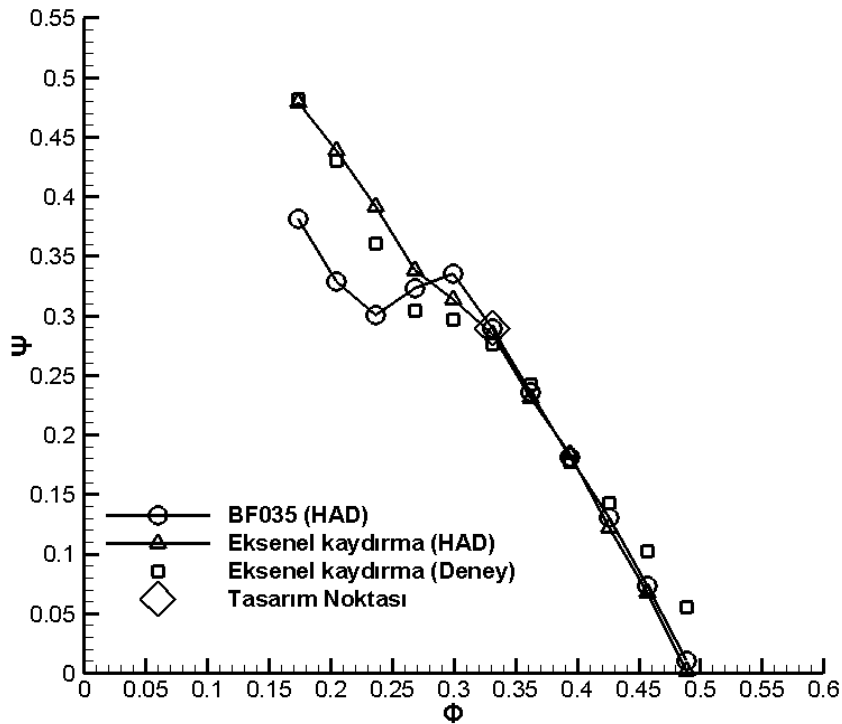
9.2 0,35 Göbek/Uç Oranına Sahip Fana Eksenel Kaydırma Uygulanması

0,50 göbek/uç oranına sahip fana uygulanan eksenel kaydırmanın benzeri, 0,35 göbek/uç oranına sahip BF035'e de uygulanmıştır. BF050 fanının kanatlarına yapılan uygulamaya benzer şekilde, yeni fanın meridiyenel düzlemdeki görünümü ile PD035-45'inkiler aynı olacak şekilde, BF035'in kanat profilleri eksenel doğrultuda fanın ön kısmına doğru kaydırılmıştır. Teğetsel yönde bir öteleme yapılmamıştır.



Şekil 9.9 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun prototip ve katı model görünümü (0,35 göbek/kanat ucu oranı için).

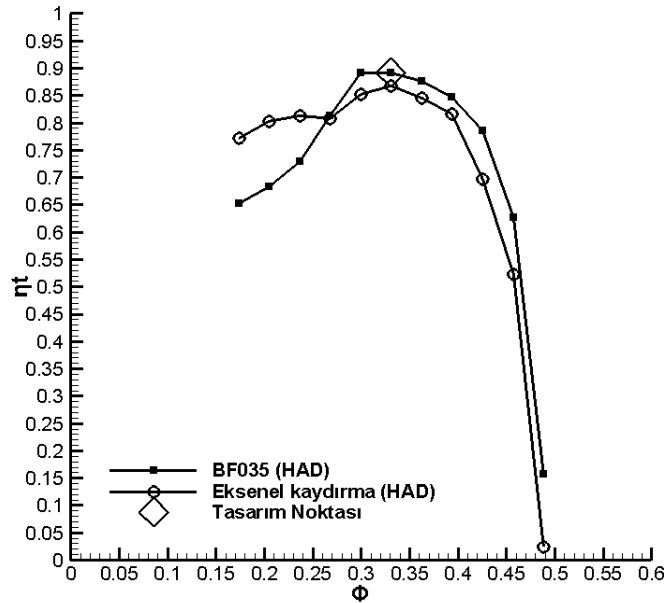
Elde edilen yeni geometri 35° pozitif öteleme ile 17° öne doğru kaydırma açılarına sahiptir (40° öne doğru eksenel kaydırma açısı).



Şekil 9.10 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun HAD hesaplamaları ile elde edilmiş performans karakteristikleri (0,35 göbek/kanat ucu oranı için).

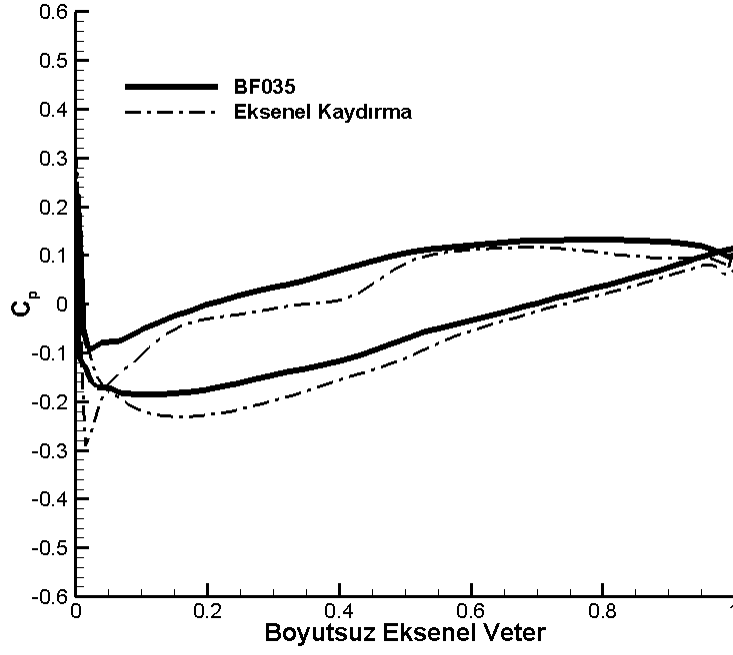
Yeni fanın prototipi üretilmiş ve deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bu fanın prototipinin fotoğrafı ve katı modeli Şekil 9.9’da gösterilmektedir.

Şekil 9.10’da gösterilen toplam basınç artış katsayısının debiyle değişimi, yeni fana ait HAD sonuçlarının ve deneysel sonuçların uyum halinde olduğunu göstermektedir. Eğrilerin yapısı ve eksenel kaydırmanın etkileri 0,50 göbek/uç durumu için elde edilenlere benzer niteliktedir. Yüksek debilerde, deneysel sonuçların HAD sonuçlarından bir miktar yüksek çıktığı 0,50 göbek/uç oranında olduğu gibi burada da gözlenmektedir. Tasarım debisinde, eksenel kaydırma sonucunda elde edilmiş toplam basınç artış katsayısının BF035’inki ile yaklaşık olarak aynı olduğu söylenebilir. Düşük debilerde toplam basınç artışının BF035’e göre yükselmesi ve fanın kararsız çalıştığı bölgenin ortadan kalkması burada da gözlenmiştir. Şekil 9.11’de ise 0,50 göbek/uç oranı sonuçlarından farklı olarak, tasarım debisinde toplam basınç artışının BF035 ile aynı olmasına rağmen, verimin bir miktar düştüğü gözlenmiştir. Yine de BF035’te %89 olan verim değeri PD050-45’te %85 iken, son durumda %87 olarak hesaplanmış ve PD050-45’e göre artış göstermiştir.

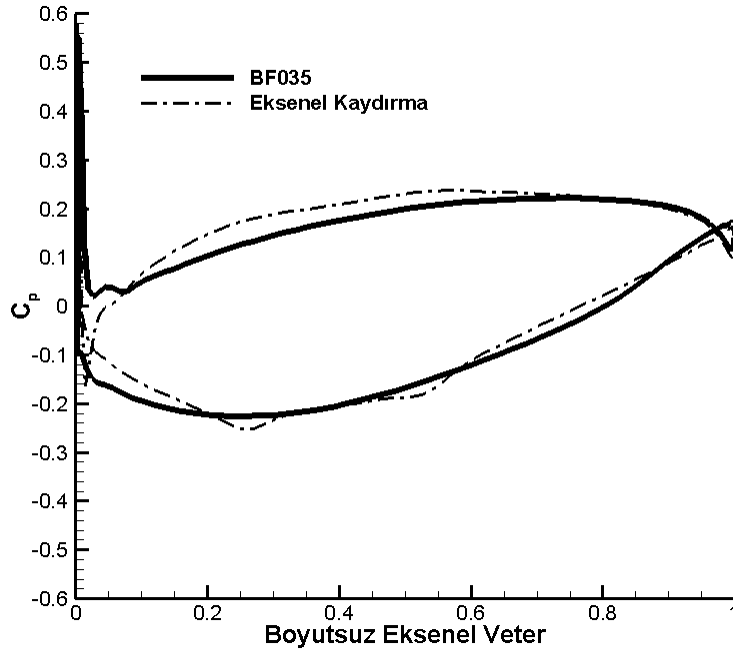


Şekil 9.11 : Eksenel kaydırma uygulanmış fan rotorunun HAD hesaplamaları ile elde edilmiş verim eğrisi (0,35 göbek/kanat ucu oranı için).

Şekil 9.12-9.14’te gösterilen, tasarım debisinde HAD yöntemi ile elde edilmiş, kanat üzerindeki C_p dağılımları ise, 0,5 göbek/uç oranına sahip BF050’ye eksenel kaydırma uygulanması durumunda elde edilen sonuçlara çok benzemektedir. İlgili bölümde yapılan yorumlar bu durum için de geçerlidir.

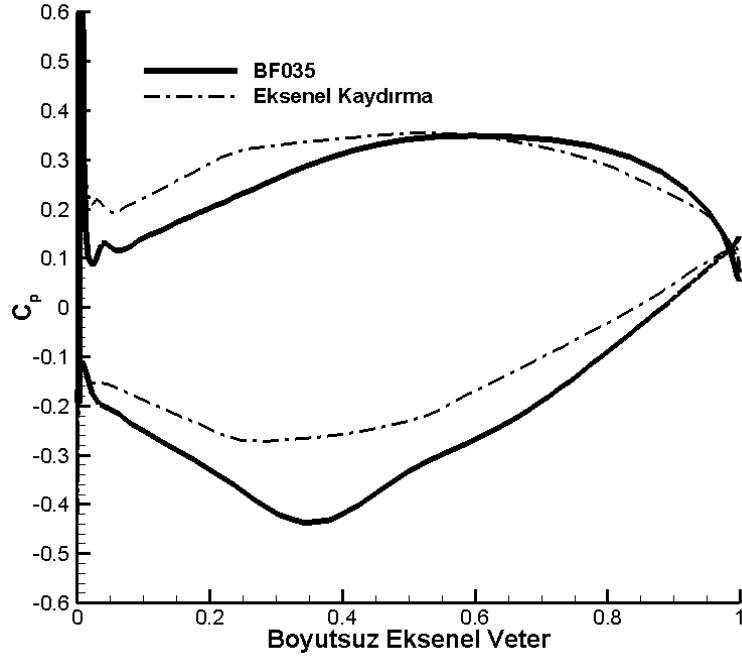


Şekil 9.12 : Kanat yüksekliğinin %10'unda kanat üzerinde basınç dağılımları.



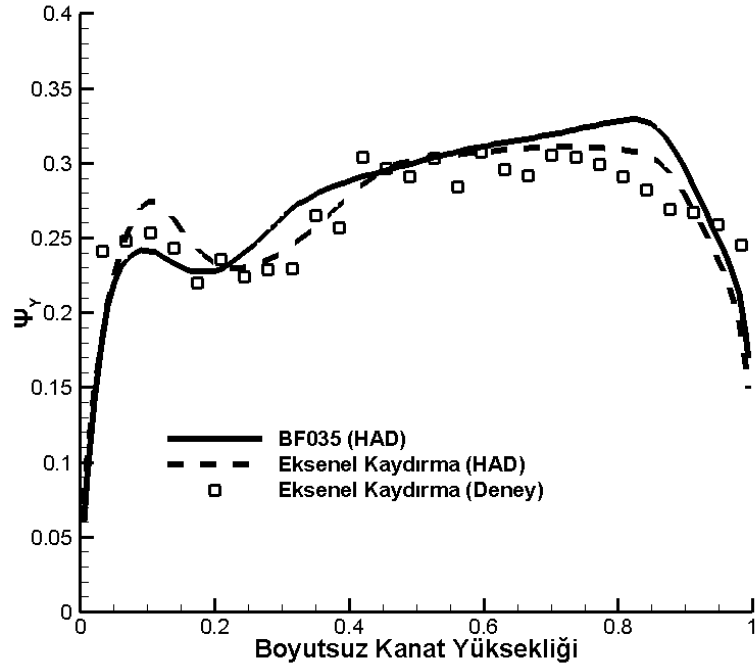
Şekil 9.13 : Kanat yüksekliğinin %50'sinde kanat üzerinde basınç dağılımları.

Şekil 9.15 yerel toplam basınç artış katsayısının radyal yöndeki değişimini göstermektedir. 0,50 göbek/uç durumunda olduğu gibi, eksenel kaydırmanın, kanadın uç bölgesindeki toplam basınç artış katsayısını azalttığı, kök bölümünde ise arttırdığı söylenebilir.



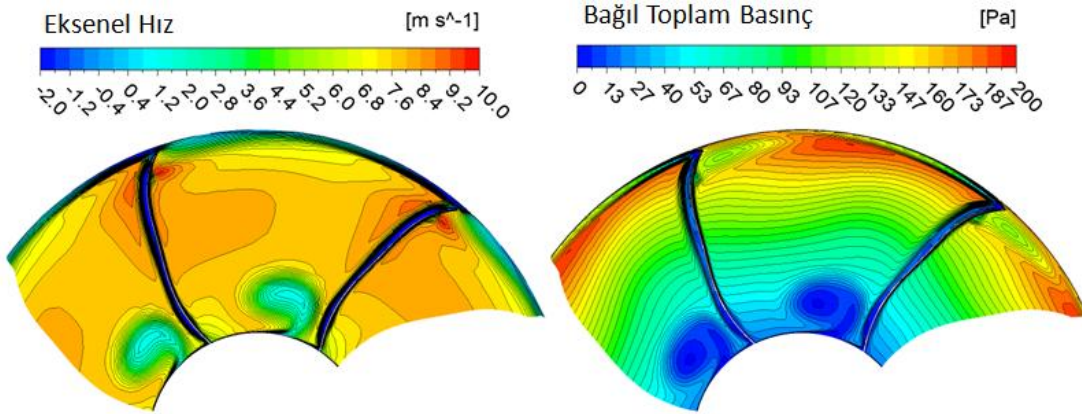
Şekil 9.14 : Kanat yüksekliğinin %90'ında kanat üzerinde basınç dağılımları.

Kanat kökünde ve ucundaki zıt etkiler neticesinde, kütle ağırlıklı ortalama ile elde edilmiş toplam basınç artış katsayısı BF035'inki ile aynı kalmıştır. Deneysel yöntemle elde edilmiş dağılım ise, HAD sonuçları ile kanadın uç bölgesi haricinde uyum içerisinde.



Şekil 9.15 : BF035'in ve eksenel kaydırmaya sahip fanın yerel toplam basınç artış katsayılarının kıyaslanması (tasarım debisi).

Şekil 9.16'da, EK B (Şekil (B.2) ve EK C'de (Şekil C.1) verilmiş olan eş eğriler Bölüm 8'de BF035 fanı için çizilmiş olanlar ile karşılaştırıldığında, yine 0,50 göbek/uç oranına aksenal kaydırma uygulanması durumu ile benzer sonuçlar görülmektedir. Buna göre 0,35 göbek/uç durumunda da, kanadın emme yüzeyinin kanat köküne yakın kısımlarında, akış ayrılması nedeniyle PD035-45'te görülen düşük bağıl toplam basınçlı kısım, aksenal kaydırma durumunda azalmış, BF035'e göre ise artmıştır. BF035'in göbek bölümünde var olan düşük momentuma sahip yapı bir miktar büyümüştür. Bu büyüme EK C'de, meridyenel düzlemde gösterilmiş olan eş aksenal hız eğrilerinin Bölüm 8 Şekil 8.18a'da BF035 için verilmiş olanlar ile kıyaslanmasıyla da görülebilir. Toplam basınç artış katsayısının değerinin hem 0,50 hem de 0,35 göbek/uç oranlı fana aksenal kaydırma uygulanması durumunda, sırasıyla BF050 ve BF035 ile eşit hesaplanmasına rağmen, 0,35 göbek/uç oranı durumunda verimin BF035'e göre düşük çıkmasının nedeni bahsedilen düşük momentumlu akış bölgesinin büyümesi olabilir.



Şekil 9.16 : Eksenal kaydırmaya sahip fanın (0,35 göbek/kanat ucu oranı) firar kenarını kesen konik yüzeyde eş aksenal ve eş radyal hız eğrileri (tasarım debisi).

10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, son yıllarda eksenel fan kanatlarının geçmiştekilere göre daha farklı şekiller almasına neden olan, kanat profillerinin diziliş biçimlerinin fan performansına etkileri sayısal HAD yöntemi kullanılarak ve deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan literatür araştırması sonucunda, kanat profillerini veter doğrultusunda kaydırmanın (sweep) ya da vetere dik doğrultuda ötelemenin (dihedral) eksenel fanların performansına ve kararlı çalışmaları debi aralığının genişliğine olumlu etkileri olabileceği gözlenmiştir. Ancak literatürde ötelemenin ve kaydırmanın sistematik bir şekilde incelenmediği, bu nedenle sonuçların genelleştirilemediği ve hatta birbirleriyle çelişebildiği görülmüştür. Bu durumun nedenlerinden biri, kaydırma ve öteleme çalışmalarında referans olarak kullanılan fanların, radyal profil dizilimine sahip kanatlarının tasarımında, farklı kriterler uygulanmış olmasıdır.

Kaydırma ve ötelemenin fan performansına etkilerinin daha iyi anlaşılabilmesi ve genelleştirilebilmesi amacıyla, ilk olarak referans bir fan tasarlanmış ve radyal doğrultudaki kanat profili dizilimi (klasik yaklaşım) korunarak, performans optimizasyonu uygulanmış ve aerodinamik verimi iyileştirilmiştir. Daha sonra aynı zamanda göbek/uç çap oranı parametresinin de değerlendirilmesine olanak sağlayacak ikinci bir referans fan, her iki fanın kanatlarının boyutsuz eş yüksekliklerindeki kanat yüzeyleri üzerinde aynı basınç katsayısı dağılımına sahip olacak biçimde tasarlanmıştır. Bu fanların kanatlarına uygulanan profil kaydırma ve ötelemenin, fanların aerodinamik performansına etkileri, tasarım ve tasarım dışı koşullar için detaylı bir biçimde incelenmiştir.

Bu çalışmada elde edilen en önemli sonuçlardan bir tanesi, eksenel fanların toplam basıncının debi ile değişimini gösteren performans eğrilerinde bulunan fanın kararsız çalıştığı bölgenin, fanın kanatlarına pozitif öteleme uygulanması durumunda ortadan kalkması ve bu sayede fanın kararlı çalışma aralığının bir hayli genişlediğinin anlaşılmasıdır. Ötelemenin bu etkisi hem deneysel hem HAD yöntemi kullanılarak doğrulanmıştır. Fan kanatlarına uygulanan öteleme, fanın tasarım noktasındaki (en

iyi verim noktası), basınç artışı katsayısının azalmasına ve veriminin de düşmesine neden olmaktadır.

Profil kanatlarına uygulanan kaydırmanın, fanın performansına olumlu sayılabilecek bir etki yapmadığı görülmüştür.

Fanın tasarım noktasındaki performans değerlerini koruyarak, kararlı çalışma debi aralığını genişletmenin ve düşük debilerdeki performansını iyileştirmenin, profil kaydırma ve ötelemenin bir arada uygulanması ile mümkün olduğu görülmüştür.

Çalışma kapsamında elde edilen tüm bu sonuçların,

a)Bu çalışmada referans olarak kullanılan fanların tasarımı, en iyi verim noktalarında, radyal doğrultudaki toplam basınç artışlarının dağılımı düzgün yayılı olacak biçimde yapılmıştır. Bunun temel nedeni çalışmanın sistematik yaklaşımında bazı parametrelerin sabit tutulması gerekliliğidir. Literatürde bulunan kaydırma ve öteleme çalışmaları ise, daha çok bu dağılımın kanat ucunda fazla, kanat kökünde az olduğu (Controlled Vortex Design) fanlar içindir. Toplam basınç artışının, kanadın kökünden uç kısmına doğru giderek arttığı bir eksenel fana, bu çalışmadakine benzer bir yaklaşım ile, sistematik bir biçimde öteleme ve kaydırma uygulama;

b)Bu çalışmada, $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ SST türbülans modelleri ile referans fanın performans karakteristikleri hesaplanmış ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Fanın toplam basınç artışı eğrisinin tepe noktası haricinde, $k-\omega$ SST modelinin deneylerle daha uyumlu sonuçlar verdiği görülmüş, literatürde turbomakinalardaki akış analizleri için yaygın olarak önerildiği ve kullanıldığı da dikkate alınarak, çalışmalara, bu model kullanılarak devam edilmiştir. Fakat bu çalışmada, deneysel eğrinin tepe noktası için $k-\epsilon$ modeli, deneysel sonuçlara çok daha yakın sonuçlar vermiştir. $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ SST türbülans modellerinin bu nokta için detaylı değerlendirmelerinin yapılması;

c)Bu çalışmada, moment ölçümü yapılmadığı için aerodinamik verim deneysel yöntemle elde edilememiştir. HAD yönteminin güvenilirliğini sınaama amaçlı, fanların mil momentlerinin ölçülerek, deneysel fan verimlerinin hesaplanması

hususlarının da değerlendirileceği çalışmalar ile bütünleştirilmesinin, eksenel fan kanatlarına uygulanan profil öteleme ve kaydırmanın, fanın aerodinamik performansına olan etkilerinin daha iyi genelleştirilebilmesine olanak sağlayacağı düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Jorgensen, R.** (1999). *Fan engineering handbook* (9th ed.). USA: Howden Buffalo.
- [2] **Lakshminarayana, B.** (1996). *Fluid dynamics and heat transfer of turbomachinery*. New York: Wiley.
- [3] **Lewis, R. I.** (1996). *Turbomachinery performance analysis*. London New York: Arnold Wiley.
- [4] **Cordier, O.** (1953). Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. *BWK Zeitschrift*, 5(10), 337-340.
- [5] **Csanady, G. T.** (1964). *Theory of turbomachines*. New York: McGraw-Hill.
- [6] **Bleier, F. P.** (1998). *Fan handbook : Selection, application, and design*. New York: McGraw-Hill.
- [7] **Eck, B.** (1973). *Design and operation of centrifugal, axial-flow, and cross flow fan* (1st ed.). Germany: Pergamon Press Ltd.
- [8] **McPherson, M. J.** (1993). *Subsurface ventilation and environmental engineering* (1st ed.). London, New York: Chapman & Hall.
- [9] **McMillan, G. K.** (2009). *Centrifugal and axial compressor control*. USA: Momentum Press.
- [10] **Denton, J. D.** (1993). The 1993 Igti scholar lecture-loss mechanisms in turbomachines. *Journal of Turbomachinery-Transactions of the ASME*, 115(4), 621-656.
- [11] **Baskharone, E. A.** (2006). *Principles of turbomachinery in air-breathing engines*. Cambridge, New York: Cambridge University Press.
- [12] **Dean, R. C.** (1954). *Secondary flow in axial compressors* (doktora tezi). Massachusetts Institute of Technology Dept of Mechanical Engineering, USA.
- [13] **Lakshminarayana, B. & Horlock, J. H.** (1967). *Leakage and secondary flows in compressor cascades*. Aeronautical Research Council Technical Report, London.
- [14] **Carter, A. D. S.** (1948). Three-dimensional-flow theories for axial compressors and turbines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 159(1), 255-268.
- [15] **ANSI/AMCA:210.** (2007). *Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating*, AMCA.
- [16] **British Standards Institution.** (1980). *Fans for general purposes. Part 1, Methods of testing performance*. London: British Standards Institution.

- [17] **Shaw, C. T.** (1992). *Using computational fluid dynamics*. New York: Prentice Hall.
- [18] **Blazek, J.** (2005). *Computational fluid dynamics: principles and applications* (2nd ed.). Amsterdam, Boston: Elsevier.
- [19] **Keck, H. & Sick, M.** (2008). Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines, *Acta Mechanica*, 201(4), 211-229.
- [20] **Shankaran, G. V. & Dogruoz, M. B.** (2010). Validation of an advanced fan model with multiple reference frame approach. *ITherm 2010: 12th IEEE Intersociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems*, Las Vegas: November 1-9.
- [21] **Cho, C. H., Cho, S. Y., Ahn, K. Y. & Kim, Y. C.** (2009). Study of an axial-type fan design technique using an optimization method, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, PartE: Journal of Process Mechanical Engineering*, 223(3), 101-111.
- [22] **Mistry C. S. & Pradeep, A. M.** (2011). Design and performance analysis of a low-speed, high aspect ratio contra-rotating fan stage, *The 11th Asian International conference on Fluid machinery IIT, Madras*: November 21-23.
- [23] **Ramakrishna, P. V. & Govardhan, M.** (2009). Aerodynamic performance of low speed axial flow compressor rotors with sweep and tip clearance, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 3(2), 195-206.
- [24] **Ramakrishna, P. V. & Govardhan, M.** (2011). On loading corrections and loss distributions in low-speed forward swept axial compressor rotors, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy*, 225(A1), 20-130.
- [25] **Samad, A., Lee, K. S. & Kim, K. Y.** (2008). Optimization of stacking line and blade profile for design of axial flow fan blade, *ASME 2008 Fluids Engineering Division Summer Meeting*, pp.255-260, Jacksonville, Florida, USA: August 10-14.
- [26] **Seo, S. J., Choi, S. M. & Kim, K. Y.** (2008). Design optimization of a low-speed fan blade with sweep and lean, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy*, 222(A1), 87-92.
- [27] **Aktürk, A. & Camcı, C.** (2013). Tip clearance investigation of a ducted fan used in vtol uavs part 1: baseline experiments and computational validation, *ASME Journal of Turbomachinery*, 136(2), 1-10.
- [28] **Vagani, M., Engeda, A. & Cave, M. J.** (2013). Prediction of impeller rotating stall onset using numerical simulations of a centrifugal compressor. part 1: detection of rotating stall using fixed-flow transient simulations, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 227(4), 403-414.

- [29] **Bianchi, S., Borello, D., Corsini, A., Rispoli, F. & Sheard, A. G.** (2013). Large-eddy simulation of the aerodynamic and aeroacoustic performance of a ventilation fan, *Advances in Acoustics and Vibration*, 2013, 1-10.
- [30] **Borello, D., Delibra, G., Hanjalic, K. & Rispoli, F.** (2009). Large-eddy simulations of tip leakage and secondary flows in an axial compressor cascade using a near-wall turbulence model, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 223(6), 645-655.
- [31] **ANSYS Inc.** (2005). *ANSYS complete user's manual (Release 10.0. ed.)*.
- [32] **ANSYS Inc.** (2006). *ANSYS CFX-13.0, ANSYS CFX-Solver Theory Guide*.
- [33] **ANSYS Inc.** (2009). *ANSYS Turbogrid User's Guide*.
- [34] **ANSYS Inc.** (2010). *ANSYS CFX-13.0, ANSYS CFX-Pre User's Guide*.
- [35] **ANSYS Inc.** (2010). *ANSYS CFX-13.0, ANSYS CFX-Solver Modeling Guide*.
- [36] **ANSYS Inc.** (2012). *ANSYS CFX-13.0, ANSYS CFD-Post User's Guide*.
- [37] **Eesa, M.** (2009). *CFD studies of complex fluid flows in pipes* (doktora tezi). Faculty of Mechanical Engineering Department of Fluid Mechanics, The University of Birmingham, United Kingdom.
- [38] **Patankar, S. V.** (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. Washington New York: Hemisphere Pub. Corp. McGraw-Hill.
- [39] **Ramakrishna, P. V. & Govardhan, M.** (2009). Study of sweep and induced dihedral effects in subsonic axial flow compressor passages part I: design considerations—changes in incidence, deflection, and streamline curvature, *International Journal of Rotating Machinery*, 2009, 1-11.
- [40] **Vad, J.** (2008). Aerodynamic effects of blade sweep and skew in low-speed axial flow rotors at the design flow rate: an overview, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A- Journal of Power and Energy*, 222(A1), 69-85.
- [41] **Li, Y., Liu, J., Ouyang, H. & Du, Z. H.** (2008). Internal flow mechanism and experimental research of low pressure axial fan with forward-skewed blades, *Journal of Hydrodynamics*, 20(3), 299-305.
- [42] **Wright, T. & Simmons, W. E.** (1990). Blade sweep for low-speed axial fans, *Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme*, 112(1), 151-158.
- [43] **Kwedikha, A. R. A.** (2009). *Aerodynamic effects of blade sweep and skew applied to rotors of axial flow turbomachinery* (doktora tezi). Faculty of Mechanical Engineering Department of Fluid Mechanics, Budapest University of Technology and Economics, Budapest.
- [44] **Jin, G. Y., Ouyang, H., Wu, Y. D. & Du, Z. H.** (2010). Experimental and numerical investigations of the tip leakage flow of axial fans with circumferential skewed blades under off-design conditions, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C Journal of Mechanical Engineering Science*, 224(C6), 1203-1216.

- [45] **Smith, L. H. J. & Yeh, H.** (1963). Sweep and dihedral effects in axial-flow turbomachinery, *Journal of Basic Engineering*, 401-414.
- [46] **Bamberger, K. & Carolus, T.** (2012). Optimization of axial flow fans with highly swept blades with respect to losses and noise reduction, *Fan 2012*, Senlis, France: April 18-20 .
- [47] **Mohammed, K. P. & Raj, D. P.** (1977). Investigations on axial-flow fan impellers with forward swept blades, *Journal of Fluids Engineering-Transactions of the Asme*, 99(3), 543-547.
- [48] **Vad, J.** (2004). Effects of sweep and spanwise changing circulation applied to airfoils: a case study, *Journal of Computational and Applied Mechanics*, 2004, 383-400.
- [49] **Vad, J., Kwedikha, A. R. A, Horvath, C., Balczo, M., Lohasz, M. & Regert, T.** (2007). Aerodynamic effects of forward blade skew in axial flow rotors of controlled vortex design, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy*, 221(A7), 1011-1023.
- [50] **Yang, A., Tang, T., Zhang, H. & Chen, K.** (2008). Effect of swept blade on performance of a small size axial fan, *The 4th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering*, pp. 280-284, Beijing, China: November 24-27.
- [51] **Lewis, R. I. & Hill, J. M.** (1971). Influence of sweep and dihedral in turbomachinery blade rows, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 13(4), 266-273.
- [52] **Beiler, M. G. & Carolus, T. H.** (1999). Computation and measurement of the flow in axial flow fans with skewed blades, *Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme*, 121(1), 59-66.
- [53] **Vad, J., Kwedikha, A. R. A. & Jaberg, H.** (2006). Effects of blade sweep on the performance characteristics of axial flow turbomachinery rotors, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy*, 220(A7), 737-751.
- [54] **Clemen, C. ve Stark, U.** (2003). Compressor blades with sweep and dihedral: a parameter study, *5th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics*, Prague: March 17-21.
- [55] **Corsini, A., Rispoli, F. & Vad, J.** (2003). Iterative development of axial flow fans of high specific performance with swept blades, *5th European Conference Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics (ETC'03)*, pp. 245-256, Prague, March 18-21.
- [56] **Lieblein, S., Schwenk, F. C. & Broderick, R. L.** (1953). *Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial flow compressor blade elements*, NACA R.M. E53D01.
- [57] **Corsini, A. & Rispoli, F.** (2004). Using sweep to extend the stall-free operational range in axial fan rotors, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A-Journal of Power and Energy*, 218(A3), 129-139.

- [58] **Tweedt, D. L., Okiishi, T. H. & Hathaway, M. D.** (1986). Stator endwall leading-edge sweep and hub shroud influence on compressor performance, *Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme*, 108(A2), 224-232.
- [59] **Sasaki, T. & Breugelmans, F.** (1998). Comparison of sweep and dihedral effects on compressor cascade performance, *Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme*, 120(3), 454-463.
- [60] **Shang, E., Wang, Z. Q. & Su, J. X.** (1993). The experimental investigations on the compressor cascades with leaned and curved blade, *ASME 93-GT-50*, Cincinnati, OH, USA: May 24-27.
- [61] **Helming, K.** (1996). Numerical analysis of sweep effects in shrouded propfan rotors, *Journal of Propulsion and Power*, 12(1), 139-145.
- [62] **Friedrichs, J., Baumgarten, S., Kosyna, G. & Stark, U.** (2001). Effect of stator design on stator boundary layer flow in a highly loaded single-stage axial-flow low-speed compressor, *Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme*, 123(3), 483-489.
- [63] **Gummer, V., Wenger, U. & Kau, H. P.** (2001). Using sweep and dihedral to control three-dimensional flow in transonic stators of axial compressors, *Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme*, 123(1), 40-48.
- [64] **Hurault, J., Kouidri, S., Bakir, F. & Rey, R.** (2010). Experimental and numerical study of the sweep effect on three-dimensional flow downstream of axial flow fans, *Flow Measurement and Instrumentation*, 21(2), 155-165.
- [65] **Lieblein, S.** (1965). *Experimental flow in two-dimensional cascades, chapter 6 in: aerodynamic design of axial-flow compressors*, NASA SP-36.
- [66] **Clemen, C., Gümmer, V., Goller, M., Rohkamm, H., Stark, U. & Saathoff, H.** (2004). Tip-aerodynamics of forward-swept rotor blades in a highly-loaded single stage axial-flow low-speed compressor, *10th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC 10)*, Honolulu: March 7-11.
- [67] **Glas, W. & Jaberg, H.** (2001). Multi-objective evolutionary algorithm for the optimization of swept pump impellers, *Proc. 4th European Conference Turbomachinery Fluid Dynamics Thermodynamics*, pp. 469-479, Florence, Italy: March 20-23.
- [68] **Gallimore, S. J., Bolger, J. J., Cumpsty, N. A., Taylor, M. J., Wright, P. I. & Place, J. M. M.** (2002). The use of sweep and dihedral in multistage axial flow compressor blading - Part I: University research and methods development, *Journal of Turbomachinery-Transactions of the Asme*, 124(4), 521-532.
- [69] **Lampart, P.** (2003). Numerical optimisation of a high pressure steam turbine stage, *Proceedings of Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'03)*, pp. 1238-1245, Budapest, Hungary: September 3-6.
- [70] **Van den Braembussche, R. A., Sieverding, C. H., Maretto, L. A. & Sabatini, A.** (2001). Turbine stage optimization by means of a full 3D

blade design concept, *Proceedings of 4th Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics*, pp. 217-226, Florence, Italia: March 20-23.

- [71] **Denton, J. D. & Xu, L.** (1999). The exploitation of three-dimensional flow in turbomachinery design, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science*, 213(2), 125-137.
- [72] **Houmouziadis, J. & Hubner, N.** (1985). 3-D design of turbine aerofoils, *In Proceedings of ASME Gas Turbine Conference*, Houston, Texas: March 18-21.
- [73] **Kawagishi, H. & Kawasaki, S.** (1991). The effect of nozzle lean on turbine efficiency, *In Proceedings of ASME International Conference on Joint Power Generation*, San Diego, California: October 6-10.
- [74] **Weingold, H. D., Neubert, R. J., Behlke, R. F. & Potter, G. E.** (1995). Reduction of compressor stator endwall losses through the use of bowed stators, *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, Houston, USA: June 5-8.
- [75] **Sachs, G. & Moelyadi, M.A.** (2010). CFD based determination of aerodynamic effects on birds with extremely large dihedral, *Journal of Bionic Engineering*, 7(1), 95-101.
- [76] **Ramakrishna, P. V. & Govardhan, M.** (2010). Study of sweep and induced dihedral effects in subsonic axial flow compressor passages part II: detailed study of the effects on the tip leakage phenomena, *International Journal of Rotating Machinery*, 2010, 1-13.
- [77] **Benini, E. & Biollo, R.** (2007). Aerodynamics of swept and leaned transonic compressor-rotors., *Applied Energy*, 84(10), 1012-1027.
- [78] **Denton, J. D.** (2002). The effects of lean and sweep on transonic fan performance, *ASME Turbo Expo 2002: Power for Land, Sea, and Air*, Amsterdam, The Netherlands: June 3-6.
- [79] **Huawei, L., Fu, C., Jilin, W. & Zhongqi W.** (2007). Flow field improvement by bowed stator stages in a compressor with different axial gaps under near stall condition, *Chinese Journal of Aeronautics*, 21(2008), 215-222.
- [80] **Breugelmans, F. A. H., Carels, Y. & Demuth, M.** (1984). Influence of dihedral on the secondary flow in a two-dimensional compressor cascade, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme*, 106(3), 578-584.
- [81] **Jackson, R., Wood, N. B. & Boston, A.** (1989). The efficient modeling of blade lean effects within the turbomachinery throughflow method, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 10(1), 32-39.
- [82] **Vad, J., Lajos, T. & Schilling, R.** (2004). *Modelling Fluid Flow: The State of the Art*. Berlin, Germany: Springer.
- [83] **Lee, K. S., Kim, K. Y. & Samad, A.** (2008). Design optimization of low speed axial flow fan blade with three-dimensional RANS analysis, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22(10), 1864-1869.

- [84] **Liu, H., Ouyang, H., Wu, Y., Tian, J. & Du, Z.** (2013). Investigation on aeroacoustics and aerodynamics of the stator lean effect for rotor-stator interaction, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*, San Antonio, Texas, USA: June 3-7.
- [85] **Cattanei, A., Bongiovi, A. & Ghio, R.** (2007). Experimental study of the trailing edge noise generated by axial flow fans, in *13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference*, Rome, Italy: May 21-23.
- [86] **Peng, W. W.** (1988). *Fundamentals of Turbomachinery*: John Wiley.
- [87] **Korpela, S.A.** (2011). *Principles of Turbomachinery*. New Jersey: John Wiley & Sons.
- [88] **Cohen, H., Rogers, G. F. C. ve Saravanamuttoo, H. I. H.** (1996). *Gas Turbine Theory* (4th ed.). England: Longman Group Limited.
- [89] **Jacobs, E. N., Ward, K. E. & Pinkerton, R. M.** (1933). *The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable density wind tunnel*, NACA Report No. 460.
- [90] **Howell, A. R.** (1945). Fluid Dynamics of Axial Compressor Rotors, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 441-452.
- [91] **Systemes, D.** (2010). *Solidworks*, 2010 ed: Dassault Systemes.
- [92] **ANSYS Inc.** (2012). *ANSYS Turbosystem User Guide*.
- [93] **ANSI/ASHRAE.** (2007). *Laboratory Accreditation Program* 111-99.
- [94] **Russo, G. P.** (2011). *Aerodynamic measurements : from physical principles to turnkey instrumentation*. Cambridge; Philadelphia, PA: Woodhead Publishing.
- [95] **Treaster, A. L. & Yocum, A. M.** (1979). Calibration and application of 5 hole probes, *Isa Transactions*, 18(3), 23-34.
- [96] **Lee, C. S. & Wood, N. J.** (1986). *Calibration and data reduction for a five hole probe*, NASA Technical document.
- [97] **Perry J., M. A.** (2007). *The effect of free stream turbulence on separation at low reynolds numbers in a compressor cascade*, (yüksek lisans tezi). Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, USA.
- [98] **ANSYS Inc.** (2012). *ANSYS Turbogrid Reference Guide*.
- [99] **ANSYS Inc.** (2009). *Introduction to CFX, Chapter 12 Moving Zones*.
- [100] **ANSYS Inc.** (2010). *ANSYS CFX-13.0 Tutorials*.
- [101] **ANSYS Inc.** (2009). *Introduction to CFX, Chapter 3 Domains and Boundary Conditions*.
- [102] **Wilcox, D. C.** (1998). *Turbulence Modeling for CFD*, 2 ed.: DCW Industries.
- [103] **ANSYS Inc.,** (2009). *Introduction to CFX, Chapter 9 Turbulence*.
- [104] **Menter, F. R.** (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering application, *AIAA J.*,32(8), 1598-1605.

- [105] **Langtry, R. B., Menter, F. R., Likki, S. R., Suzen, Y. B., Huang, P. G. & Völker, S.** (2004). A correlation based transition model using local variables part 2 test cases and industrial applications, *ASME Turbo Expo 2004*, Vienna, Austria: June 14-17.
- [106] **Langtry, R. B. & Menter, F. R.** (2005). Transition modeling for general CFD applications in aeronautics, *43.AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, NV: January 10-13.
- [107] **Menter, F. R., Langtry, R. B., Likki, S. R., Suzen, Y. B., Huang, P. G. & Völker, S.** (2004). A correlation based transition model using local variables part 1 model formulation, *ASME Turbo Expo 2004*, Vienna, Austria: June 14-17.
- [108] **von Kármán, T.** (1930). *Mechanische Ähnlichkeit und Turbulenz*: Nahr. v. d. Gesell. d. Wissenschaften zu Göttingen.
- [109] **Dixon, S. L. & Hall, C. A.** (2010). *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery* (6th ed.). Burlington, MA: Butterworth-Heinemann/Elsevier.
- [110] **Vad, J.** (2013). Forward blade sweep applied to low-speed axial fan rotors of controlled vortex design: an overview, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-Transactions of the Asme*, 135(1), 803-812.

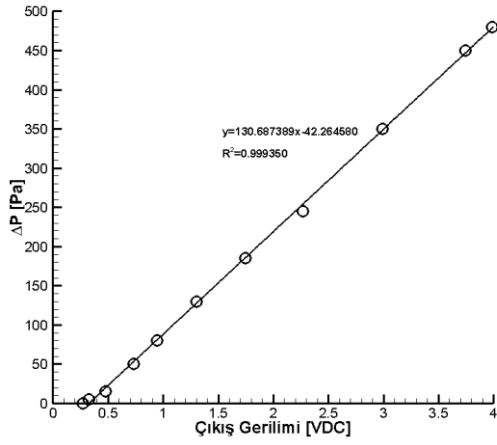
EKLER

EK A: Basınç sensörlerinin kalibrasyon eğrileri

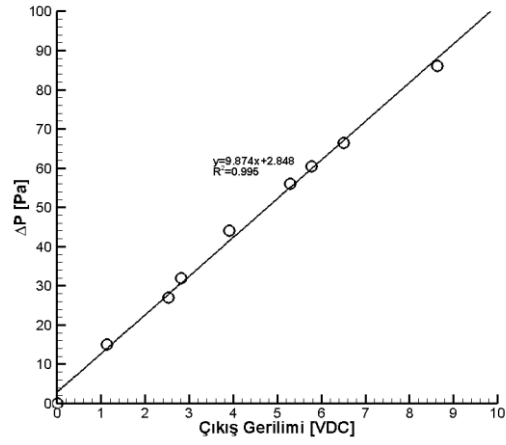
EK B: Kanat ucu girdabı

EK C: Eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri

EK A: Basınç sensörlerinin kalibrasyon eğrileri

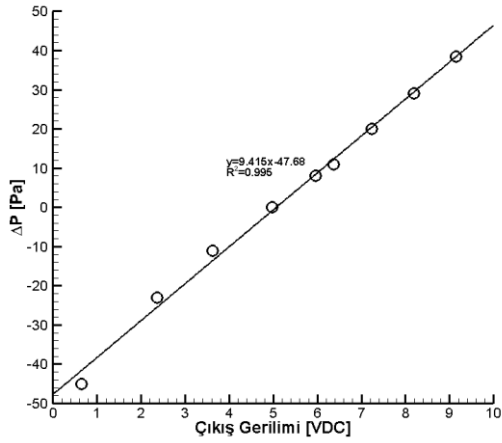


(a)

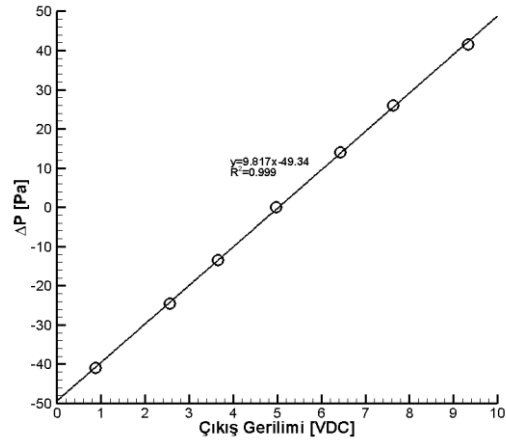


(b)

Şekil A.1 : Basınç sensörlerinin kalibrasyon eğrileri: (a)SDP1000D.
(b)DPT2500D.

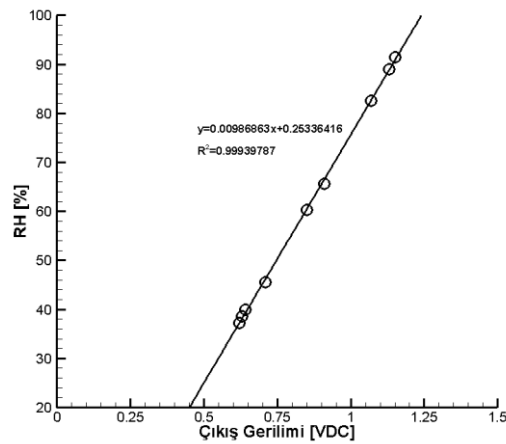


(a)



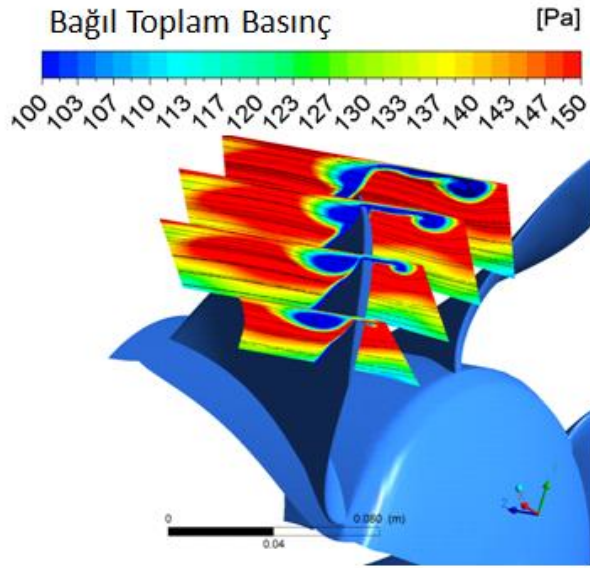
(b)

Şekil A.2 : Basınç sensörlerinin kalibrasyon eğrileri: (a)Climsense1.
(b)Climsense2

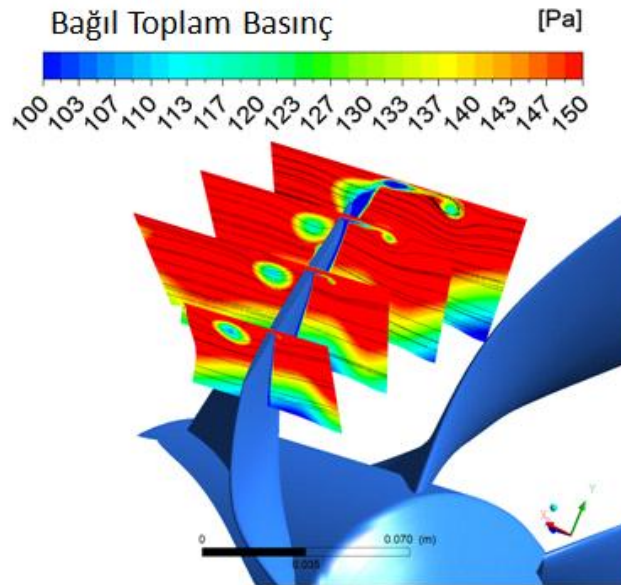


Şekil A.3 : Comet T3111 sıcaklık-bağıl nem sensörünün kalibrasyon eğrileri.

EK B: Kanat ucu girdabı

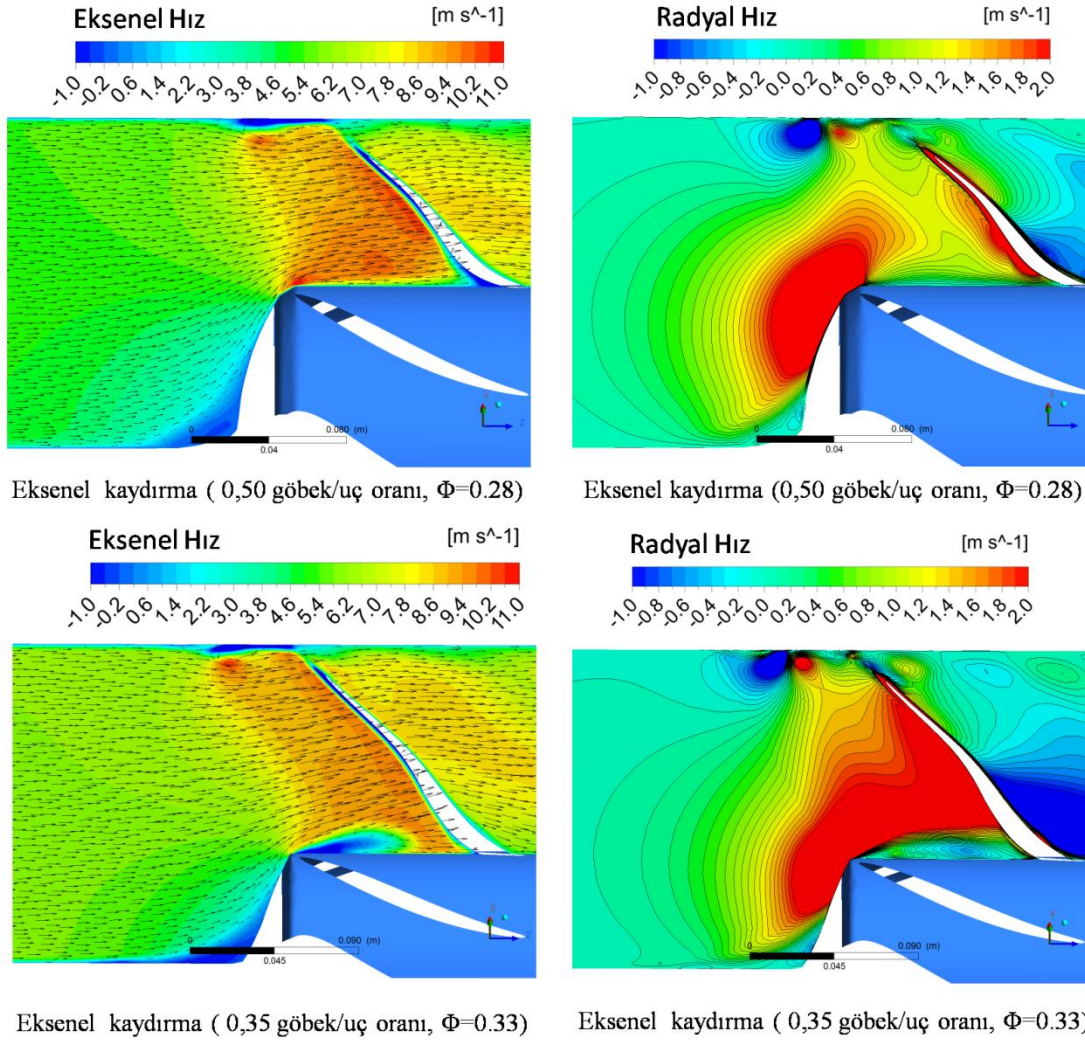


Şekil B.1 : 0,50 göbek/kanat ucu oranına sahip fanın kanat profillerinin aksel doğrultuda kaydırılması sonucunda, tasarım debisinde ($\Phi = 0,28$), kanat ucunda elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri.



Şekil B.2 : 0,35 göbek/kanat ucu oranına sahip fanın kanat profillerinin aksel doğrultuda kaydırılması durumunda, tasarım debisinde ($\Phi = 0,33$), kanat ucunda elde edilmiş eş bağıl toplam basınç eğrileri.

EK C: Eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri



Şekil C.1 : Eksenel kaydırma uygulanmış fanların meridyenel düzlemde HAD yöntemiyle elde edilmiş eş eksenel ve eş radyal hız eğrileri.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Ayhan Nazmi İLİKAN

Doğum Yeri ve Tarihi: İstanbul 03.06.1983

E-Posta: ayhanilikan@yahoo.com

Lisans: İTÜ Makina Fakültesi Makina Mühendisliği

Yüksek Lisans: İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı-Akışkan Programı

Mesleki Deneyim ve Ödüller: 2008-2009 döneminde von Karman Institute for Fluid Dynamics, Turbomachinery & Propulsion Department, Master after Master (Former Diploma Course) onur derecesi ile mezuniyet.

Yayın ve Patent Listesi:

Uluslararası Konferans Yayınları

- Michálek, J., **İlikan, A.N.**, Arts, T., 2011: A Comparison of High And Low Speed Aerodynamic Performance of a Very High Lift Low Pressure Turbine Airfoil (T108) at Low Reynolds Numbers: Experimental Analysis and Numerical Prediction. *9th European Turbomachinery Conference*, 21-25 March 2011, Istanbul, Turkey.
- Ayder, E., **İlikan, A.N.**, Şen, M., Özgür C., Kavurmacıoğlu, L., Kirkköprü, K., 2009: Experimental Investigation of the Complete Characteristics of Rotodynamic Pumps. *ASME Proceedings of FEDSM*, 2-6 August, 2009, Colorado, USA.

Ulusal Konferans Yayınları

- C.F. Delale, Z. Başkaya, M. Şen, E. Ayder, H. Karadoğan, **A.N. İlikan**, 2008: Sıvı Yakıtlı Türbopompalarda Kavitasyon Optimizasyonu. *2. Ulusal Havacılık ve Uzay Konferansı*, 15-17 Ekim 2008, İTÜ, İstanbul.
- E. Ayder, **A.N. İlikan**, 2008: Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Nümerik Yolla Elde Edilmesi. *6. Pompa-Vana Kongresi*, 16-18 Ekim 2008, DSİ, Ankara.

- E. Ayder, **A.N. İlikan**, 2008: Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristiklerinin Deneysel Yolla Elde Edilmesi. 6. *Pompa-Vana Kongresi*, 16-18 Ekim 2008, DSİ, Ankara.
- E. Ayder, **A.N. İlikan**, 2009: Rotadinamik Pompaların Tüm Alan Karakteristikleri. 9. *Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, 06-09 Mayıs 2009, İzmir.

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- **A.N. İlikan**, E. Ayder, 2014: Hücum Kenarı Şeklinin Eksenel Fan Performansına Etkileri. *Isı Blimi ve Tekniği Dergisi*, 34(2), (Basım aşamasında).
- **A.N. İlikan**, E. Ayder, 2014: Influence of the Sweep Stacking on the Performance of an Axial Fan. *ASME Journal of Turbomachinery*, (Revizyon aşamasında).
- **A.N. İlikan**, E. Ayder, 2014: Influence of the Dihedral Stacking on the Performance of an Axial Fan. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, (Basım aşamasında).