

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EKSENEL FAN PERFORMANSININ DENEYSEL VE SAYISAL
YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

AYKUT BACAK
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2016

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EKSENEL FAN PERFORMANSININ
DENEYSEL VE SAYISAL YÖNTEMLERLE
İNCELENMESİ

AYKUT BACAK
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
YRD. DOÇ. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE
2016

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL
INVESTIGATION OF AXIAL FAN
PERFORMANCE

AYKUT BACAĞ
A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

THESIS SUPERVISOR
ASSIST. PROF. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE
2016

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 22/06/2016 tarih ve 2016/41 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 19/09/2016 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Aykut BACAK'ın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Yrd. Doç. Dr. Salih Özen ÜNVERDİ

ÜYE

: Doç.Dr. İlyas KANDEMİR

ÜYE

: Doç.Dr. Ekrem BÜYÜKKAYA

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Eksenel fanlar endüstride, kapalı otopark, konut, hastane, lokanta, tuvalet ve banyo gibi mekânlarda ortama taze hava sağlanması veya ortamdaki kirli havanın uzaklaştırılması için kullanılır. Bu tip mekânlarda kullanılacak eksenel fanın verimli bir şekilde çalışması için eksenel fanın performans verileri bilinmelidir. Kullanılan eksenel fanın tam kapasiteyle çalışabilmesi için performansına etki eden titreşim, gürültü gibi olumsuzlukların ortadan kaldırılması gerekir.

Bu çalışmada WingFan firmasının AMCA 210 standartına göre tasarlanmış test düzeneğinden elde edilen sonuçlar temin edilmiş ve ayrıca hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı ile hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Ayrıca, aynı eksenel fanın kanat profili etrafındaki hız profili incelenerek maksimum izin verilen hücum açısı doğrulanmıştır. Eksenel fan kanadı üzerinde, hava akışından dolayı meydana gelen deformasyon, gerilme ve sünme mukavemet parametreleri tek yönlü katı-sıvı etkileşim yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Son olarak eksenel fanın mod şekilleri ve doğal frekansları, modal benzetim kullanılarak elde edilmiş, rezonans riski araştırılmış ve ayrıca WingFan firması tarafından elde edilen deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Kanadın Aerodinamik Benzetimi, Eksenel Fanın Aerodinamik Performansı, Tek Yönlü Katı-Sıvı-Etkileşim Benzetimi, Modal Benzetim.

SUMMARY

Axial fans are used in the industry and in places like interior parking lots, houses, hospitals, restaurants, toilets and bathrooms to provide fresh air or exhaust polluted air. In order to operate an axial fan efficiently in such spaces, its performance data should be known.

In this study, experimental results, obtained from test system designed according to the AMCA 210 standart, are provided by WingFan company and also calculated by a computational fluid dynamics software are compared. Furthermore, velocity gradient around blade profile is examined to correct its maximum allowed angle of attack given from manufacturer. Strength parameters on axial fan blade such as deformation, stress and strain are achieved by using one way Fluid-Solid-Interface method. Lastly, mod shapes and natural frequencies of axial fan is obtanied by using modal analysis to search its resonance risk and also compared wth experimental results provided by WingFan company.

Key Words: Computational Fluid Dynamics, Aerodynamic Analysis of an Airfoil, Aerodynamic Performance of a Fan, One Way FSI Analysis, Modal Analysis.

TEŞEKKÜR

“Eksenel Fan Performansının Deneysel ve Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi” konulu tez çalışmasının seçiminde, yürütülmesinde, sonuçlandırılmasında ve sonuçların değerlendirilmesinde destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Salih Özen ÜNVERDİ’ye teşekkür ederim.

Yapılan benzetimlerde bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen İnotek Mühendislik firmasından Arge Mühendisi Sayın. Mak. Yük. Müh. Ahmet AYDIN’a, teşekkür ederim.

Çalışanı olduğum Cvsair firmasında yüksek lisans eğitimim boyunca faydalı bir çalışma ortaya çıkmasına vesile olan ve maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen Sayın Tolga YOLCU’ya teşekkür ederim.

Geometrik model ve deneysel verilerin paylaşımından dolayı WingFan firmasına teşekkür ederim.

Tez çalışması boyunca bana maddi ve manevi her türlü destek sağlayan aileme teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
TABLolar DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Havalandırma	1
1.2. Eksenel Fanlar	1
1.3. Eksenel Fanların Performans Eğrileri	5
2. BENZETİM TÜRLERİ	11
2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Yöntemi	11
2.1.1. Ağ Yapısı Özellikleri	11
2.1.2. Süreklilik ve Momentum Denklemleri	12
2.1.3. Türbülans Modeli	12
2.1.4. Sınır Şartları	14
2.1.5. Hız-Basınç Bağlama Algoritmaları	14
2.2. Yapısal Benzetim	15
2.2.1. Sınır Şartları	17
2.2.2. Tek Yönlü Sıvı-Yapı Etkileşim (FSI) Benzetimi	17
2.3. Modal Benzetim	17
3.SAYISAL HESAPLAMALAR	20
3.1. Kanat Profili Aerodinamiğinin HAD ile İncelenmesi	20
3.1.1. Kanat Profili, HAD Çözüm Ağı Yapısı ve Sınır Şartları	20
3.1.2. Sonuçların Gösterilmesi	22
3.2. Bir Eksenel Fanın Had Modeli	25

3.2.1. Giriş	25
3.2.2. Geometrik Modelin Hazırlanması	25
3.2.3. Çözüm Ağının Hazırlanması	27
3.2.4. Çözücü Tipi	28
3.2.5. Türbülans Modeli	28
3.2.6. Akışkanın Fiziksel Özellikleri	29
3.2.7. Hacim Özellikleri	30
3.2.8. Sınır Şartları	31
3.2.9. Çözüm Yöntemi ve Rahatlama Kontrolü	32
3.2.10. Çözüm	33
3.2.11. Sonuçlar ve Yorumlanması	33
3.3. Yapısal Benzetim	37
3.3.1. Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması	38
3.3.2. Çözüm Ağı Yapısının Tanımlanması	38
3.3.3. Sınır Şartlarının Tanımlanması	39
3.3.4. Sonuçlar ve Yorumlanması	40
3.4. Modal Benzetim	42
3.4.1. Geometrinin Yazılım İçerisine Aktarılması	42
3.4.2. Çözüm Ağının Tanımlanması	43
3.4.3. Sınır Şartlarının Tanımlanması	44
3.4.4. Çözüm	44
3.4.5. Sonuçların Görüntülenmesi	45
4. SONUÇLARIN YORUMLANMASI	51
4.1. Genel	51
4.1.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	52
4.1.2. Yapısal Benzetim	52
4.1.3. Modal Benzetim	53
4.2. Sonraki Çalışmalar İçin Tavsiyeler	53
KAYNAKLAR	55
ÖZGEÇMİŞ	57

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Açıklamalar

Kısaltmalar

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

P	: Güç (W)
Q	: Hacimsel debi (m ³ /saat)
Re	: Reynolds Sayısı
sp	: Statik Basınç (Pa)
s	: Kanat uzunluğu (m)
S _{ij}	: Şekil değiştirme hızları tensörü (s ⁻¹)
S _k	: Türbülans kinetik enerjisi kaynak terimi
S _ε	: Türbülans sönümlenme hızı kaynak terimi
T	: Sıcaklık (°C)
T	: Tork (Nm)
t	: Zaman (s)
u	: x- yönündeki hız (m/s)
v	: y- yönündeki hız (m/s)
v _a	: Eksenel hız (m/s)
v _∞	: Ortalama hız (m/s)
v	: Mutlak hız (m/s)
v _e	: Teğetsel hız (m/s)
w	: z- yönündeki hız (m/s)
x	: x- eksenindeki mesafe (m)
y	: Sınıra en yakın çözüm ağı elemanı kalınlığı (m)
y ⁺	: Boyutsuz türbülanslı sınır tabaka mesafesi
Y _M	: Ortalama sönümlenme hızına katkı sağlayan dalgalanan genişleme
y	: y- eksenindeki mesafe (m)
z	: z- eksenindeki mesafe (m)
α	: Hücüm açısı (°)
β	: Bağlı akış açısı (°)
β	: Isıl genişleme katsayısı
ε	: Türbülans kinetik enerjisi sönümlenme hızı
ρ	: Yoğunluk (kg/m ³)
λ	: Öz değer
η	: Verim
σ _k	: Türbülans kinetik enerjisi Prandtl sayısı
σ _ε	: Türbülans sönümlenme hızı Prandtl sayısı

$\{\phi\}_i$: inci öz vektör (mod şekli)
δ	: Yer değiştirme (m)
$\dot{\delta}$: Hız (m/s)
$\ddot{\delta}$: İvme (m/s ²)
δ_{ij}	: Kronecker Delta
μ	: Dinamik viskozite (Pa.s)
μ_t	: Türbülans viskozitesi (Pa.s)
ν	: Kinematik viskozite (m ² /s)
ω	: Açısal hız (rad/s)
ω_i	: inci doğal frekans (Hz)
ω^2	: Öz değer
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
AMCA	: Amerikan Hava Hareket ve Kontrolcüler Topluluğu

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Eksenel fan ve kanal tipi eksenel fan.	2
1.2: Kılavuzlu eksenel fan.	2
1.3: İki aşamalı eksenel akışlı fan.	3
1.4: Eksenel fan çeşitleri.	3
1.5: Kanal tipi ve hücreli eksenel fan.	4
1.6: Çatı tipi eksenel fan.	4
1.7: Duvar tipi eksenel fan.	5
1.8: Eksenel jet fan.	5
1.9: Eksenel fanın performans eğrisi.	6
1.10: Eksenel fan statik basınç artışı - hacimsel debi grafiği.	6
1.11: Kanat profili elemanları ve üzerine etki eden kuvvetler.	7
1.12: Kanat profili etrafındaki hava akım çizgileri ve kayıp etkisi.	8
1.13: Eksenel fan kanadı hız üçgenleri.	8
1.14: AMCA 210 Eksenel fan test düzeneği.	10
2.1: Yapısal benzetim işlem basamakları.	15
2.2: Modal benzetim işlem basamakları.	19
2.3: Eksenel fan kanadının Campbell diyagramı.	19
3.1: Kanat profili etrafında C hava akış alanları.	20
3.2: Kanat kesiti etrafındaki ağ yapısı.	21
3.3: Hız giriş şartının yazılıma girilmesi.	22
3.4: Çıkışta atmosferik basınç sınır şartının yazılıma girilmesi.	22
3.5: 20 derece hücum açılı kanat profili etrafında hız vektörleri dağılımı.	23
3.6: 30 derece hücum açılı kanat etrafında hava hız vektörleri dağılımı.	23
3.7: 40 derece hücum açılı kanat etrafında hava hız vektörleri dağılımı.	23
3.8: 45 derece hücum açılı kanat etrafında hava hız vektörleri dağılımı.	24
3.9: 50 derece hücum açılı kanat etrafında hava hız vektörleri dağılımı.	24
3.10: HAD yöntemi işlem adımları.	25
3.11: Eksenel fan akış hacimleri.	26
3.12: Periyodik hava akış hacmi.	26

3.13:	Dönen bölgenin çözüm ağı ve fanın kanat-göbek modeli.	27
3.14:	Çözücü seçenekleri.	28
3.15:	Türbülans modelleri.	29
3.16:	Havanın 20°C sıcaklıktaki fiziksel özellikleri.	29
3.17:	Sabit hacim özellikleri.	30
3.18:	Dönen hacim özellikleri.	30
3.19:	Girişte hız sınır şartı.	31
3.20:	Çıkışta basınç sınır şartı.	31
3.21:	Kanat ve göbek için duvar sınır şartı.	32
3.22:	Periyodiklik sınır şartı.	32
3.23:	1500 dev/dak fan hızında kanal içerisindeki hava akım çizgileri.	33
3.24:	Eksenel fan üzerindeki y^+ değerlerinin gösterilmesi.	34
3.25:	Fan eksenine dik ve merkezinden geçen düzlemde hava hızı dağılımı.	34
3.26:	Kanatların basınç tarafındaki basınç dağılımı.	35
3.27:	Kanatların emiş tarafındaki basınç dağılımı.	35
3.28:	Eksenel fanın hacimsel debi – statik basınç artışı karakteristik eğrisi.	36
3.29:	Eksenel fanın hacimsel debi – toplam basınç artışı karakteristik eğrisi.	36
3.30:	Kanat içinde dört yüzlü elemanlardan oluşan çözüm ağı yapısı.	39
3.31:	Eksenel fan kanadı üzerindeki zorlanmalar ve sınır şartları.	39
3.32:	Fan kanadının basınç tarafındaki eşdeğer gerilme dağılımı.	40
3.33:	Fan kanadının emiş tarafındaki eşdeğer gerilme dağılımı.	41
3.34:	Fan kanadının emiş ve basınç tarafında toplam şekil değiştirme dağılımı.	41
3.35:	Fan kanadının emiş ve basınç tarafında eşdeğer elastik sünme dağılımı.	42
3.36:	Modal benzetim için eksenel fan geometrisi.	43
3.37:	Modal benzetim için kullanılan çözüm ağı.	43
3.38:	Modal benzetim için sınır ve çalışma şartlarının tanımlanması.	44
3.39:	Modal benzetim ile hesaplanan Campbell diyagramı.	46
3.40:	Polyamid eksenel fan için deneysel Campbell diyagramı.	46
3.41:	Eksenel fanın birinci mod şekli.	47
3.42:	Eksenel fanın ikinci mod şekli.	47
3.43:	Eksenel fanın üçüncü mod şekli.	48
3.44:	Eksenel fanın dördüncü mod şekli.	48
3.45:	Eksenel fanın beşinci mod şekli.	48

3.46:	Eksenel fanın altıncı mod şekli.	49
3.47:	Eksenel fanın yedinci mod şekli.	49
3.48:	Eksenel fanın sekizinci mod şekli.	49
3.49:	Eksenel fanın dokuzuncu mod şekli.	50
3.50:	Eksenel fanın onuncu mod şekli.	50

TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Ağ yapısı kalitesi.	11
3.1: Farklı hücum açılarındaki serbest hava akımı hız bileşenleri.	21
3.2: Hacimsel debi ve statik basınç artışı sonuçlarının karşılaştırılması.	37
3.3: Alüminyum alaşımı malzemenin mekanik özellikleri.	38
3.4: Eksenel fanın farklı devir sayılarındaki doğal frekans değerleri.	45
3.5: Eksenel fanın mod şekilleri.	47

1. GİRİŞ

Bu çalışmada havalandırma tanımlaması yapılmış ve temel ekipmanlarından olan aksenal fanın kullanım alanlarına göre özelliklerinden bahsedilmiştir. Tasarlanmış aksenal fan kanadının bilgisayar destekli yazılım kullanılarak benzetimleri yapılmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

1.1. Havalandırma

Nefes alma sadece canlıların değil binaların, otoparkların ve benzeri yapılarında temel ihtiyaçlarındandır. Sağlıklı bir iç mekân havası sağlamak için ortama sürekli olarak temiz hava beslemesi ve aynı anda da eşit miktarda havanın egzoz edilmesi yani havalandırılması gerekmektedir. Kapalı mekânlarda çok sayıda insanın bulunuşu, endüstriyel ortamlardaki çeşitli işlemler sebebiyle kirlenen havanın sürekli veya geçici olarak yenilenmesi gereklidir [1].

1.2. Aksenal Fanlar

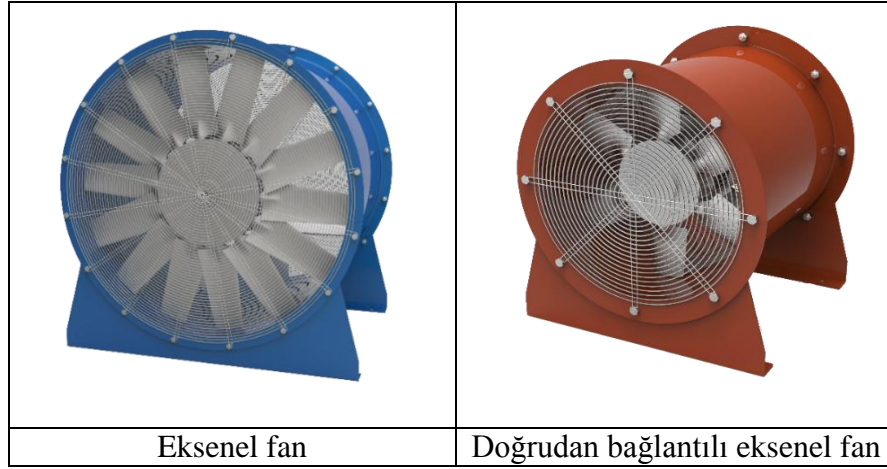
Eksenal fan, içinden geçtiği hava ve benzeri gazları, dönme hareketi yapan kanatlar vasıtasıyla basınçlandırarak motor miline paralel yönde hava hareketi sağlayan, ortama, ısıtma, soğutma ve havalandırma sağlayan makinelerdir [2].

Eksenal fanın sağladığı akış, ideal olarak aksenal yönde hareket eder, akışın radyal bileşeni bulunmaz. Gerekli olan basınç artışı dönme hareketi yapan kanatların meydana getirdiği teğetsel hız bileşenin artmasından gelir [3].

Eksenal fanlar, genellikle konutlarda, araçlarda ve yeraltı toplu taşıma sistemleri gibi yerlerde havalandırma ve hava şartlandırma uygulamalarında kullanılır. Her bir uygulama farklı tipte bir fan kullanımını gerektirir [4].

Silindir kanat tipi aksenal fan, kanat-göbek sisteminin elektrik motoruna doğrudan veya bir kayış-kasnak sistemi ile bağlantılı olduğu aksenal fanlardır. Silindirik bir gövde içerisinde, aerodinamik kesite sahip olan veya olmayan, belli sayıda kanattan oluşan aksenal fanlardır. Silindir kanat tipi aksenal fanlar kanala doğrudan bağlantılı olarak kullanılabilir ve emiş hunisi kullanılarak %10-15 akış kaybı önlenebilen aksenal fanlardır [4].

Eksenel fan ve kanal tipi eksenel fan örneği Şekil 1.1’de gösterilmiştir.



Şekil 1.1: Eksenel fan ve kanal tipi eksenel fan.

Kılavuzlu eksenel fanlar, bir önceki eksenel fan türünden farklı olarak statik geri kazanım sağlamak için yönlendirici dönme hareketi yapan kanatlardan farklı olarak yönlendirici kanatlara sahip olan eksenel fanlardır. Şekil 1.2’de gösterildiği gibi fan kanadının arka tarafında bulunan yönlendirici kanatlarda havanın hızını azaltarak dinamik basıncı, daha faydalı statik basınca dönüştürürler [5].



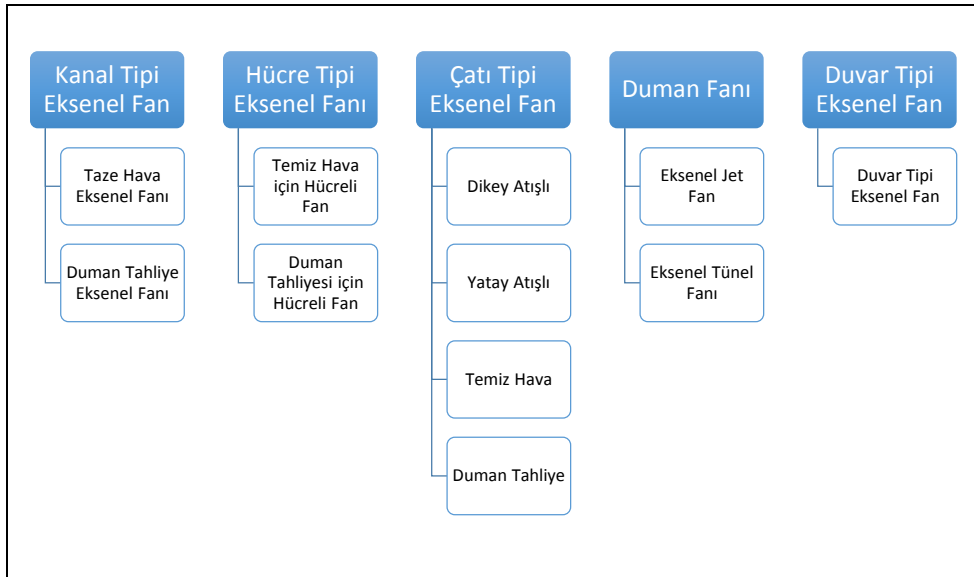
Şekil 1.2: Kılavuzlu eksenel fan.

İki aşamalı eksenel akışlı fanlar, basıncı arttırmak için iki fanın seri bağlanmış konfigürasyonu olan eksenel fanlardır. Ancak fanların bu şekilde bağlanması aşırı kanat hızı ve gürültü seviyeleri meydana getirir. Şekil 1.3’de gösterildiği gibi iki aşamalı eksenel akışlı fanlar aralarında bir kılavuz bulundurmak şartıyla aynı yönde veya kılavuz bulundurmadan ters yönde çalıştırılabilir [4].



Şekil 1.3: İki aşamalı eksenel akışlı fan.

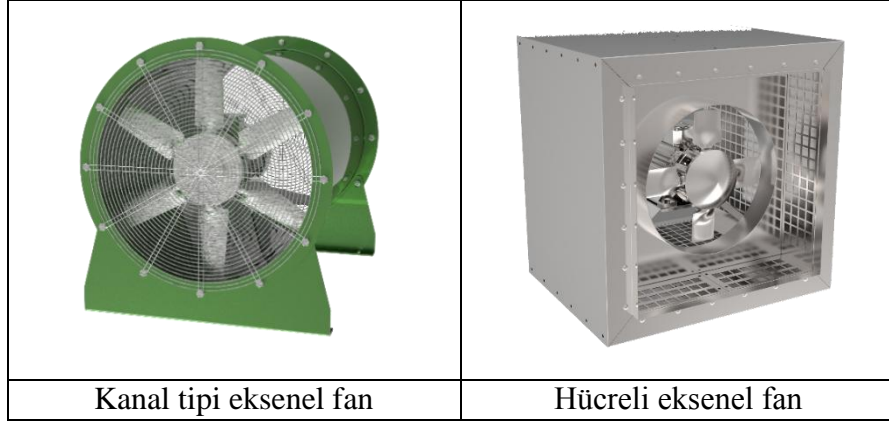
Eksenel fanlar kullanım yerlerine göre çeşitlilik göstermektedir. Şekil 1.4’de gösterildiği gibi kanal tipi, hücre tipi, çatı tipi ve duvar tipi eksenel fanlar; eksenel jet fanı ve eksenel tünel fanı gibi çeşitleri bulunmaktadır.



Şekil 1.4: Eksenel fan çeşitleri.

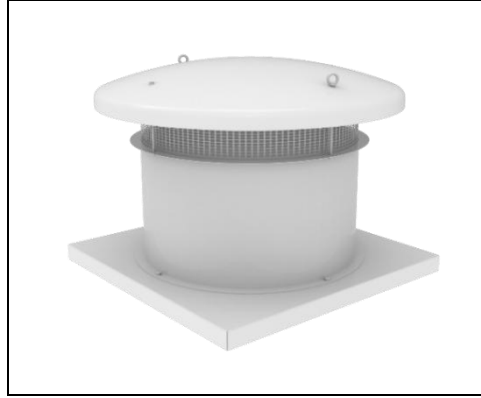
Kanal tipi fanlar, kanal sistemine doğrudan bağlanarak yer tasarrufu ve montaj kolaylığı sağlayan, gövdesi yuvarlak veya dikdörtgen kesitli olan eksenel fanlardır [1].

Hücreli eksenel fanlar, genellikle 50 mm taş yünü kullanılarak izole edilmiş, çift cidarlı bir hücre yapısı içinde olan eksenel fanlardır. Dolayısıyla fan çalışırken çıkardığı ses seviyesi minimuma düşer. Eksenel fan, bir hücre içinde olduğu için cihaza zarar verebilecek yağmur, sert rüzgâr, toz vb. cisimlerden zarar görmez [6]. Kanal tipi ve hücreli eksenel fan Şekil 1.5’te gösterilmiştir.



Şekil 1.5: Kanal tipi ve hücreli eksenel fan.

Çatı tipi eksenel fanlar, yapıların çatı kısmında konumlandırılarak ortamdaki hava egzoz eden veya ortama taze hava veren, yatay veya dikey atış yapan eksenel fanlardır. Yapıların çatı kısmında konumlandırıldığı için bina içinde yer kaybına neden olmaz ve mekanik gürültüler yaşam mahallinden uzaktır. Şekil 1.6’da gösterildiği gibi kar ve yağmurun kanal veya bina içerisine girmesine engel olacak şekilde şapkalı tasarıma sahiptir [1].



Şekil 1.6: Çatı tipi eksenel fan.

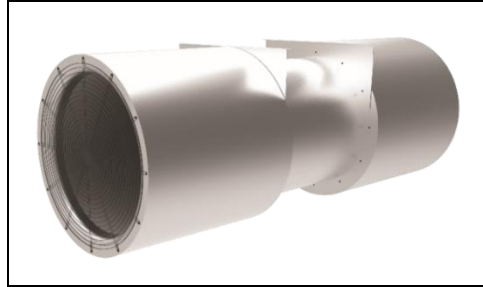
Şekil 1.7’de gösterilen duvar tipi eksenel fanlar, galvaniz çelik sacdan mamul kasa içerisinde, plastik malzemeden imal edilmiş kanatların elektrik motoru ile doğrudan bağlantılı olarak kullanıldığı diğer eksenel fan türlerine göre daha düşük hacimsel debiye sahip hava akımı meydana getiren eksenel fan türüdür [7].



Şekil 1.7: Duvar tipi eksenel fan.

Jet ve tünel fanları, otopark ve tünel havalandırma sistemlerinde, hava kütlelerini ileriye doğru yönlendirerek tünel ve otopark içerisinde yapay bir hava akımı oluşturmak için kullanılan eksenel fanlardır. Otomobil egzozlarından çıkarak yayılan zehirli gazların bir çıkışa doğru yönlendirilmesi ve yangın anında duman ve alevin hızlı bir şekilde tahliye edilmesini sağlamak gibi iki temel amaç için kullanılır [8].

Şekil 1.8'de gösterilen bir eksenel jet fanda olduğu gibi, yüksek devirde meydana gelen aşırı ses seviyelerini yutması için çift taraflı susturuculu olarak kullanılmaktadır.

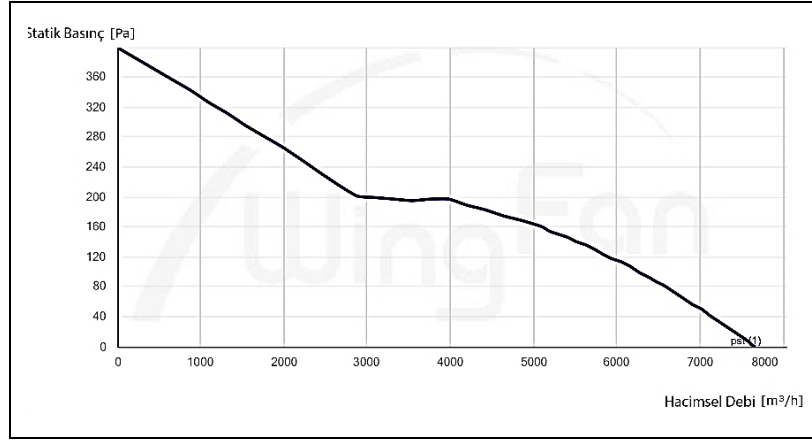


Şekil 1.8: Eksenel jet fan.

1.3. Eksenel Fanların Performans Eğrileri

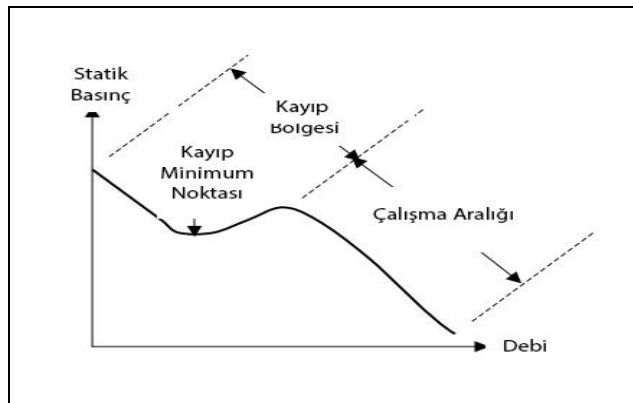
Endüstriyel fanların performans testleri DIN 24163 standardına göre yapılır. Bir eksenel fanın performansı statik basınç, toplam basınç, fan gücü, motor giriş gücü, mekanik verim ve ses düzeyi parametrelerinin hava debinin fonksiyonu olarak çizdirildiği eğriler ile değerlendirilir. Bu performans eğrileri ölçümlerden elde edilirken, bazıları fan kanunları kullanılarak belirlenir [1].

Şekil 1.9'da bir aksenel fanın statik basınç ve statik verim performans parametreleri hacimsel debinin fonksiyonu olarak gösterilmiştir.



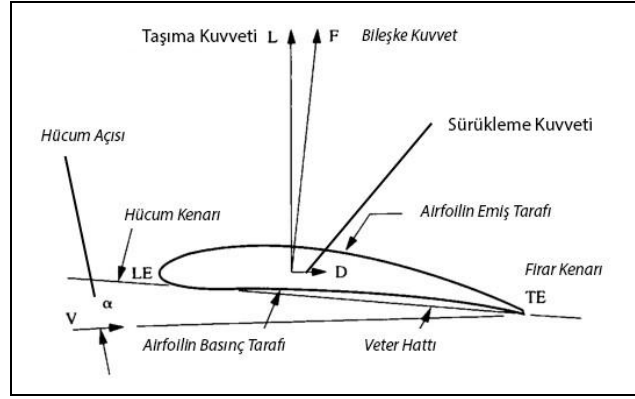
Şekil 1.9: Aksenel fanın performans eğrisi.

Şekil 1.10'da standart bir fanın herhangi bir karşı basıncın olmadığı serbest akıştan maksimum noktaya kadar değişkenlik gösteren statik basınç değişimini hacimsel debinin fonksiyonu olarak göstermektedir. Hava hızının azalmasına ve karşı basıncın artmasından dolayı hava hacminin azalması artan hücum açısı ve artan taşıma katsayısıyla sonuçlanır. Taşıma katsayısındaki artış basıncın artmasıyla ilişkilidir. Maksimum taşıma açısına ulaşıldıktan sonra, hava akışı kanadın üst yüzey formunu izlemeyi bırakır ve böylece akış kanat yüzeyinden ayrılmaya başlar. Ayrılmış akış taşıma katsayısını azaltır ve düşük basınç konturları meydana getirir. Bu durum tutunma kaybı olarak adlandırılır. Tutunma kaybı bölgesinde çalışan bir aksenel fan verimsiz ve gürültülü bir şekilde çalışma performansı gösterir [3].



Şekil 1.10: Aksenel fan statik basınç artışı - hacimsel debi grafiği.

Kanat profili Şekil 1.11’de gösterildiği gibi hava akımının kanat profiline ilk temas ettiği hücum kenarı ve hava akımının kanat profilini terk ettiği firar kenarı bulunmaktadır. Hava geliş doğrultusu ile kanat profili ana hattı arasındaki açı hücum açısı olarak adlandırılır [4].



Şekil 1.11: Kanat profili elemanları ve üzerine etki eden kuvvetler.

Asimetrik kanat profilinin etrafında hava akmasıyla basınç tarafı olarak adlandırılan içbükey alt yüzeyde basınç artışı meydana gelirken, emiş tarafı olarak adlandırılan dışbükey üst yüzeyde basınç azalması meydana gelir. Kanat profili etrafında meydana gelen serbest akım basıncına göre artan ve azalan basıncın oluşturduğu toplam kuvvet, bileşke kuvveti oluşturur. Bileşke kuvvet, taşıma ve sürüklenme olmak üzere iki bileşenden meydana gelmektedir [4].

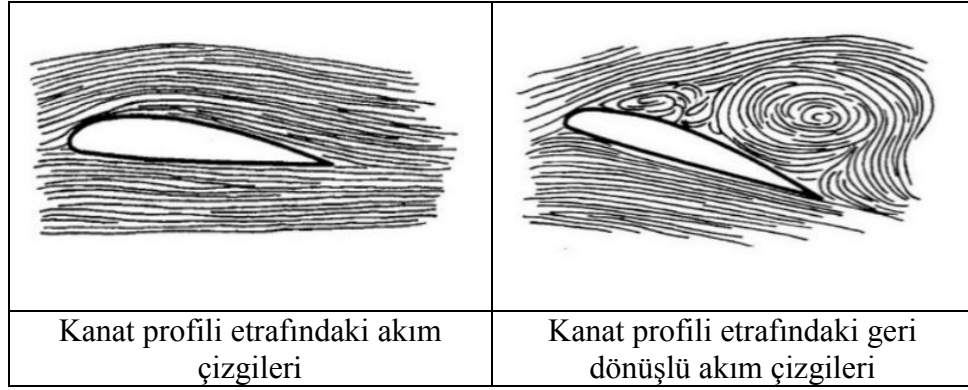
Serbest hava akış doğrultusuna dik yönde olan taşıma kuvveti, kanat profilinin basınç tarafındaki düşük, emme tarafındaki yüksek hava hızları sebebiyle kanat yüzeylerinde oluşan basınç farkı sebebiyle ortaya çıkar [10].

Sürüklenme kuvveti olarak adlandırılan kuvvet bileşeni yatay yöndeki, bir başka deyişle serbest hava akımına paralel yöndeki kuvvet bileşenini ifade eder. Sürüklenme kuvveti, kanat profilinin ileri doğru hareketine havanın direnci olup, istenmeyen güç tüketimlerine sebep olabilmektedir [4].

Taşıma kuvveti hücum açısıyla orantılı olarak maksimuma ulaşınca kadar artış gösterir. Maksimum noktadan sonra, akışa karşı basınç gradyenti sebebiyle, kanat profilinin emme tarafında sürat kaybı olur ve emme tarafı basıncı artarak taşıma kuvveti azalır [11].

Müteakiben akış kanat profilinin emme yüzeyinden ayrılarak, türbülanslı ve dönümlü akışlar meydana gelir ki, bu bölgede yükselen basınç, taşıma kuvvetine karşı

koyarak, aksel fan kanatlarının dönme yönünün tersine kuvvet uygular. Kanatlara gelen bu ters kuvvetler elektrik motorunu zıt yönde dönmeye zorlayarak, düşük verimde çalışmasına, hatta arızalanmasına neden olur. Şekil 1.12’de kayıp etkisi nedeniyle meydana gelen akım çizgileri gösterilmiştir [10].

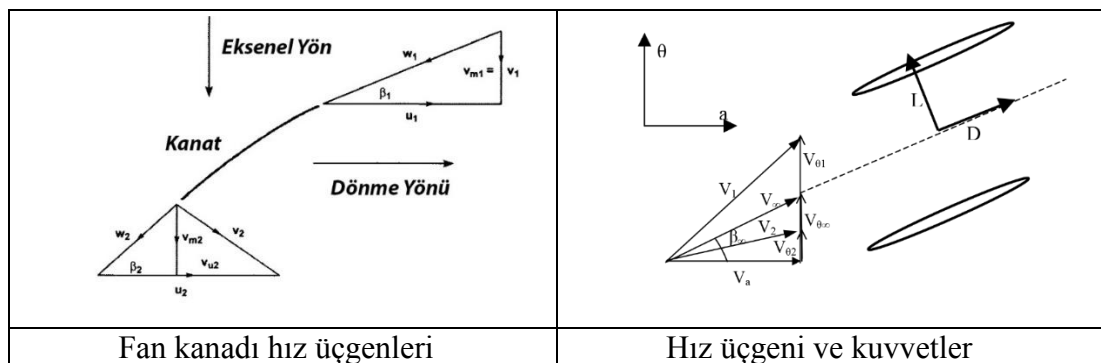


Şekil 1.12: Kanat profili etrafındaki hava akım çizgileri ve kayıp etkisi.

Eksel fan tasarım aşamasında hesaplamalar yapılırken hız ve basınç gradyenti vektörlerinin radyal bileşeni olmadığı kabul edilir. Bunun sonucu olarak çıkıştaki akım çizgilerine dik radyal yönde basınç farklılıkları oluşmaz ve hız vektörleri sadece aksel ve teğetsel bileşenleri içerir. Bu durumdan dolayı kanat profili etrafındaki akış iki boyutlu incelenir [3].

Kanat profili hücum ve firar kenarındaki hız bileşenleri Şekil 1.17’de gösterilmiştir.

Şekil 1.13’te gösterilen hız üçgenleri kullanılarak kanat profiline girişte ve çıkışta aksel ve teğetsel hız bileşenlerinden bileşke hız değeri hesaplanarak kanat profiline etki eden taşıma ve sürüklenme kuvvetleri teorik olarak hesaplanabilir.



Şekil 1.13: Eksel fan kanadı hız üçgenleri.

L taşıma kuvveti ve D ortalama hız yönündeki toplam sürüklenme kuvveti olmak üzere aşağıdaki denklem dizisi izlenerek hesaplanır [3].

V_1 ve V_2 kanat kesitindeki giriş ve çıkış hız değerleri olmak üzere;

$$\vec{V}_\infty = \frac{\vec{V}_1 + \vec{V}_2}{2} \quad (1.1)$$

Giriş ve çıkıştaki hız vektörleri V_θ teğetsel ve V_a aksel hız bileşenlerinin toplamı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_{\theta 1} + \vec{V}_{a1} \quad \vec{V}_2 = \vec{V}_{\theta 2} + \vec{V}_{a2} \quad (1.2)$$

Eksel fanlarda süreklilik denklemlerinden dolayı aksel hız bileşeni sabit kabul edilir. Bu yüzden giriş ve çıkıştaki aksel hız bileşenleri eşit alınır.

$$V_{a1} = V_{a2} = V_a \quad (1.3)$$

Ortalama teğetsel hız değeri giriş ve çıkıştaki teğetsel hız değerlerinin aritmetik ortalaması olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

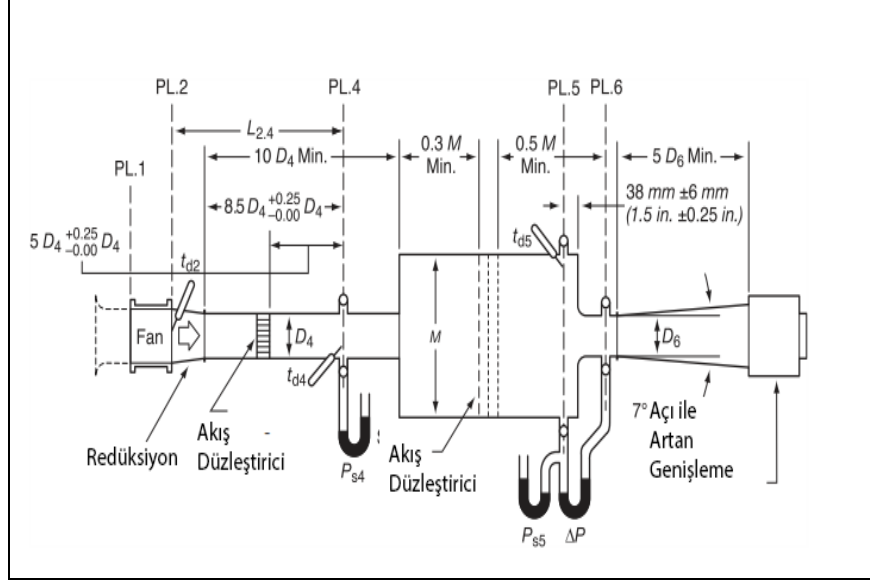
$$V_{\theta\infty} = \frac{V_{\theta 1} + V_{\theta 2}}{2} \quad (1.4)$$

Eksel fanlarda girişte saf aksel akış olduğu tecrübe edilerek, teğetsel hız bileşeni olmadığı kabul edilir. Dolayısıyla ortalama teğetsel hız aşağıdaki gibi olur:

$$V_{\theta 1} = 0 \quad \rightarrow \quad V_{\theta\infty} = \frac{V_{\theta 2}}{2} \quad (1.5)$$

Eksel fanların debi, statik basınç, toplam basınç ve tork gibi parametrelerinin ölçülmesi için çeşitli standartlara göre belirlenmiş test düzenekleri bulunmaktadır. Bu düzenekler, aksel fan çıkan türbülanslı havanın laminar akış düzleştiricilerinden geçerek ilk statik basıncın ölçüldüğü, daha sonrada havanın genişleyerek hız değerinin okunduğu ve ardından havanın tekrar sıkıştırılarak fark basıncının ölçüldüğü sistemlerdir. Şekil 1.14'te görüldüğü gibi test düzeneğinin çıkış kısmında bulunan damper veya kısma vanası gibi sistemlerle sistemin basıncı ayarlanarak farklı

basınçlardaki debi değerleri elde edilir. Bu yöntem ile aksenal fanın performans eğrisi elde edilir [14].



Şekil 1.14: AMCA 210 aksenal fan test düzeneği.

2. BENZETİM TÜRLERİ

2.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi diferansiyel hacimler üzerindeki korunum denklemlerini temsil eden kısmi diferansiyel denklemleri sonlu hacimler (veya elemanlar veya hücreler) üzerindeki ayrık cebri eşitliklere dönüştüren sayısal bir tekniktir. Çözüm sürecindeki ilk adım, çakışmayan eleman veya hacimlerden oluşan geometrik çalışma alanının ayrıklaştırılmasıdır. Kısmi diferansiyel denklemler, ayrık elemanlar üzerinde birleştirilerek cebri eşitliklere dönüştürülür. Cebri eşitlikler sistemi her bir elemanın bağımlı değişkenlerini hesaplamak için çözdürülür [14].

Herhangi bir sayısal yöntemin başlangıcı kısmi diferansiyel denklem ve sınır koşullarının belirlenmesidir. Eşitliklerin belirlenmesi hedef uygulamaya göre seçilir (Viskoz olmayan, sıkıştırılmaz, türbülanslı, iki veya üç boyutlu). Akış alanı etrafındaki basınç ve hız dağılımını elde etmek için süreklilik ve Navier-Stokes eşitlikleri gereklidir [3].

2.1.1. Ağ Yapısı Özellikleri

Akışkan problemlerinde hesaplanacak değişkenler, sayısal ağ yapısı adı verilen geometrik bölgenin sonlu sayıdaki eleman veya kontrol hacmi gibi alt bölgelere bölünmesi vasıtasıyla belirlenir. Ağ yapısı kartezyen yapıya eş değer ve en basit yapı olan yapılandırılmış (düzenli) ve karmaşık geometriler için daha esnek yapıdaki keyfi çözüm yapısı olan yapılandırılmamış ağ yapısı olmak üzere iki çeşittir.

Çeşitli yöntemler ile elde edilen çözüm ağı yapısının Tablo 2.1'de gösterildiği gibi çeşitli kalite ölçütlerine göre belirli aralıklarda olması gerekmektedir [15].

Tablo 2.1: Ağ yapısı kalitesi.

Ağ yapısı çarpıklığı					
Mükemmel	Çok iyi	İyi	Kabul Edilebilir	Kötü	Kabul Edilemez
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

2.1.2. Süreklilik ve Momentum Denklemleri

Bir sayısal çalışmanın başlangıç noktası fiziksel olayı yöneten kısmi diferansiyel denklemler ve sınır şartlarının tanımlanmasıdır. Akış alanı hız ve basınç dağılımlarını elde etmek için gerekli fiziksel kabuller (sıkıştırılmaz akışkan, türbülanslı akış, iki veya üç boyutlu akış gibi) yapılarak, Reynolds ortalama süreklilik, Navier-Stokes denklemleri ve enerji denklemi (ısı taşınımı önemli ise) kullanılır [16].

Kartezyen koordinatlardaki süreklilik ve Reynolds ortalama Navier-Stokes eşitlikleri (6) ve (7) numaraları eşitliklerde gösterilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i' u_j'}) \quad (2.2)$$

2.1.3. Türbülans Modeli

Akışkanlar mekaniğinde bazı akışlar düzenli ve çalkantısızdır. Bu tür akışlar laminer akış olarak adlandırılır. Bu tür akışlara yüksek viskoziteli akışkanların düşük hızdaki akışları örnek olarak verilebilir. Laminer akışların aksine, düzensiz ve çalkantılı (girdaplı) akışlar, türbülanslı akışlar olarak adlandırılır. Düşük viskoziteli akışkanların yüksek hızdaki akışları türbülanslı akışlara örnek verilebilir [17].

Eksenel fanların çalışmaları esnasında, yüksek açısal hızda dönme hareketi yapan kanatlar türbülanslı akış meydana getirir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) çözümlenmesi yapan yazılımlarda, Spalart-Allmaras, k-epsilon ve k-omega gibi çok sayıda türbülans modelleri bulunmaktadır [16].

Gerçekleştirilebilir k-ε türbülans modeli, türbülans kinetik enerjisi k ve sönmeme hızı ε aktarım denklemlerinden oluşan, günümüzde endüstriyel türbülanslı akışların benzetiminde en çok kullanılan türbülans modelidir. Duvara en yakın nodların y+ değerlerinin 30 ile 100 arasında olması sebebiyle kanal içi akış, dış aerodinamik, fan performans benzetimleri gibi birçok akışkanlar mekaniği probleminin çözümünde türbülans modeli olarak kullanılır [16].

Türbülans kinetik enerjisi aktarım denklemi

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_K \quad (2.3)$$

Türbülans sönümlenme hızı aktarım denklemi

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (2.4)$$

G_k ortalama hız gradyentinin ürettiği türbülans kinetik enerjisini, G_b kaldırma kuvvetinin ürettiği türbülans kinetik enerjisi ve Y_M sıkıştırılabilir türbülanslı akışlar için ortalama sönümlenme hızına katkı sağlayan dalgalanan genişlemeyi temsil eder. S_K ve S_ε kullanıcı tarafından tanımlanan sırasıyla türbülans kinetik enerjisi ve sönümlenme hızı kaynaklarını ifade eder.

$C_{1\varepsilon}$ ve C_2 deneysel sabitler olup, $C_{1\varepsilon} = 1.44$ ve $C_2 = 1.9$ 'dur. σ_k and σ_ε türbülans kinetik enerjisi ve sönümlenme hızının Prandtl sayılarını temsil etmekte olup deneysel olarak bulunan değerlerdir olup $\sigma_k = 1$ ve $\sigma_\varepsilon = 1.2$ 'dir.

Türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi ve sönümlenme hızının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.5)$$

Üretilen türbülans kinetik enerjisi tanımı G_k , birçok türbülans modeli için ortaktır ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$G_k = -\overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2.6)$$

Şekil değiştirme hızları tensörünün ortalama değeri, S aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (2.7)$$

Kaldırma kuvveti etkisiyle türbülans kinetik enerjisi üretimi, G_b , aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\rho r_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2.8)$$

Düşük hızlı sıkıştırılabilir akışlarda, türbülans kinetik enerjisi tüketimi kavramı, Y_M , türbülans Mach sayısı ve sönmüleme hızının fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (2.9)$$

2.1.4. Sınır Şartları

Sınır şartları fiziksel modelin sınırlarındaki akış ve termal değişkenleri tanımlar. Bu yüzden sınır koşulları hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminin kritik bileşenidir ve uygun bir şekilde tanımlanmalıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımlarında kullanılan sınır şartları aşağıdaki gibidir [3]:

- Giriş sınır şartları: Basınç girişi, hız girişi, kütleli debi girişi,
- Çıkış sınır şartları: Basınç Çıkışı, basınç uzak alanı, akış çıkışı,
- Duvar sınır şartları: Duvar, simetrik, periyodik, eksen,
- Hacimsel tanımlamalar: Katı, sıvı, gözenekli, dönen bölge.

2.1.5. Hız-Basınç Bağlama Algoritmaları

Akış denklemlerinin çözümünde SIMPLE, SIMPLEC, PISO ve Coupled olmak üzere dört farklı algoritma kullanılmaktadır. Zamandan bağımsız hesaplamalar için SIMPLE ve SIMPLEC algoritmaları kullanılırken, zamana bağlı hesaplamalar için PISO algoritması tercih edilir. Basınç tabanlı çözümler için Coupled algoritması basınç- hız çözümlerinde tercih edilen algoritmadır [16].

2.2. Yapısal Benzetim

Mühendislik problemleri, şekil ve çevre koşullarından dolayı analitik olarak çözülmesi oldukça karmaşık olan problemlerdir. Eğer doğrusal olmayan ve dinamik etkileri de bu karmaşıklığa ilave edersek analitik çözümler pratik olarak ulaşılamaz hal alır. Sonlu elemanlar yönteminin bir amacı, tüm yapısal geometrinin eleman olarak adlandırılan çok sayıda daha küçük ve basit yapılara bölünmesi ve denklemlerin eş zamanlı olarak çözdürülmesidir. Elemanların, üzerlerindeki kenar ve köşelerin konumlandırılmış düğümler ile bağlandığı varsayılır. Sonlu eleman ağ yapısı, eleman ve düğümlerin toplamı, sonlu elemanlar modeli ise sonlu eleman ağ yapısı ile çevre koşullarının toplamıdır. Sonlu eleman ağ yapısı sınırlarına, sınır ve çevre koşulları uygulanarak benzetim yazılımlarında yapısal mühendislik problemleri çözdürülür [18].

Şekil 2.1’de gösterildiği gibi, yapısal ve mekanik benzetim, ağ yapısının tanımlanması, çevre koşullarının kurulması, sonlu elemanlar modelinin çözülmesi ve sonuçların görüntülenmesi adımlarından oluşmaktadır.



Şekil 2.1: Yapısal benzetim işlem basamakları.

Yapısal benzetimde yapının çevre ve sınır koşullarına verilen cevabı tanımlamak için yer değiştirme, gerilme ve şekil değiştirme olmak üzere üç ana denklemler kullanılır [18].

$$\{u\} = \{u_x \quad u_y \quad u_z\} \quad (2.10)$$

$$\{\sigma\} = \{\sigma_x \quad \sigma_y \quad \sigma_z \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yx} \quad \tau_{zx}\} \quad (2.11)$$

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x \quad \varepsilon_y \quad \varepsilon_z \quad \gamma_{xy} \quad \gamma_{yx} \quad \gamma_{zx}\} \quad (2.12)$$

(2.11) numaralı denklemdeki gerilme bileşenleri denge prensibine uygun olmalıdır [18].

$$\Sigma F_X = 0, \Sigma F_Y = 0, \Sigma F_Z = 0 \quad (2.13)$$

Eğer (2.13) numaralı denklem geometriye uygulanırsa, gerilme bileşenlerini içeren üç farklı eşitlik elde edilir [18].

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial X} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial Y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial Z} + b_x = 0 \quad (2.14)$$

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial X} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial Y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial Z} + b_y = 0 \quad (2.15)$$

$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial X} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial Y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial Z} + b_z = 0 \quad (2.16)$$

Küçük bozulmalar varsayımı altında, yer değiştirme ve şekil değiştirme arasında doğrusal bir ilişki bulunur [18]:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial u_y}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} \quad (2.17)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial u_z}{\partial x} + \frac{\partial u_x}{\partial z} \quad (2.18)$$

Geometrinin verdiği çözmek için, gerilme ve şekil değiştirme arasındaki ilişki varsayımı uygulanır. Gerilme ve şekil değiştirme arasındaki doğrusal ilişki Hook Kanunu olarak bilinir [18]:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \quad (2.19)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (2.20)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} \quad (2.21)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G} \quad (2.22)$$

2.2.1. Sınır Şartları

Yapısal benzetim yazılımlarında yük ve mesnet olmak üzere iki tür sınır koşulları bulunmaktadır [18].

Yükler: Basınç, hidrostatik basınç, kuvvet, rulman yükü, moment, ısıl koşullar.

Mesnet: Sabit mesnet, yer değiştirme, kayar mesnet, sürtünmesiz destek.

2.2.2. Tek Yönlü Sıvı-Yapı Etkileşim (FSI) Benzetimi

Sıvı-yapı etkileşim uygulamaları akışkanlar dinamiği ve yapısal mekanik disiplinlerinin birleşimidir. Akışkan akışı yapı üzerine hidrodinamik kuvvetler uygular ve yapıyı bozar ve/veya dönüştürür. Akışkan akışı ayrıca yapı içerisindeki termal gerilmeleri değiştirebilir. Bozulmuş veya dönüşmüş yapı hız akış alanına uygular ve şeklini değiştirir, böylece yapının şekli ve akışkan akışı değişir [19].

Tek yönlü sıvı-yapı etkileşim benzetimi, yapıda çok küçük bozulmalar meydana getirir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği benzetiminden aldığı sonlu eleman kodlarını yapısal benzetime aktarır. Aktarım esnasında akış benzetimini yeniden hesaplamaya gerek yoktur [19].

2.3. Modal Benzetim

Bir modal benzetim yapının titreşim karakteristiğini belirlemek için kullanılan bir tekniktir. Doğal olarak titreşim meydana getirme eğiliminde olduğu doğal frekanslarını ve her doğal frekansındaki meydana gelen mod şeklini belirlemek için modal benzetim yapılır [20].

Modal benzetim, yapıda rezonans meydana getirecek titreşimleri önlemek ve titreşim meydana getirecek frekansları belirlemek, farklı türdeki değişken yüklerin yapıda meydana getireceği değişiklikleri hesaplamada faydaları bulunmaktadır [20].

Sonlu elemanlar yöntemiyle yapının modal benzetimi yapılabilir. Bu yöntemde modal büyüklükler (öz vektörler) ve frekanslar (öz değerler) kullanılır. M kütle matrisi, C sönümlenme matrisi, K katılık matrisi, F genelleştirilmiş kuvvetler vektörü,

δ genelleştirilmiş yer değiştirmeler vektörü olmak üzere, esnek bir cismin hareket denklemleri yaklaşık olarak sonlu serbestlik dereceli bir yapınıninkiler olarak yazılabilir [20]:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{F\} \quad (2.23)$$

Sönümlenme ihmal edilirse, serbest titreşimlerin hareket denklemleri[19]:

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{0\} \quad (2.24)$$

Harmonik hareket varsayımıyla

$$\{u\} = \{\phi\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (2.25)$$

$$\{\dot{u}\} = \omega_i \{\phi\}_i \cos(\omega_i t + \theta_i) \quad (2.26)$$

$$\{\ddot{u}\} = -\omega_i^2 \{\phi\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \quad (2.27)$$

Yerine koyarak ve basitleştirerek

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{0\} \quad (2.28)$$

$$-\omega_i^2 [M]\{\phi\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) + [K]\{\phi\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) = \{0\} \quad (2.29)$$

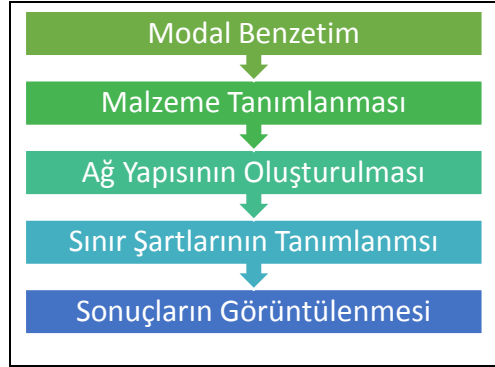
$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\phi\}_i = \{0\} \quad (2.30)$$

Bu denklemin $\{\phi\}_i = \{0\}$ sıradan çözümü dışında bir çözümü olması için aşağıdaki cebirsel denklemin sağlanması gerekir.

$$\det([K] - \omega_i^2 [M]) = 0 \quad (2.31)$$

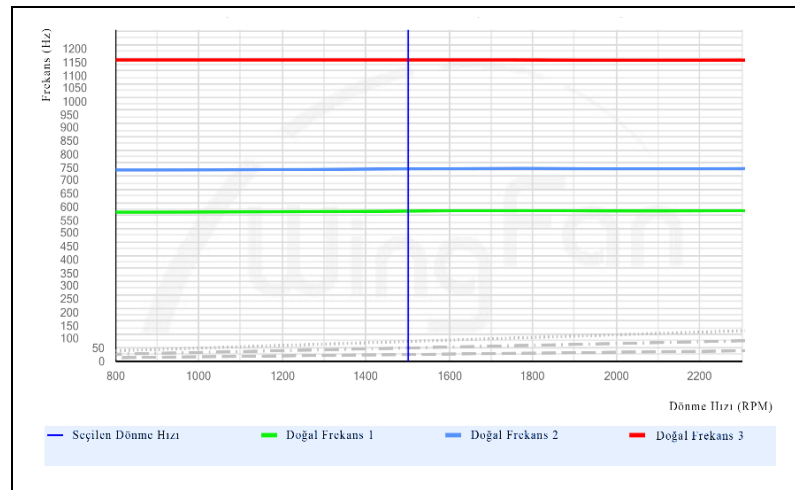
Bu karakteristik denklem çözülerek öz değerler ω_i^2 (dolayısıyla doğal frekanslar ω_i), bulunan her öz değer için denklem çözülerek tekabül eden öz vektör $\{\phi\}_i$ (mod

şekli) hesaplanır [20]. Denklemlerden de görüleceği üzere, düşük kütleli ve daha katı malzemeler doğal frekansları büyütürken, yüksek kütleli ve yumuşak malzemeler doğal frekansları küçültür [21]. Şekil 2.2’de modal benzetimin işlem basamakları gösterilmiştir.



Şekil 2.2: Modal benzetim işlem basamakları.

Şekil 2.3’te gösterilen bir Campbell diyagramı, her modun şeklini ve o moda ait doğal frekansın rotor hızının fonksiyonu olarak değişimini gösteren diyagramdır. Diyagramın yatay ve dikey eksenleri sırasıyla rotor hızı (dev/dak) ve doğal frekansı (Hz) gösterir. Mod eğrileri rotorun birim zamandaki devir sayısının fonksiyonu olarak doğal frekansın değişimini gösterir. Eksenel fanlarda her mod şekli için, fan devir sayısı arttıkça doğal frekans büyür [22].



Şekil 2.3: Eksenel fan kanadının Campbell diyagramı.

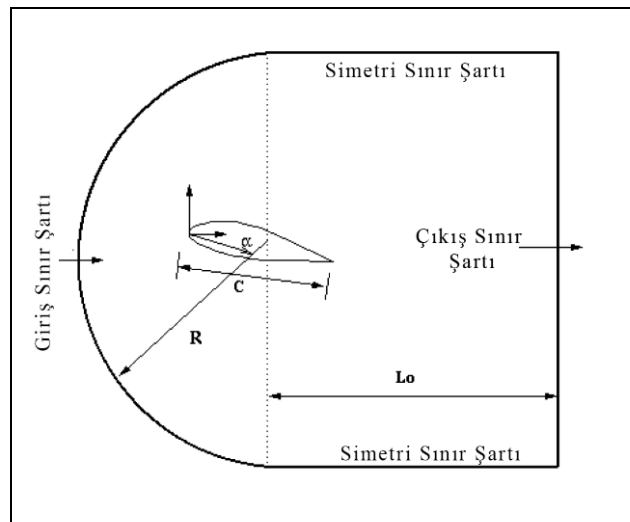
3. SAYISAL HESAPLAMALAR

3.1. Kanat Profili Aerodinamiğinin HAD ile İncelenmesi

Eksenel fan kanadının kesit alanı etrafında hava akışı hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile incelenerek maksimum kanat hücum açısı tespit edilmiştir. Kanat hücum açısının belli bir dereceden sonrası için durdurma etkisi fanın çalışmasını olumsuz etkilemektedir. Kanat profili kaçış kenarı civarında meydana gelen geri dönüşlü akışlar fan kanadının dönmesini zorlaştırarak olumsuz sonuçlar meydana getirecektir. Bu nedenle kanat açısının belirlenmesi önemlidir.

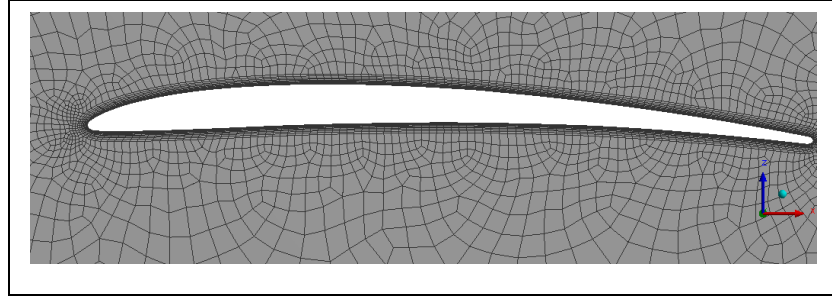
3.1.1. Kanat Profili, HAD Çözüm Ağı Yapısı ve Sınır Şartları

Şekil 3.1’de kanat profili etrafındaki hava akış alanı gösterilmiştir. Yarıçap ve simetri bölgesinin uzunluğu kanat uzunluğunun 5 katı alınmıştır. K. H. Kumar vd. tarafından bir süper-kritik kanat etrafında ses hızının geçildiği hızlarda akışın HAD ile incelendiği çalışmada kullanılan benzer bir model olan C tipinde çözüm ağı kurulmuştur [23]. D.C Eleni vd. taraflarından yapılan NACA 0012 kanat profili etrafındaki hava akışında türbülans modellerinin değerlendirilmesi konulu çalışmada yine C tipinde bir çözüm ağı kullanılmıştır [24]. Bu çalışmada Şekil 3.1’de gösterilen C tipi alanda hava akışı hesaplanmıştır [25].



Şekil 3.1: Kanat profili etrafında C hava akış alanları.

Şekil 3.2’de kanat profili etrafında hava akış benzetimi için kurulan ağ yapısı gösterilmiştir. Dörtgen elemanların kullanıldığı ağ yapısında türbülanslı sınır tabakanın hassaslığı sebebiyle cidar yakınında eleman yoğunluğu yüksektir. Hücum açısı değiştiğinde, serbest hava hız vektörü veter hattıyla farklı açı yapmak üzere, 34336 adet dört kenarlı eleman ve 34576 adet düğüm noktasından oluşan tek tip ağ kullanılmıştır.



Şekil 3.2: Kanat kesiti etrafındaki ağ yapısı.

Tablo 3.1’de hava girişi hız sınır şartı olarak hızın X ve Y yönlerindeki bileşenleri gösterilmiştir. Böylece geometriyi değiştirmeden kurulan tek tip çözüm ağı ile farklı hücum açıları için kanat etrafındaki türbülanslı akış incelenmiştir.

Tablo 3.1: Farklı hücum açılarındaki serbest hava akımı hız bileşenleri.

Hava Hücum Açısı [Derece]	X-Yönündeki Hava Hızı [m/s]	Y-Yönündeki Hava Hızı [m/s]
20	9,4	3,42
30	8,66	5
40	7,66	6,43
45	7,1	7,1
50	6,43	7,66

Benzetimde sınır koşulları olarak hız girişi sınır koşulu kullanılmıştır. Bir önceki tabloda hücum açısına bağlı hız değerleri Şekil 3.3’te gösterilen hız büyüklüğü olarak tanımlanmıştır.

Zone Name
velocity_inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Velocity Specification Method Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame Absolute

Velocity Magnitude (m/s) 10 parameter-6

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal) 0 constant

Turbulence

Specification Method Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity (%) 5 P

Turbulent Viscosity Ratio 10 P

Şekil 3.3: Hız giriş şartının yazılıma girilmesi.

Havanın çözüm bölgesinden çıkışında atmosferik basınç sınır şartı kullanılmıştır. Çıkış sınır şartı için tanımlanan değerler Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

Zone Name
outlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Backflow Reference Frame Absolute

Gauge Pressure (pascal) 0 constant

Backflow Direction Specification Method Normal to Boundary

Average Pressure Specification

Target Mass Flow Rate

Turbulence

Specification Method Intensity and Viscosity Ratio

Backflow Turbulent Intensity (%) 5 P

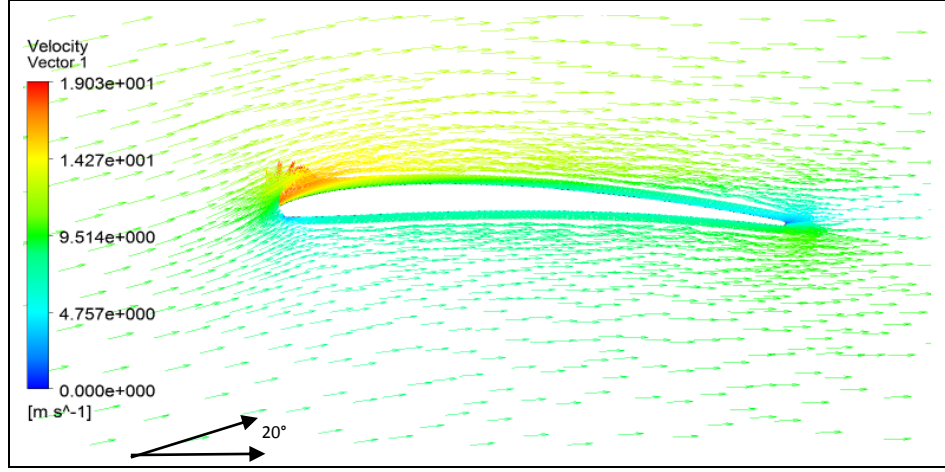
Backflow Turbulent Viscosity Ratio 10 P

OK Cancel Help

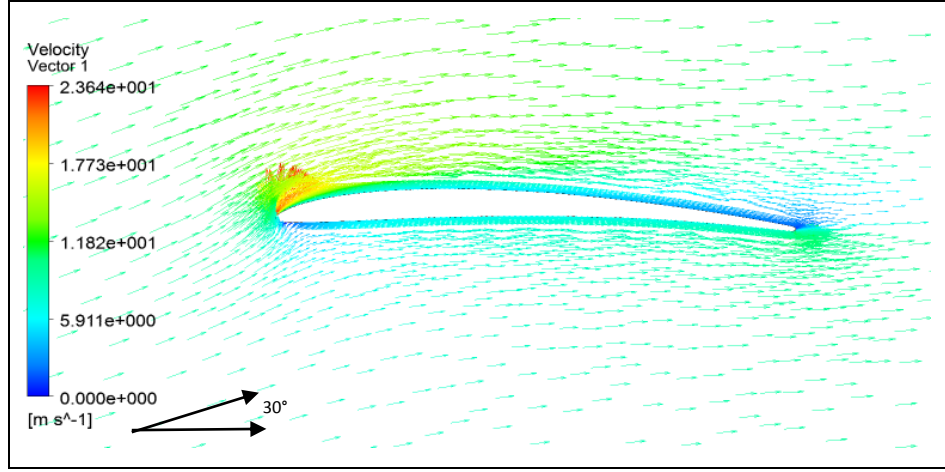
Şekil 3.4: Çıkışta atmosferik basınç sınır şartının yazılıma girilmesi.

3.1.2. Sonuçların Gösterilmesi

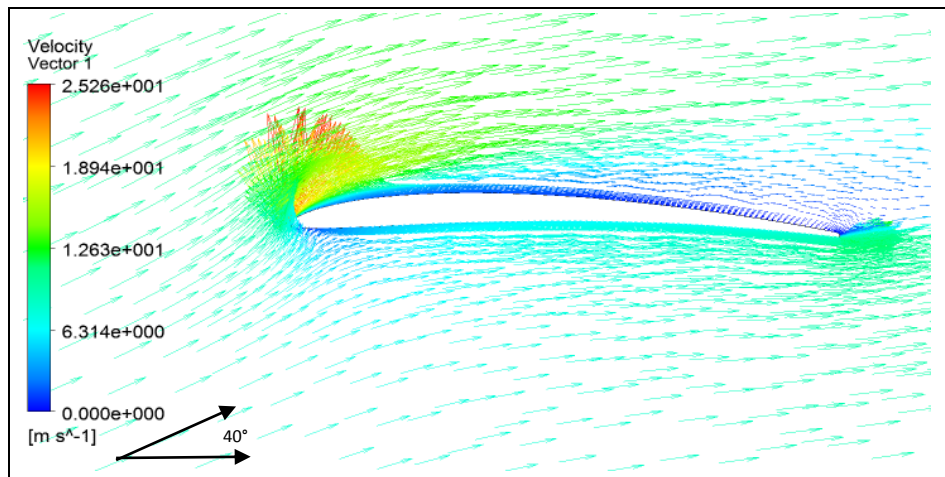
Kanat çevresindeki hava hareketini ve firar kenarı çevresindeki geri dönüşleri incelemek için yapılan akış benzetimlerinde vektörel olarak hız dağılım sonuçları Şekil 3.5 ile Şekil 3.9 arasında gösterilmiştir. Tedarikçi firma tarafından yapılan deneylerde, kullanılan aksenal fan kanadının maksimum 50°'lik hücum açısı için, uygun motor akım değerleri sağlanmaktadır. Bundan daha büyük açılarda motorun etiketinde belirtilenden daha fazla akım çektiği görülmüştür. Bu, fan elektrik motorunda yanma tehlikesi oluşturduğu için istenmeyen bir durumdur.



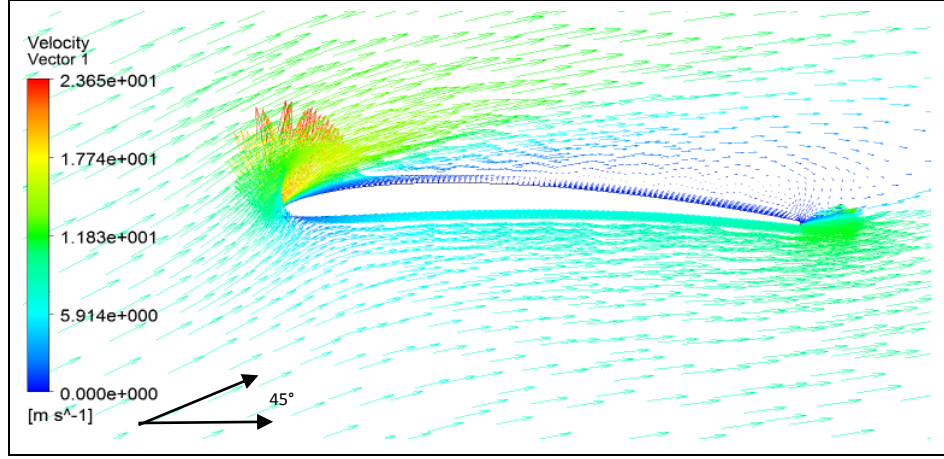
Şekil 3.5: 20 derece hücum açılı kanat profili etrafında hız vektörleri dağılımı.



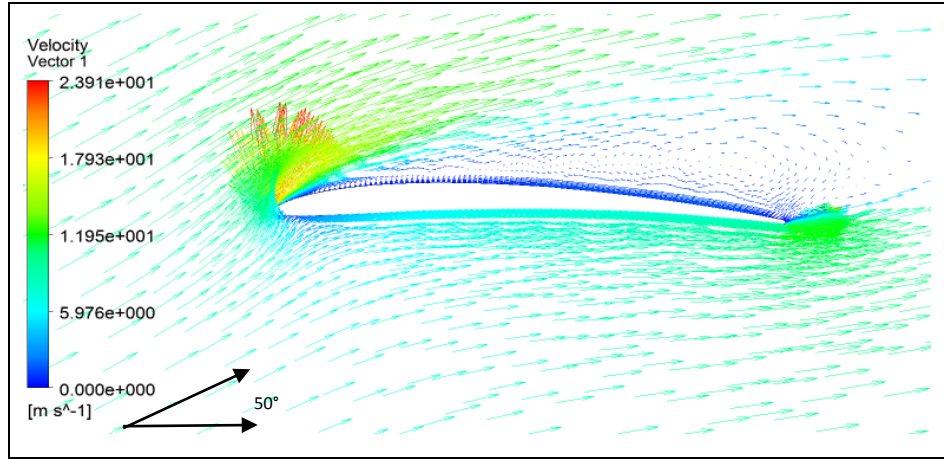
Şekil 3.6: 30 derece hücum açılı kanat etrafında hava hız vektörleri dağılımı.



Şekil 3.7: 40 derece hücum açılı kanat etrafında hava hız vektörleri dağılımı.



Şekil 3.8: 45 derece hücum açılı kanat etrafında hava hız vektörleri dağılımı.



Şekil 3.9: 50 derece hücum açılı kanat etrafında hava hız vektörleri dağılımı.

İki boyutlu aksenal fan kanat profili etrafında türbülanslı hava akışı incelendiğinde, artan kanat hücum açısıyla birlikte kanadın emiş tarafında, basınç tarafına oranla daha düşük hızların olduğu gözlenmiştir. Kanat hücum açısı artınca, kanadın emiş tarafında, havanın firar kenarından ayrılmayarak geri dönüşlü akım oluşturduğu görülmüştür. Bu durumda hava kanat çevresinde geri dönüşlü hareket yapacağından, fanın etkin çalışan alanı daralarak debisi düşecektir. Durdurma etkisi olarak adlandırılan bu durumda, hava kanadın dolayısıyla tahriki sağlayan elektrik motorunun hareketine direnç göstererek, motor mili yataklarında sarma, motorda zorlanma ve yanmaya neden olabilir. Fanın hız kaybı bölgesinde çalıştırılmaması gerektiğinden, bir aksenal fanda kanat hücum açısı belirli bir değerin üzerine çıkartılmaz.

3.2. Bir Eksenel Fanın Had Modeli

3.2.1. Giriş

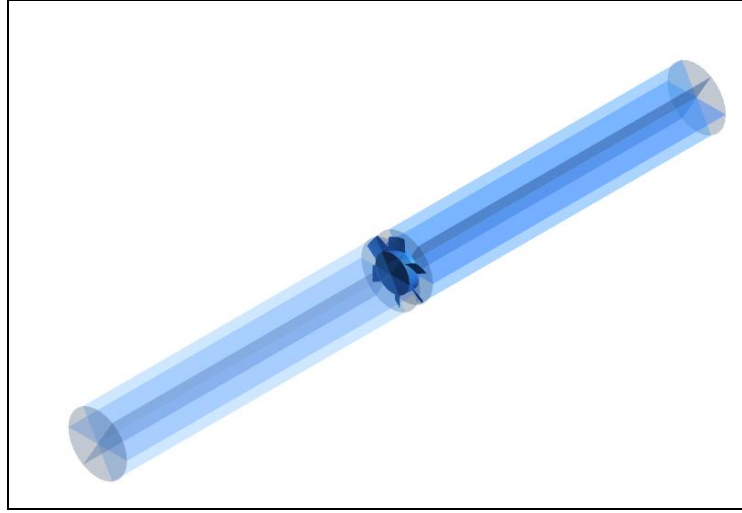
Birinci bölümde anlatıldığı gibi bir eksenel fan aerodinamiğinin sonlu hacimler yöntemiyle benzetimi, üç boyutlu bilgisayar destekli tasarım, türbo-makina benzetim yönteminin ve türbülans modelinin seçilmesi, üç boyutlu çözüm ağının kurulması, havanın fiziksel özelliklerinin belirlenmesi, sınır şartlarının belirlenmesi, HAD modelinin çözdürülmesi ve sonuçların grafik olarak işlenmesi aşamalarından oluşmaktadır. Geometrik modelin hazırlanması ve çözüm ağı yapısının kurulmasından sonra benzetim aşamasına geçilir. Diferansiyel denklem ayrıklaştırma mertebeleri, sayısal çözücünün seçimi, sayısal çözüm yakınsama kriterleri vs. tanımlanarak benzetim modeli tamamlanır. Çözüm tamamlandıktan sonra, benzetim sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılarak, kurulan HAD modelinin sağlaması yapılır. Eksenel fanın HAD işlem basamakları Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10: HAD yöntemi işlem adımları.

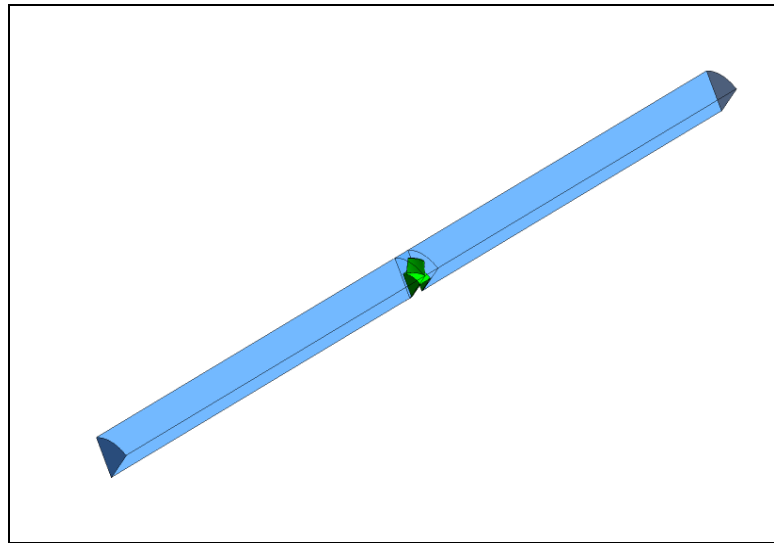
3.2.2. Geometrik Modelin Hazırlanması

Eksenel fanların benzetiminde en çok kullanılan yöntem olan MRF yönteminde, bir adet dönme hareketi yapan bölge ve bu bölgenin ön ve arkasında kalan iki sabit bölge bulunmaktadır. Kanatlar ve göbekten oluşan montaj geometrisi etrafında belli çapta ve uzunlukta sabit ve dönen hava hacmi oluşturulur. Dönen bölgede hava hacmi içerisindeki montaj geometrisi çıkarılarak sanki kanat montaj geometrisi varmış gibi boşluk hacim meydana getirilir. Eksenel fan tam modelin akış hacimleri Şekil 3.11'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11: Eksenel fan akış hacimleri.

Benzetimi yapılacak fanın bir kanadı etrafında bir dilim alınarak periyodik olarak da modellenebilir. Periyodik modelleme yapılırsa, hem ağ yapısı kurulurken, hem de sınır şartları tanımlanırken periyodiklik sınır koşullarının atanması gerekir. Periyodik hava akış hacmi Şekil 3.12’de gösterilmiştir.



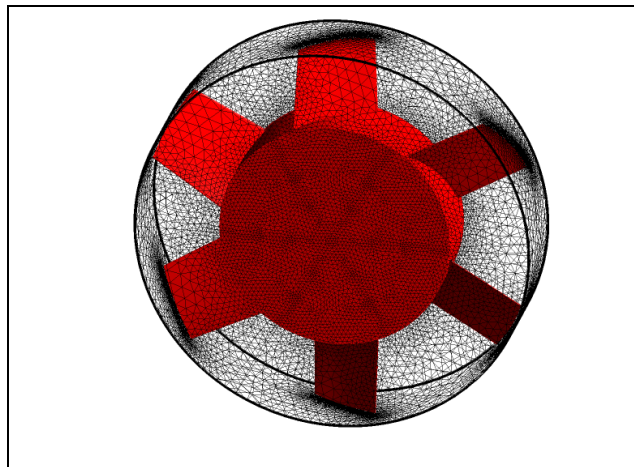
Şekil 3.12: Periyodik hava akış hacmi.

Geometri modellemesinde dikkat edilmesi gereken diğer bir husus, dönen bölgenin önündeki ve arkasındaki sabit hava akış hacimlerinin uzunluğudur. Literatürde değişkenlik gösteren bu uzunluklara örnek olarak girişteki sabit bölgeyi 10 hidrolik çap ve çıkıştaki sabit bölgeyi 5 hidrolik çap uzunluğunda alarak, bir kanala yerleştirilmiş eksenel fanın periyodik akış benzetimlerinde başarılı sonuçlar elde

etmişlerdir [26]. Bir diğer çalışmada giriş ve çıkış sabit bölge uzunluklarının sırasıyla 3 hidrolik çap ve 2 hidrolik çap alındığı bir aksenel fan benzetimi için başarılı sonuçlar elde etmiştir [27]. Bu tezde, giriş ve çıkıştaki sabit akış bölgelerinin her ikisi de 5 hidrolik çap uzunluğunda alınmıştır. Giriş ve çıkış sabit hava bölgelerinin uzunlukları gereğinden fazla olursa, oluşacak geri dönüşlü akışlar sonuçlarda sapmalara sebep olacaktır.

3.2.3. Çözüm Ağının Hazırlanması

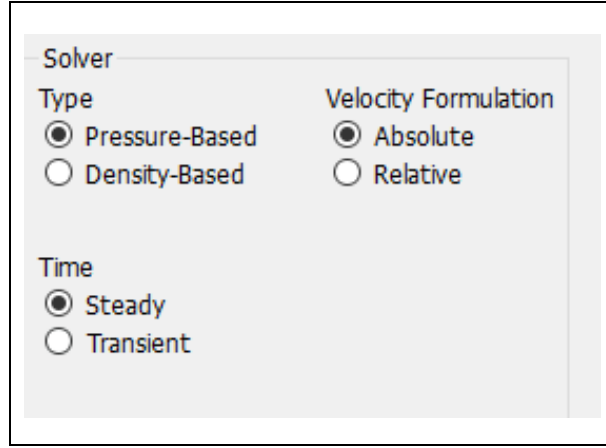
Geometrinin hazırlanmasından sonraki aşama, sonuçlar üzerinde doğrudan etkisi olan ve bir sonlu hacimler benzetiminin en önemli basamağı olan çözüm ağının hazırlanmasıdır. Geometrik modelin daha küçük hacimlere bölünmesi ile çok sayıda düğüm noktası ve elemanlar meydana gelmektedir. Bu elemanların müsavi olarak dağıtılması ve belirli kalite kriterlerini sağlaması halinde, kurulan çözüm ağı benzetim sonucunun başarılı bir şekilde bulunmasını sağlayacaktır. Çözüm ağı yapısının mümkün olduğunca müsavi olması ve eleman boyutlarının tedricen değişmesi dışında diğer bir önemli husus ise, cidara komşu türbülanslı sınır tabakada çözüm ağının seçilen türbülans modeline uygun yapıda olmasıdır. Yükseltme olarak adlandırılan bu tabakalar akışkan ve katının temas ettiği bölgelerde olmalıdır. Bir aksenel fan için türbülanslı sınır tabakalar (üçgen prizma yükseltme bölgeleri) kanal boyunca yüzeye komşu bölge ve fan kanatları ile göbeğinin akışkan ile temas ettiği yüzeylerdir. Dönen bölgenin ağ yapısı Şekil 3.13'te gösterilmiştir.



Şekil 3.13: Dönen bölgenin çözüm ağı ve fanın kanat-göbek modeli.

3.2.4. Çözücü Tipi

Eksenel fanın HAD benzetimi için basınç tabanlı çözücü kullanılmıştır. Yoğunluk tabanlı çözücü ise daha yüksek hızlara sahip akışların benzetiminde kullanılır. Mutlak hız formülasyonu, sıkıştırılamaz akış için, daimi (zamanla değişmeyen) türbülanslı hava akımı varsayılarak, Reynolds ortalamalı hız ve basınç alanları çözülmüştür. Çözücü seçenekleri Şekil 3.14'te gösterilmiştir.

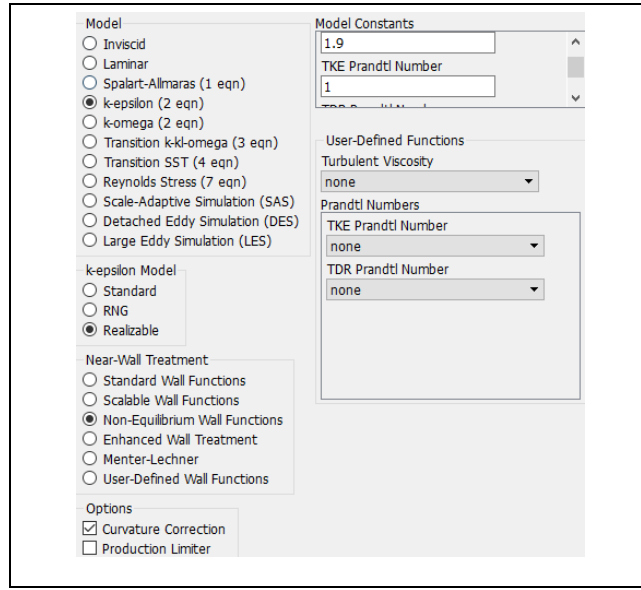


Şekil 3.14: Çözücü seçenekleri.

3.2.5. Türbülans Modeli

Şekil 3.15'te görüldüğü gibi, günümüzde türbülanslı akış benzetimlerinde çok sayıda türbülans modeli kullanılmaktadır. Bu modeller türbülans viskozitesini Reynolds ortalamalı hız gradyanları cinsinden veya Reynolds gerilmelerini Reynolds ortalamalı büyüklükler cinsinden ifade eden farklı varsayımları esas alarak geliştirilmişlerdir. Yüksek Reynolds sayılı türbülanslı akışlarda standart duvar fonksiyonları veya duvardan ayrılmış türbülanslı akışlarda dengesiz duvar fonksiyonları gibi kavramlar geliştirilerek endüstriyel türbülanslı akış problemlerinin günümüz bilgisayarlarında çözülebilmesi sağlanmıştır. Kullanılan türbülans modellerinin çözüm ağı yoğunluk gereksinimleri ve duvara en yakın nodların y^+ değerlerinin bulunması gereken aralık değerleri önemli farklılıklar göstermektedir. Günümüz türbülans modellerinin başarı seviyesi uygulandıkları türbülans probleminin yapısına (dengeli, dengesiz türbülans; duvardan ayrılma ve tekrar duvara yapışma, jet akışı, jetin duvara çarpması, sarmal hareket, vs.) bağlı olarak önemli farklılıklar

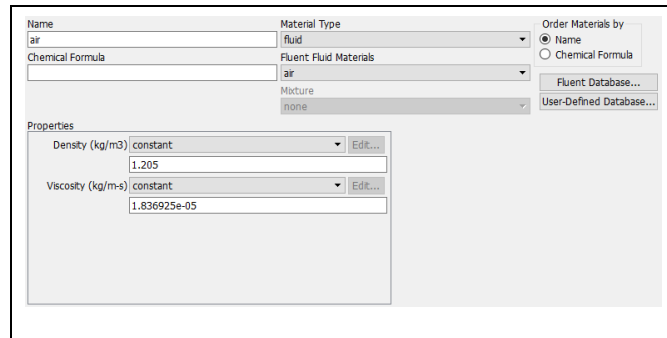
göstermektedir. Bu çalışmada, aksel fanın aerodinamik benzetiminde gerçekleştirilebilir k-epsilon türbülans modeli ve denge dışı duvar fonksiyonları kullanılmıştır. Gerçekleştirilebilir k-epsilon modeli, endüstriyel türbülanslı akışların benzetiminde, türbülans modelleri içerisinde en çok kullanılan ve duvar y^+ parametre kriterine göre ($30 < y^+ < 100$) türbülanslı sınır tabaka çözüm ağı yoğunluk gereksinimi günümüz bilgisayarlarında HAD benzetimi yapmak için uygun bir türbülans modelidir. Türbülans modeli seçimi Şekil 3.15'te gösterilmiştir.



Şekil 3.15: Türbülans modelleri.

3.2.6. Akışkanın Fiziksel Özellikleri

Bu çalışmada 20°C sıcaklıktaki havanın özgül kütlesi ve dinamik viskozitesi Şekil 3.16'daki gibi tanımlanmıştır.



Şekil 3.16: Havanın 20°C sıcaklıktaki fiziksel özellikleri.

3.2.7. Hacim Özellikleri

Daha önce belirtildiği gibi hava akış bölgesi, iki adet sabit hacim ve bir adet dönen hacimden meydana gelmektedir. Şekil 3.17’de sabit hacmin özellikleri verilmiş olup, bu hacim için herhangi bir dönme hareketi tanımlanmamıştır.

Zone Name: stationary_interior
Material Name: air
Reference Frame: Reference Frame
Rotation-Axis Origin: X(m) 0, Y(m) 0, Z(m) 0
Rotation-Axis Direction: X 0, Y 0, Z -1

Şekil 3.17: Sabit hacim özellikleri.

Dönen hacim için Şekil 3.18’de belirtildiği üzere dönme hızı 1500 dev/dak olarak tanımlanmış olup, dönme ekseninin yönü sağ el kuralı ile tayin edilmiştir.

Zone Name: rotating_interior
Material Name: air
Reference Frame: Reference Frame
Relative Specification: absolute
UDF: none
Rotational Velocity: Speed (rpm) 1500
Rotation-Axis Origin: X(m) 0, Y(m) 0, Z(m) 0
Rotation-Axis Direction: X 0, Y 0, Z -1

Şekil 3.18: Dönen hacim özellikleri.

3.2.8. Sınır Şartları

Eksenel fan HAD modelinde, hız giriş şartı kullanılmıştır. Parametrik olarak tanımlanan giriş hızı, deneysel olarak elde edilen maksimum değerden başlanarak, minimum değere doğru azaltılarak, benzetimler yapılmıştır. Giriş sınır şartı için %5 türbülans şiddeti ve 0.5 m hidrolik çap (fan çapı) değerleri kullanılmıştır. Giriş sınır şartı için tanımlanan parametreler Şekil 3.19’da gösterilmiştir.

Zone Name
inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary
Reference Frame: Absolute
Velocity Magnitude (m/s): 11.3
Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0
Turbulence Specification Method: Intensity and Hydraulic Diameter
Turbulent Intensity (%): 5
Hydraulic Diameter (m): 0.5

Şekil 3.19: Girişte hız sınır şartı.

Çıkış sınır şartı olarak atmosfere açıldığı için basınç çıkışı 0 Pa değeri tanımlanmıştır. Geri akış türbülans yoğunluğu %5 ve hidrolik çap yine 0.5 m alınmıştır. Çıkış sınır şartı için tanımlanan parametreler Şekil 3.20’de gösterilmiştir.

Zone Name
outlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential UDS

Backflow Reference Frame: Absolute
Gauge Pressure (pascal): 0
Backflow Direction Specification Method: Normal to Boundary
Turbulence Specification Method: Intensity and Hydraulic Diameter
Backflow Turbulent Intensity (%): 5
Backflow Hydraulic Diameter (m): 0.5

Şekil 3.20: Çıkışta basınç sınır şartı.

MRF modelinde, dönme hareketi yapan yüzeyler için, 1500 dev/dak hızlı dönme bölgesine göre, 0 dev/dak dönme hızı atanmıştır. Dönüş yönü dönen hacimle aynı olacak şekilde tanımlanmıştır. Benzetim modelini dış ortamdan ayıran ve periyodik olarak tekrar eden yüzeyler periyodik sınır şartı ile tanımlanmıştır. Kanatlar ve göbek için tanımlanan sınır koşul parametreleri Şekil 3.21’de gösterilmiştir.

The screenshot shows the 'Wall Motion' settings in ANSYS Fluent. The 'Zone Name' is 'blades' and the 'Adjacent Cell Zone' is 'rotating_interior'. The 'Motion' section is set to 'Relative to Adjacent Cell Zone' with a speed of 0 rpm. The 'Rotation-Axis Origin' is (0, 0, 0) and the 'Rotation-Axis Direction' is (0, 0, -1). The 'Shear Condition' is set to 'No Slip'.

Şekil 3.21: Kanat ve göbek için duvar sınır şartı.

Periyodik sınır şartı atanan yüzeyler için akış yönü ve basınç dağılımı Şekil 3.22’de gösterilmiştir.

The screenshot shows the 'Flow Direction' settings in ANSYS Fluent. The 'Type' is set to 'Specify Pressure Gradient'. The 'Flow Direction' is (0, 0, 1). The 'Mass Flow Rate (kg/s)' is 0, the 'Pressure Gradient (pascal/m)' is 0, and the 'Upstream Bulk Temperature (k)' is 300. The 'Relaxation Factor' is 0.5 and the 'Number of Iterations' is 1.

Şekil 3.22: Periyodiklik sınır şartı.

3.2.9. Çözüm Yöntemi ve Rahatlama Kontrolü

Basınç-hız bağlantısı olarak SIMPLE algoritması, gradyent ayrıklaştırma için en küçük kareler yöntemi, basınç, momentum, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans sönümlenme hızı diferansiyel denklemlerini mekânsal ayrıklaştırma için ikinci derece

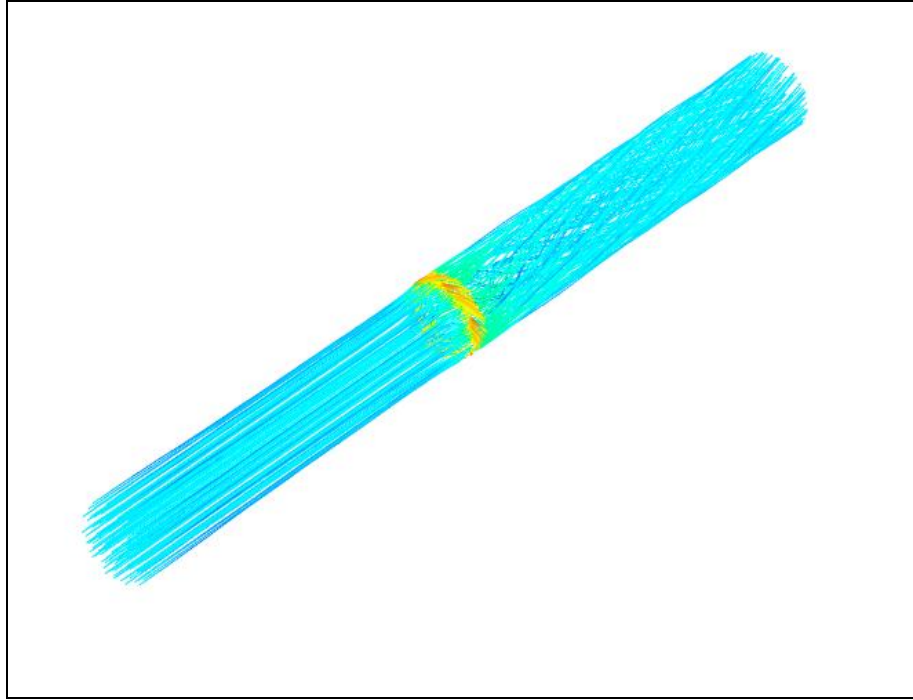
yöntemler uygulanmıştır. Gerek görülmedikçe rahatlama katsayılarında değişiklik yapılmamıştır.

3.2.10. Çözüm

Girişte mutlak referans sisteminde hız, çıkışta ise basınç sınır şartı tanımlanarak, MRF yöntemiyle problem çözülmüştür.

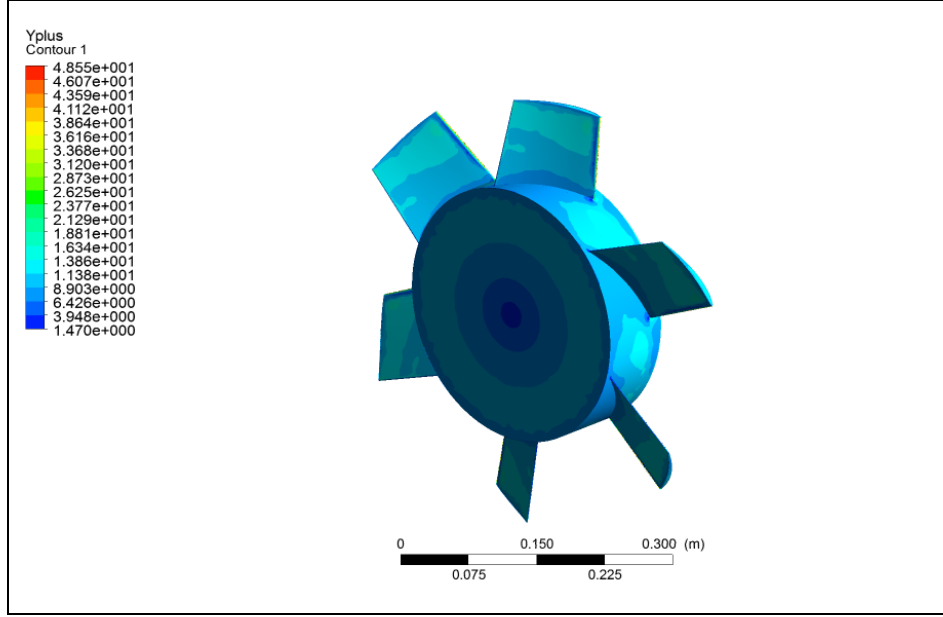
3.2.11. Sonuçlar ve Yorumlanması

HAD benzetimleriyle tasarlanan fanın, hacimsel debisinin fonksiyonu olarak statik ve toplam basınç artışı deneysel verilerle kıyaslanmıştır. 1500 dev/dak dönme hızında maksimum hacimsel debideki akım çizgileri Şekil 3.23'te gösterilmiştir.



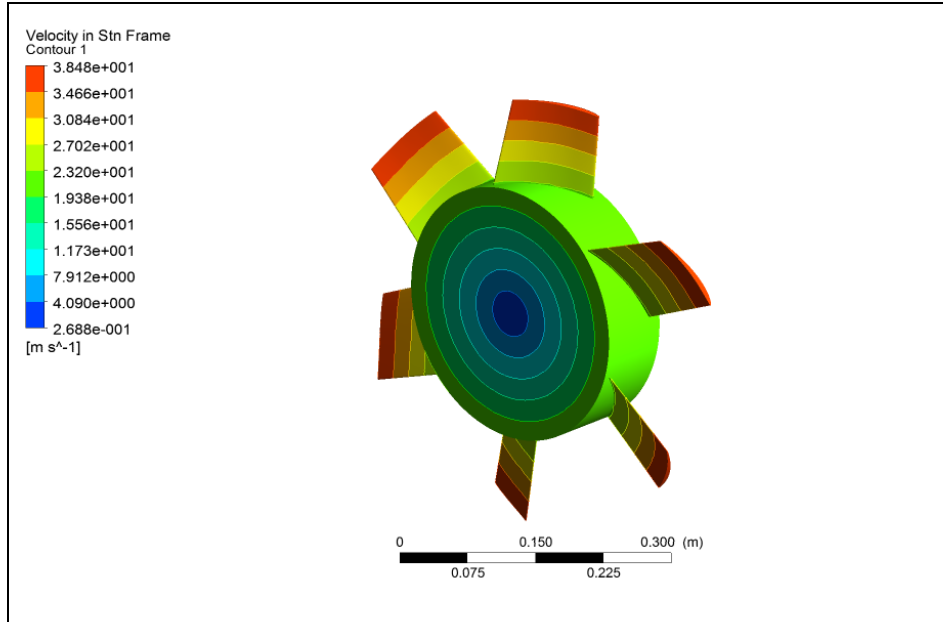
Şekil 3.23: 1500 dev/dak fan hızında kanal içerisindeki hava akım çizgileri.

HAD benzetiminde kullanılan türbülans modelinin duvara en yakın y^+ değerinin bulunması gereken değer Şekil 3.24'te gösterilmiştir. Bu değer kullanılan türbülans modeline uygun olduğunu gösterilmiştir.



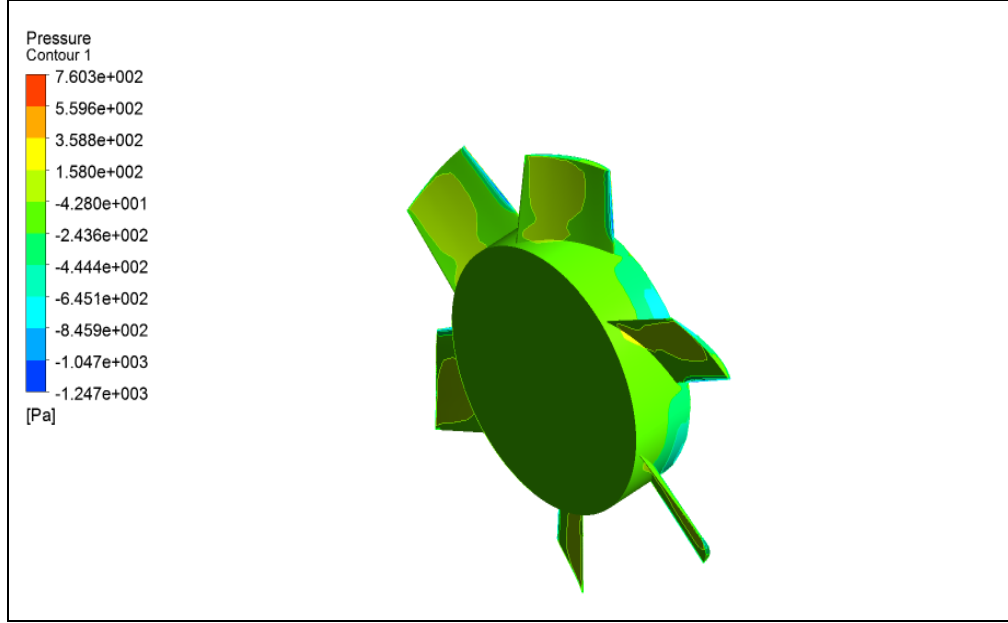
Şekil 3.24: Eksenel fan üzerindeki y^+ değerlerinin gösterilmesi.

Maksimum hava debisinin sağlandığı çalışma koşulunda, fan kanat uçlarında ölçülen ve HAD benzetiminde hesaplanan hava hızı 38,5 m/s'dir. Fan kanatları üzerindeki hız dağılımı Şekil 3.25'de gösterilmiştir.

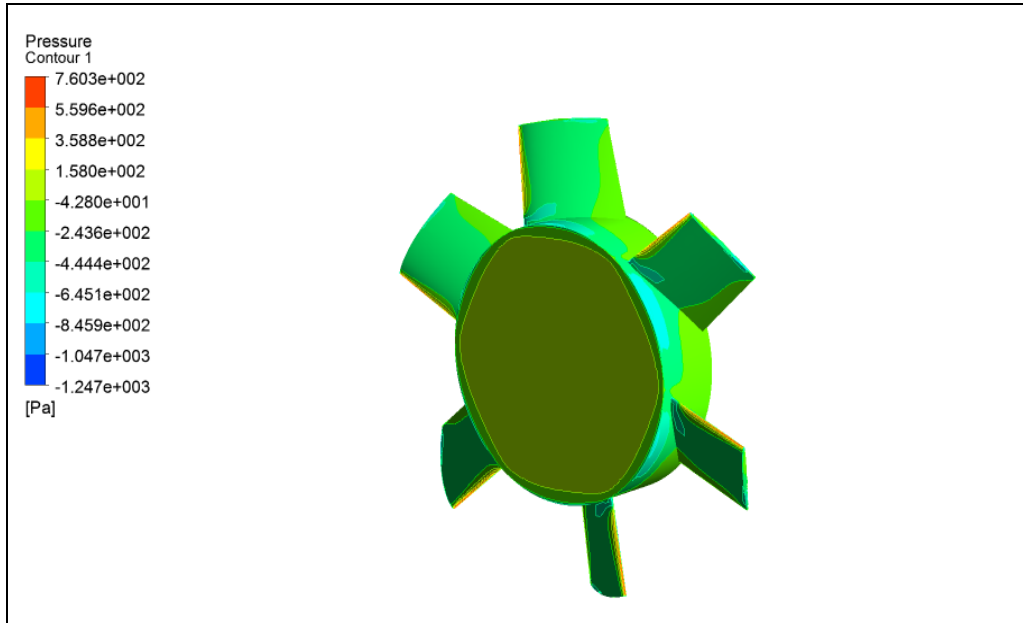


Şekil 3.25: Fan eksenine dik ve merkezinden geçen düzlemde hava hızı dağılımı.

Şekil 3.26 ve 3.27'de fan kanatlarının sırasıyla basınç ve emiş yüzeylerinde hava basınç dağılımları gösterilmiştir. Düşük basınç bölgelerinin emiş tarafında ve yüksek basınç bölgelerinin basınç tarafında olduğu gözlenmiştir.

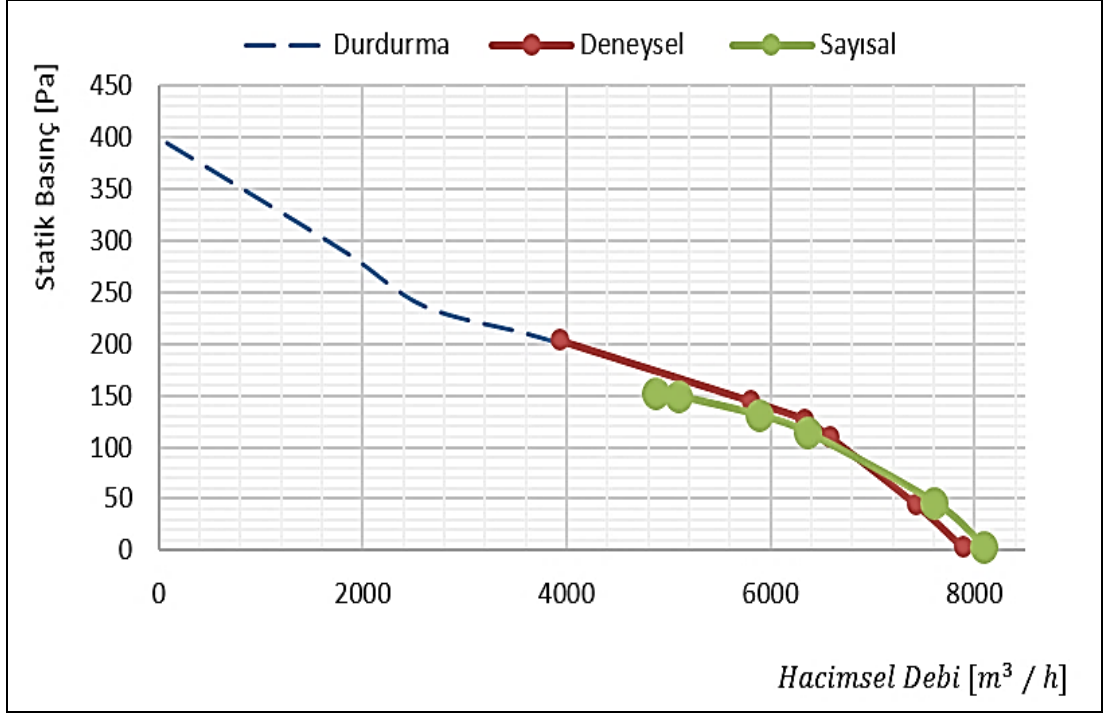


Şekil 3.26: Kanatların basınç tarafındaki basınç dağılımı.

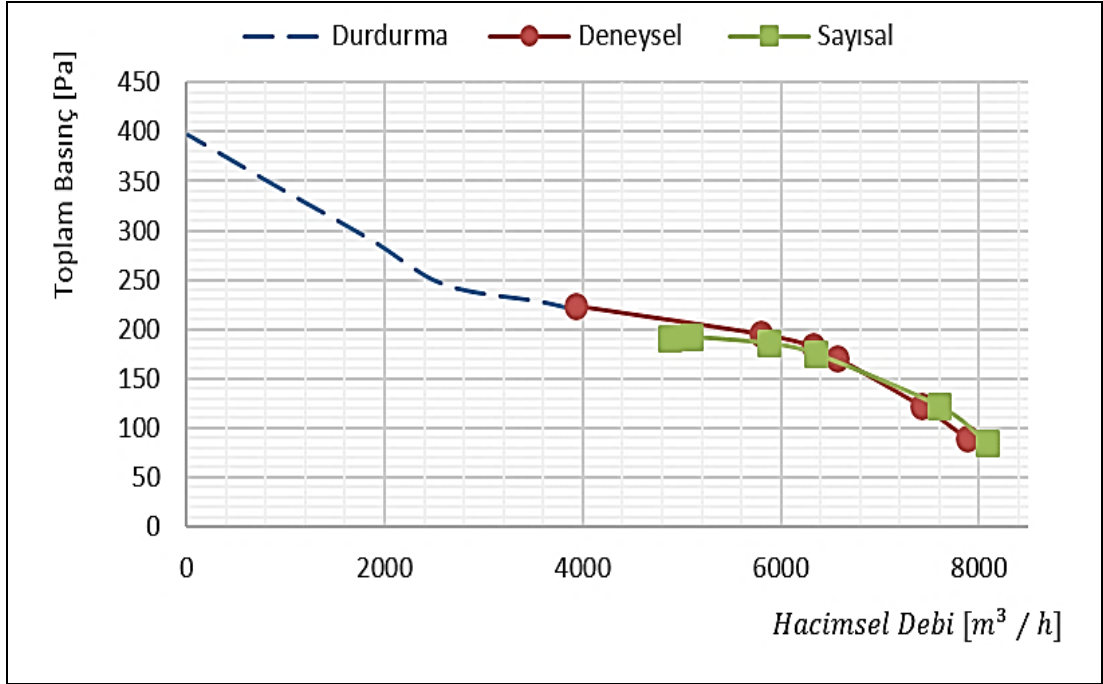


Şekil 3.27: Kanatların emiş tarafındaki basınç dağılımı.

Yapılan HAD benzetimleri sonucunda Şekil 3.28’de gösterilen hacimsel debiye bağlı olarak statik basınçtaki artış ve Şekil 3.29’da hacimsel debiye bağlı olarak toplam basınçtaki artış performans eğrileri elde edilmiştir. Kesikli çizgiler ile gösterilen kısımlar fanın verimsiz olarak çalıştığı durdurma bölgesini ifade etmektedir.



Şekil 3.28: Eksenel fanın hacimsel debi – statik basınç artışı karakteristik eğrisi.



Şekil 3.29: Eksenel fanın hacimsel debi – toplam basınç artışı karakteristik eğrisi.

Tablo 3.2'de kullanılan eksenel fanın çalışma noktasındaki hacimsel debi ve statik basınç artışı değerleri deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılmış ve hata oranları yüzde olarak ifade edilmiştir.

Tablo 3.2: Hacimsel debi ve statik basınç artışı sonuçlarının karşılaştırılması.

	Çalışma Noktası	Sayısal Sonuç	Yüzde Hata
Hacimsel Debi [m ³ /h]	7427	7605	2,4
Statik Basınç Artışı [Pa]	46,64	44,56	4,4

Eksenel fanın hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile elde edilen hacimsel debi – basınç artışı eğrisinden de anlaşılacağı üzere, fanın çalışma noktaları yaklaşık olarak 4000 m³/h‘den büyük hava debileridir. Benzetimi yapılan eksenel fanın 0 – 4000 m³/h debi aralığı, fanın verimsiz çalışmasına neden olduğu için endüstride bu aralıkta bu eksenel fan kullanılmaz. Dolayısıyla kullanılmayacak bir bölgenin benzetiminin yapılmasına ihtiyaç duyulmamıştır. Hacimsel debi - basınç eğrisinden elde edilebilecek bir diğer sonuç ise, eksenel fanın hız kaybı etkisinden kurtulduğu çalışma noktalarında, deneysel ve sayısal benzetim eğrilerinin yakınlaştığı ve hata oranlarının azalması çıkarımıdır.

3.3. Yapısal Benzetim

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile fanın aerodinamik benzetiminden sonra, kanatların yapısal benzetimi yapılarak çalışma esnasında varsa plastik deformasyona uğrayan bölgeler tespit edilip, fanın tasarımı aşamasında iyileştirme yapılmalıdır. Ayrıca periyodik zorlanmalar için fanın yorulma benzetimi yapılarak, kritik noktalar tespit edilebilir ve fanın umulan ömrü belirlenebilir. Eksenel fanlarda kanatlar hava hareketleriyle temas halinde oldukları için, fanın yapısal benzetimi hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümüyle bütünleşik olmalıdır. Akışkan-katı yapı etkileşimi probleminin çözümü, tek yönlü ve iki yönlü olmak üzere iki farklı yaklaşımla yapılabilir. Bu çalışmada türbülanslı akış benzetiminden elde edilen sonuçlar yapısal benzetime girdi olacak şekilde tek yönlü akışkan-katı yapı etkileşimi yaklaşımıyla, fanda ortaya çıkan gerilme ve sünmeler sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanmıştır.

3.3.1. Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması

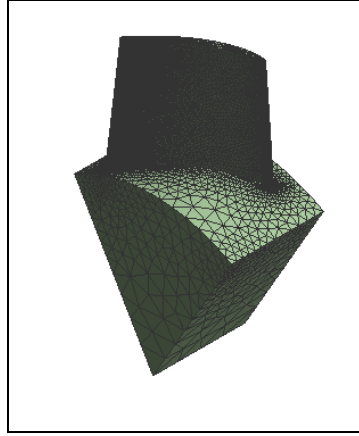
Eksenel fan kanatları alüminyum alaşımı veya polyamid plastik malzemeden imal edilmektedir. Bu çalışmada yapısal benzetim aşamasında alüminyum alaşım malzeme kullanılmış olup, malzeme özellikleri yazılımın kütüphanesinden temin edilmiştir. Alüminyum alaşımı malzeme özellikleri Tablo 3.3'te gösterilmiştir.

Tablo 3.3: Alüminyum alaşımı malzemenin mekanik özellikleri.

Özellik	Değer
Özgül Ağırlık [kg/m^3]	2770
Young Modülü [GPa]	71
Poison Oranı	0.33
Akma Dayanımı [MPa]	280
Kopma Dayanımı [MPa]	310

3.3.2. Çözüm Ağı Yapısının Tanımlanması

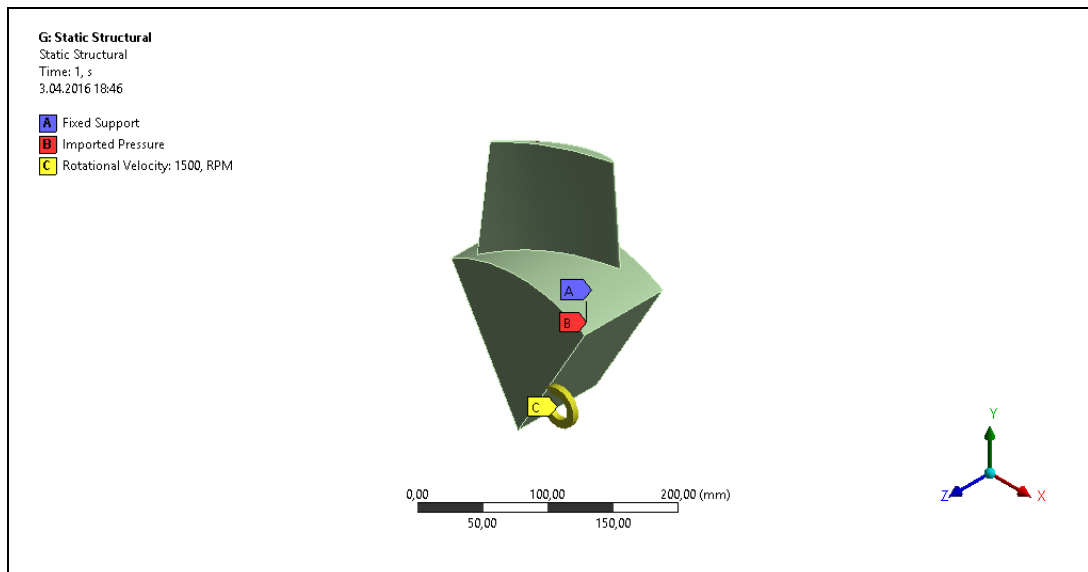
Çözüm ağı, yapısal benzetim (gerilme benzetim) sonuçlarını doğrudan etkiler. Akışkanın kanat emme ve basma yüzeylerine uyguladığı normal ve kayma gerilmeleri dağılımı, esnek kanatta ortaya çıkan gerilme dağılımını belirler. Özellikle kanatların uç kısımlarındaki zorlanmalar daha hassas olacağından, bu bölgelerde eleman yoğunluğu artırılarak, daha ince çözüm ağı tanımlanmıştır. Bilgisayarda çözüm süresini kısaltmak amacıyla periyodik sınır şartları kullanılarak tek kanadın akışkan-esnek yapı etkileşim benzetimi yapılmıştır. 205,000 eleman ve 306,332 düğüm noktası oluşturularak kanat içindeki çözüm ağı tanımlanmıştır. Kanat modeli üzerindeki ağ yapısı Şekil 3.30'da gösterilmiştir.



Şekil 3.30: Kanat içinde dört yüzlü elemanlardan oluşan çözüm ağı yapısı.

3.3.3. Sınır Şartlarının Tanımlanması

Bir esnek yapıda gerilme, sünme ve şekil değiştirme gibi malzeme dayanım değişkenlerinin incelenebilmesi için sabitleme (mesnetleme) ve dışarıdan esnek yapıya uygulanan tekil veya yayılı kuvvetler ve momentler gibi sınır şartları ve zorlanmaların bilinmesi gerekir. Akış benzetiminden elde edilen fan yüzeylerinde basınç sonuçları, aksel fan kanadının yapısal benzetiminde, basınç giriş şartı olarak tanımlanmış, kanadın fan göbeğiyle birleştiği yüzey sabit mesnetlenmiş, fan kanadına 1500 dev/dak'lık dönme hızı tanımlanmıştır. Fan kanadı üzerindeki sınır şartları Şekil 3.31'de gösterilmiştir.

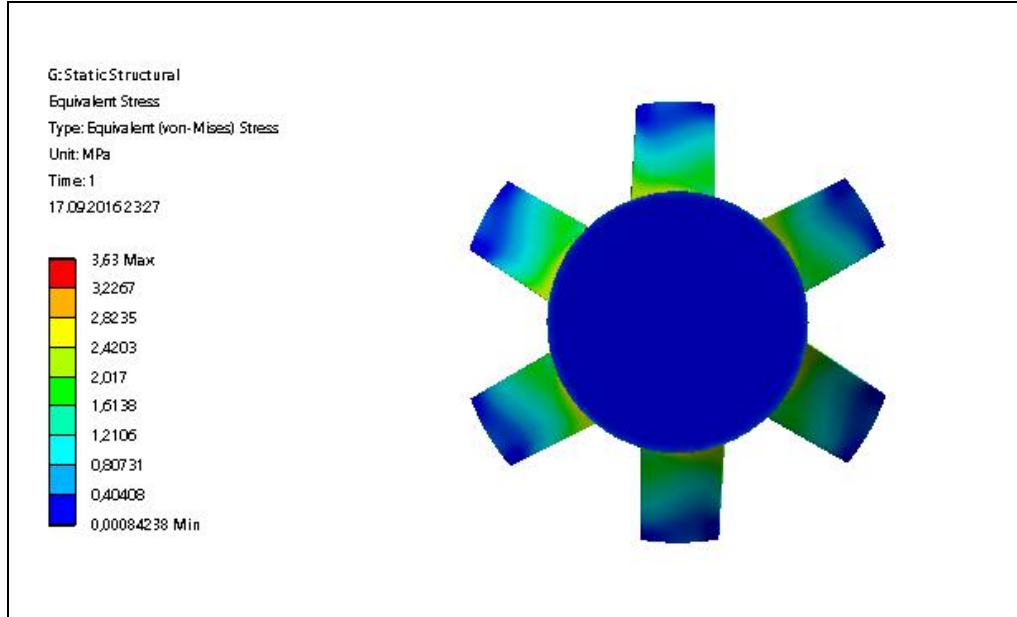


Şekil 3.31: Aksel fan kanadı üzerindeki zorlanmalar ve sınır şartları.

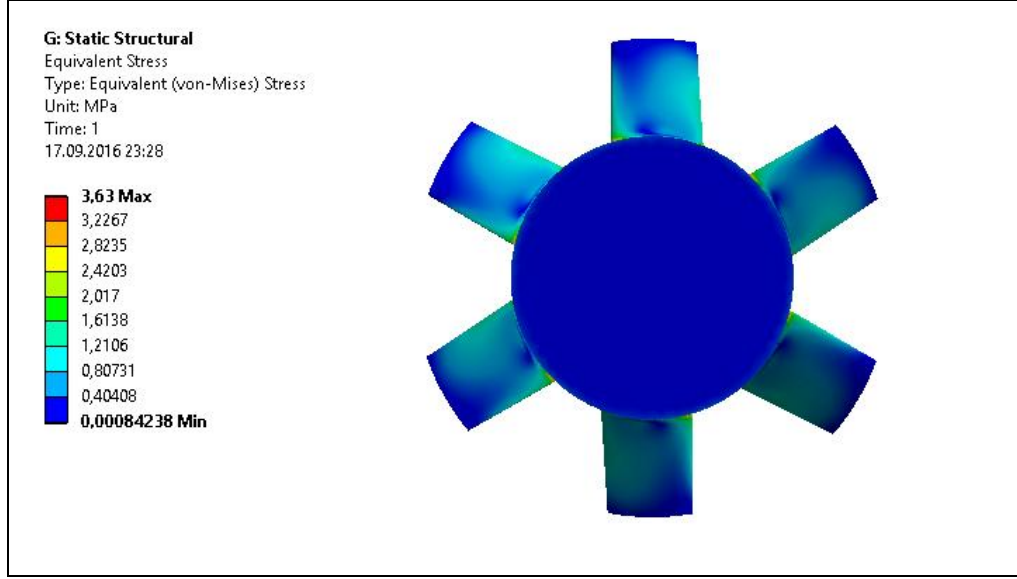
3.3.4. Sonuçlar ve Yorumlanması

Yapılan tek yönlü akışkan-katı etkileşimi ile sonucu aksel fan üzerindeki toplam Şekil değiştirme, eş değer elastik snme ve eş değer gerilme sonuçları elde edilmiş ve takip eden Şekillerde sonuçlar gösterilmiştir.

Yapısal benzetim, akışın kanada maksimum basınc uygulaması halinde, kanatta 3,63 MPa maksimum gerilme ortaya çıktığını göstermektedir. Farklı giriş hızları için hesaplanan maksimum gerilme değerleri yaklaşık aynı değerdedir. Bu durum, tüm giriş hız sınır Şartları için, kanat uçlarında hava hızlarının aynı olmasından kaynaklanmaktadır. Her farklı sınır Şartı için hesaplanan maksimum gerilme değeri fan kanat malzemesi alüminyum alaşımının akma dayanımı olan 280 MPa değerinden çok kktr. Dolayısıyla kanada etkiyen aerodinamik kuvvetler elastik Şekil değiştirmelere neden olur. Aksel fanın emiş ve basınc yüzeylerindeki eş değer gerilme dağılımları Şekil 3.32 ve 3.33'te gösterilmiştir.

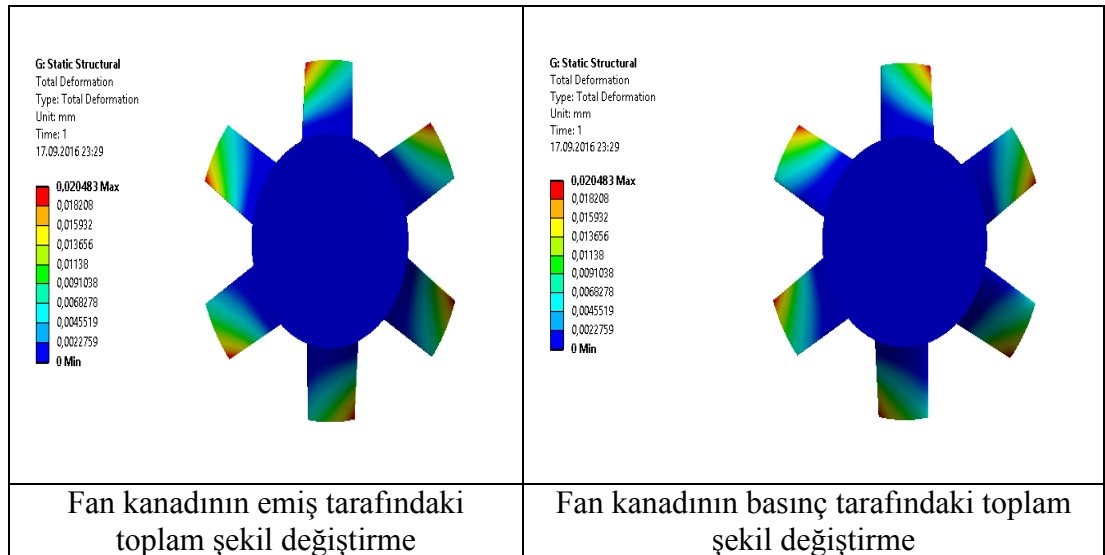


Şekil 3.32: Fan kanadının basınc tarafından eşdeğer gerilme dağılımı.



Şekil 3.33: Fan kanadının emiş tarafındaki eşdeğer gerilme dağılımı.

Eşdeğer gerilme benzetimlerinden görüldüğü üzere meydana gelen elastik gerilmeler aksenal fan üzerinde gözle görülemeyecek kadar küçük miktarda şekil değiştirme meydana getirir. Bu şekil değişimleri kuvvet ortadan kalktıktan sonra aksenal fanın tekrar eski haline geleceği elastik değişimlerdir. Aksenal fan kanatları üzerindeki emiş ve basınç yüzelerindeki toplam şekil değiştirme sonuçları Şekil 3.34’te gösterilmiştir.

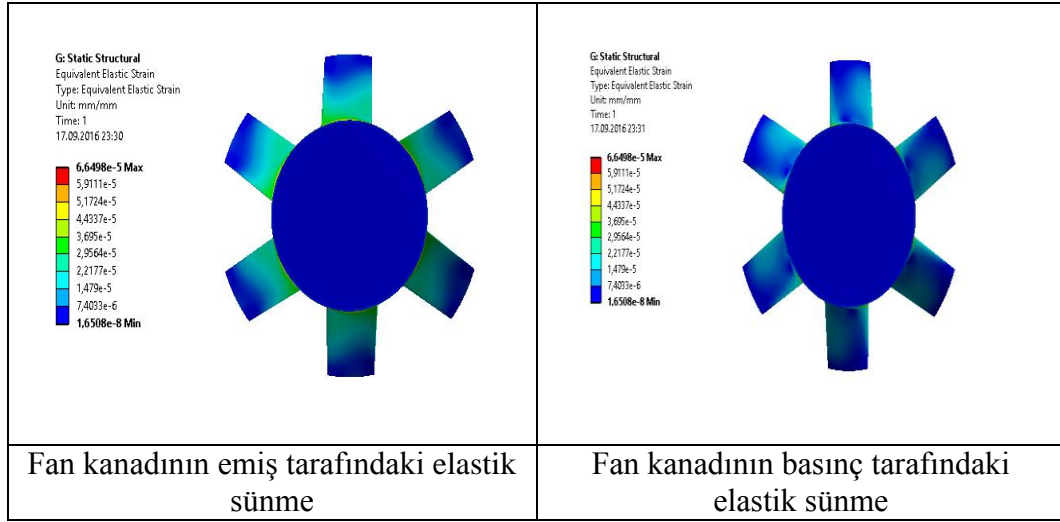


Fan kanadının emiş tarafındaki toplam şekil değiştirme

Fan kanadının basınç tarafındaki toplam şekil değiştirme

Şekil 3.34: Fan kanadının emiş ve basınç tarafında toplam şekil değiştirme dağılımı.

Eksenel fan üzerindeki mukavet yaklaşımlarından sonuncusu eş değer elastik sünme miktarlarının incelenmesidir. Şekil 3.35’de kanat üzerindeki eş değer elastik sünme miktarlarından da anlaşılacağı üzere elde edilen değerler teorik 0.02 mm/mm eşik değerinden oldukça düşüktür ve meydana gelen gerilmelerin elastik olduğu birkez daha anlaşılmıştır.



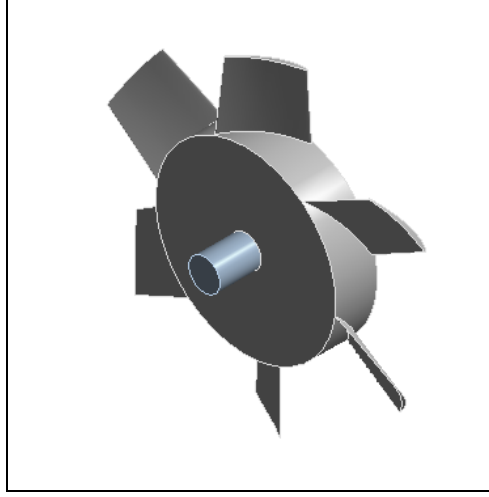
Şekil 3.35: Fan kanadının emiş ve basınç tarafında eşdeğer elastik sünme dağılımı.

3.4. Modal Benzetim

Eksenel fan kanadı mod şekillerini ve doğal frekanslarını belirlemek için sonlu elemanlar yöntemiyle modal benzetim yapılmıştır. Modal benzetim, geometrinin yazılım içine aktarılması, çözüm ağının tanımlanması, sınır (mesnet) şartlarının belirlenmesi, problemin çözümü ve sonuçların görüntülenmesi adımlarından oluşmaktadır.

3.4.1. Geometrinin Yazılım İçerisine Aktarılması

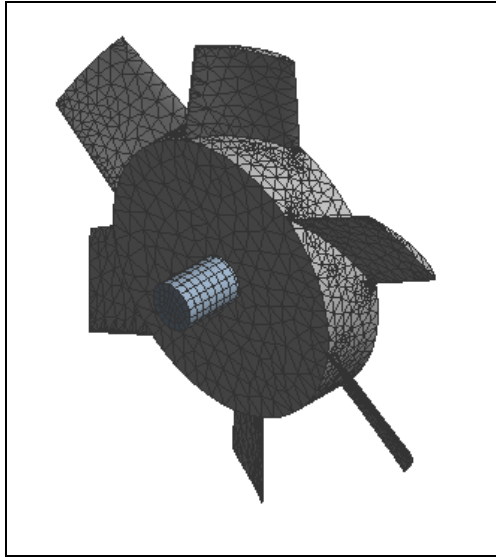
Modal benzetimi yapılacak olan eksenel fan kanadı, temsili bir motor mili ile birlikte tasarlanarak benzetimi yapılmıştır. Eksenel fan modeli montaj olarak benzetim edilmiş olup, motor mili ile fan göbeği arasında bağlanmış temas ilişkisi tanımlanmıştır. Modal benzetimi yapılan geometri, şekil 3.36’da gösterilmiştir.



Şekil 3.36: Modal benzetim için eksenel fan geometrisi.

3.4.2. Çözüm Ağının Tanımlanması

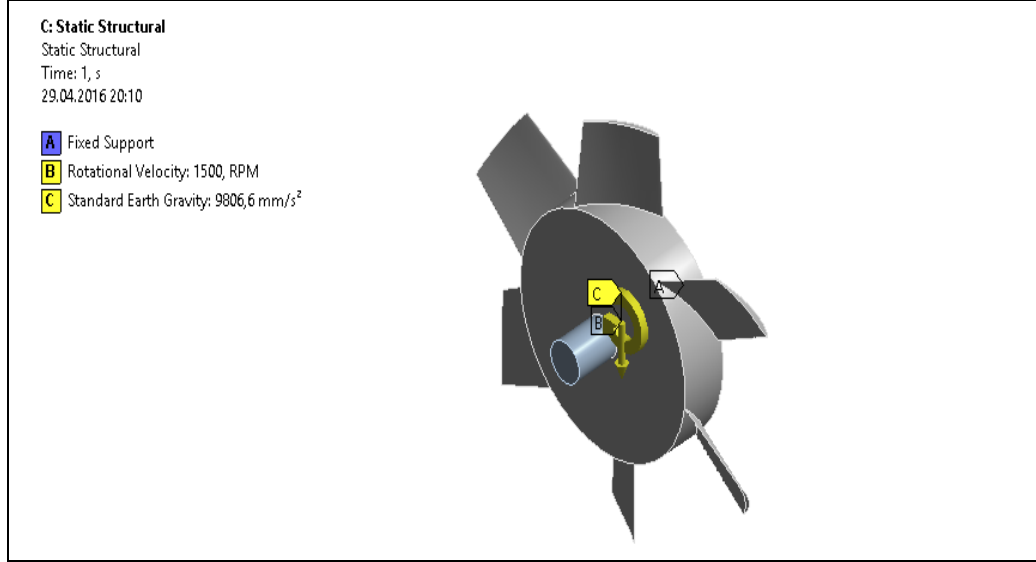
Modal benzetim için hazırlanan geometride eksenel fan modeli için dört yüzlü elemanlar, temsili motor mili için ise sekiz yüzlü elemanlar kullanılmıştır. Eksenel fanın kanat geometrisi elektrik motoru miline göre daha karmaşık yapıda olduğu için dört yüzlü elemanların kullanımı daha uygun olmuştur. Toplamda 621,100 düğüm noktası ve 400,882 elemandan oluşan bir çözüm ağı hazırlanmıştır. Benzetim için hazırlanan modelin ağ yapısı Şekil 3.37’de gösterilmiştir.



Şekil 3.37: Modal benzetim için kullanılan çözüm ağı.

3.4.3. Sınır Şartlarının Tanımlanması

Fanın modal benzetimde hesaplanan doğal frekanslarında aldığı mod şekilleri yapının mesnetlenme türüne göre farklılıklar gösterir. Bu nedenle esnek yapının sınır şartlarının doğru tanımlanması gereklidir. A.Z. Mohsin [28] sonlu elemanlar yöntemi ile bir aksenal fanda kanat yalpa açısının titreşim karakteristiği üzerine etkisini incelediği çalışmasında, motor milini yapıya dahil etmeden, fan göbeği sabitlenerek modal benzetim yapılmıştır. M. Dadhich, S.K. Jain, V. Sharma, S.K. Sharma, D. Agarwal'ın bir radyal fanın sonlu elemanlar yöntemiyle yorulma ve modal benzetimi konulu çalışmalarında Şekil 3.38'de görüldüğü gibi fan mili bir ucundan sabitlenmiş ve fan dönme hızı tanımlanmıştır [29].



Şekil 3.38: Modal benzetim için sınır ve çalışma şartlarının tanımlanması.

3.4.4. Çözüm

Modal benzetim, maksimum 10 adet mod için, yaygın olarak kullanılan direkt çözücü (Block Lanczos Yöntemi) ile çözülmüştür. Bu yöntem, katı, kabuk ve kiriş elemanlardan kurulu bir yapısal sonlu elemanlar modeli kullanarak, çok sayıda serbest titreşim modunun hesaplanması için uygun olup, rijit yapılarda doğru sonuçlar vermektedir.

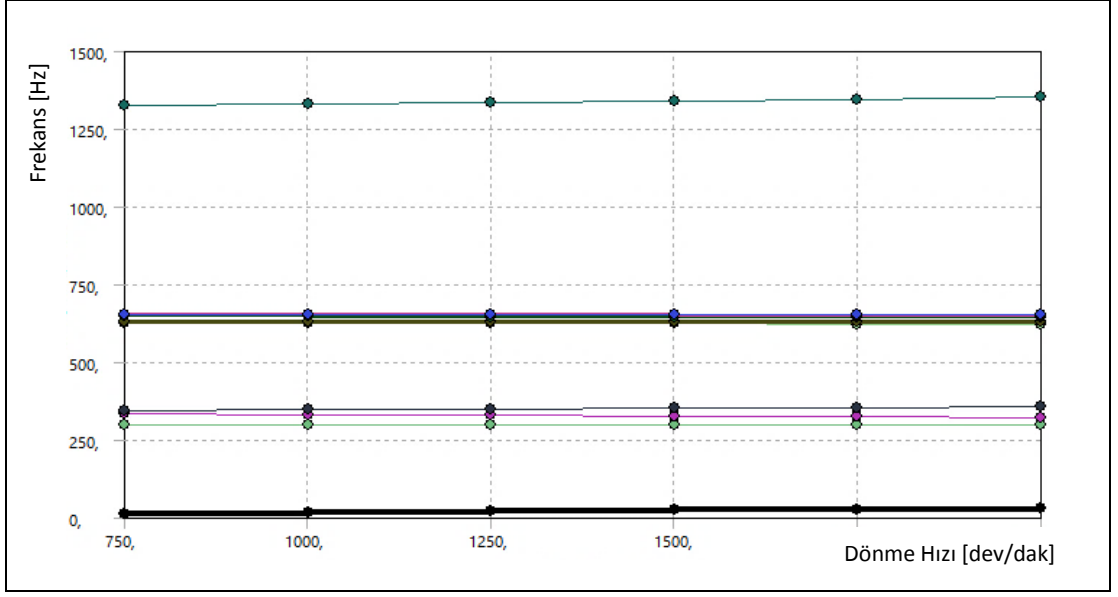
3.4.5. Sonuçların Görüntülenmesi

Campbell diyagramını çizmek için, 750 ile 2000 dev/dak arasında eşit aralıklarla seçilen altı farklı devir sayısında, 10 farklı mod için yapılan modal benzetimde, Tablo 3.4'te gösterilen sonuçlar elde edilmiştir. Eksenel fanın standart çalışma değeri olan 1500 dev/dak, 25 Hz frekansa tekabül etmektedir. Modal benzetimde hesaplanan doğal frekans değerleri, yukarıda belirtilen aralıktaki farklı fan devir sayılarına tekabül eden frekanslarla çakışmadığı için, incelenen eksenel fanın rezonansa girme riskinin olmadığı sonucuna varılmıştır.

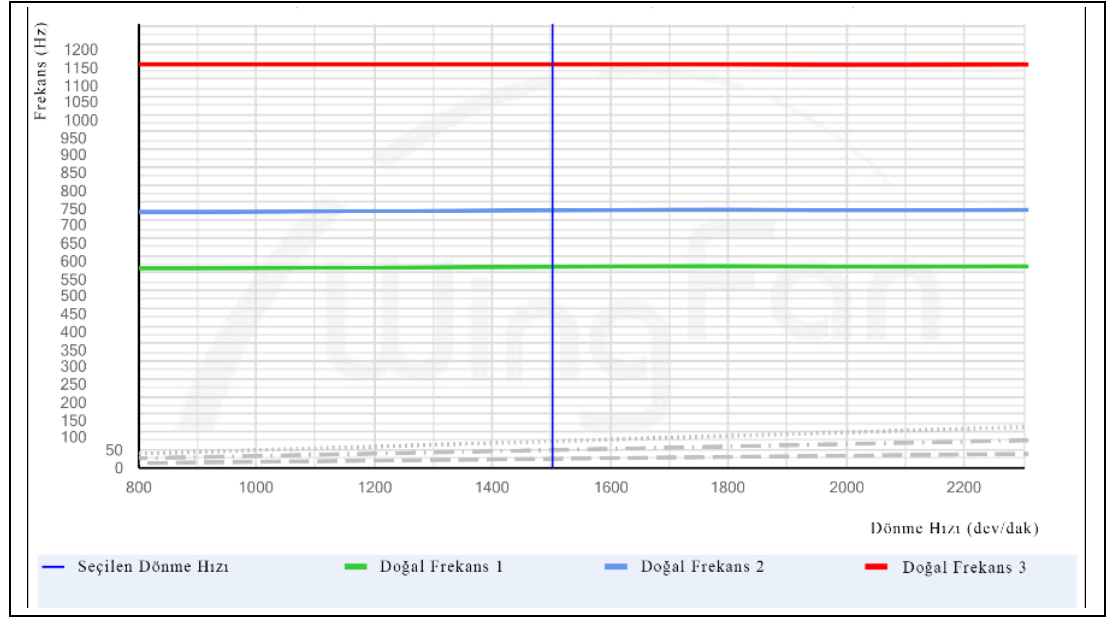
Tablo 3.4: Eksenel fanın farklı devir sayılarındaki doğal frekans değerleri.

MOD	750 RPM	1000 RPM	1250 RPM	1500 RPM	1750 RPM	2000 RPM
1	300,66 Hz	300,66 Hz	300,66 Hz	300,66 Hz	300,66 Hz	300,66 Hz
2	334,97 Hz	332,86 Hz	330,77 Hz	328,69 Hz	326,63 Hz	324,57 Hz
3	347,89 Hz	350,09 Hz	352,31 Hz	354,53 Hz	356,78 Hz	359,03 Hz
4	629,5 Hz	627,89 Hz	625,85 Hz	623,4 Hz	620,55 Hz	617,32 Hz
5	631,59 Hz	631,59 Hz	631,59 Hz	631,59 Hz	631,59 Hz	631,59 Hz
6	632,75 Hz	632,75 Hz	632,75 Hz	632,75 Hz	632,75 Hz	632,75 Hz
7	649,55 Hz	649,55 Hz	649,55 Hz	649,55 Hz	649,55 Hz	649,55 Hz
8	655,77 Hz	655,51 Hz	655,24 Hz	654,97 Hz	654,71 Hz	654,44 Hz
9	657,37 Hz	657,64 Hz	657,91 Hz	658,18 Hz	658,44 Hz	658,71 Hz
10	1312,9 Hz	1316,3 Hz	1320,6 Hz	1325,8 Hz	1331,9 Hz	1338,8 Hz

Şekil 3.39'da modal benzetim ile hesaplanan, devir sayısının fonksiyonu olarak eksenel fanın doğal frekanslarının değişimleri, Campbell diyagramında gösterilmiştir. Şekil 3.40'da ise polyamid malzemeden imal edilmiş, aynı geometriye sahip fanın, deneysel olarak elde edilmiş Campbell diyagramı gösterilmiştir. İki grafikte benzer sonuçlar olduğu, hesapsal ve deneysel doğal frekanslardaki sapmaların fan malzemelerinin farklı olmasından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır.



Şekil 3.39: Modal benzetim ile hesaplanan Campbell diyagramı.



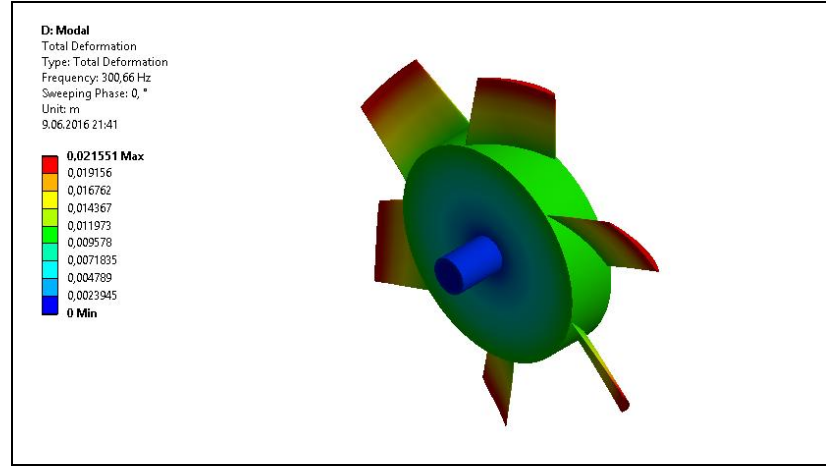
Şekil 3.40: Polyamid aksenal fan için deneysel Campbell diyagramı.

Tablo 3.5'te yapılan modal benzetim sonucunda elde edilen mod şekilleri ifade edilmiştir. Mod şekilleri meydana gelen titreşimler sonucu ne türde bir şekil değişimi olacağını ifade etmektedir. Tablodan da anlaşılacağı üzere aksenal fan üzerinde eğilme ve burulma şekil değişimleri görülmektedir.

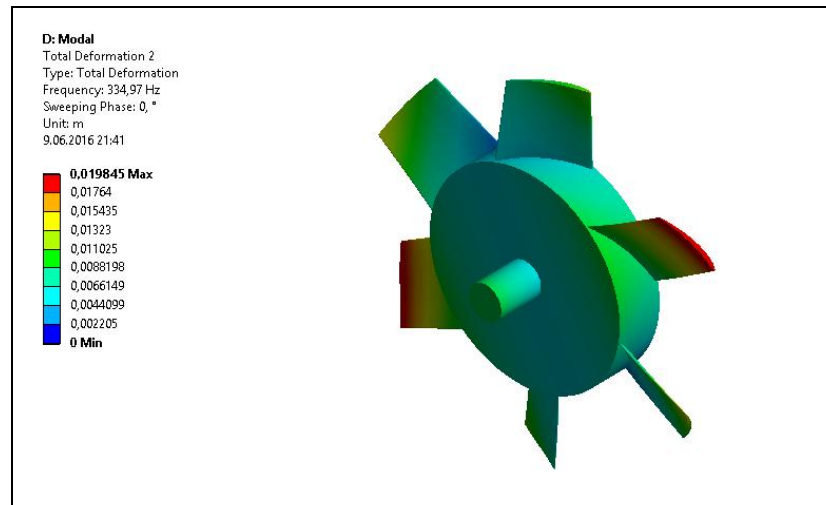
Tablo 3.5: Eksenel fanın mod şekilleri.

Mod	Mod Şekli
1	Eğilme
2	Eğilme
3	Eğilme
4	Eğilme
5	Eğilme
6	Eğilme
7	Eğilme
8	Eğilme
9	Eğilme
10	Eğilme + Burulma

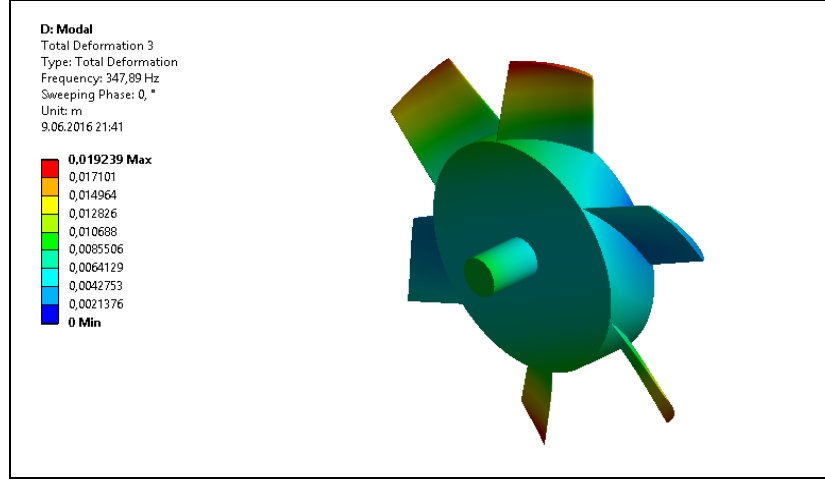
Modal benzetim sonucu eksenel fan üzerindeki toplam şekil değişimi dağılımı Şekil 3.41 ile 3.50 arasındaki şekillerde gösterilmiştir.



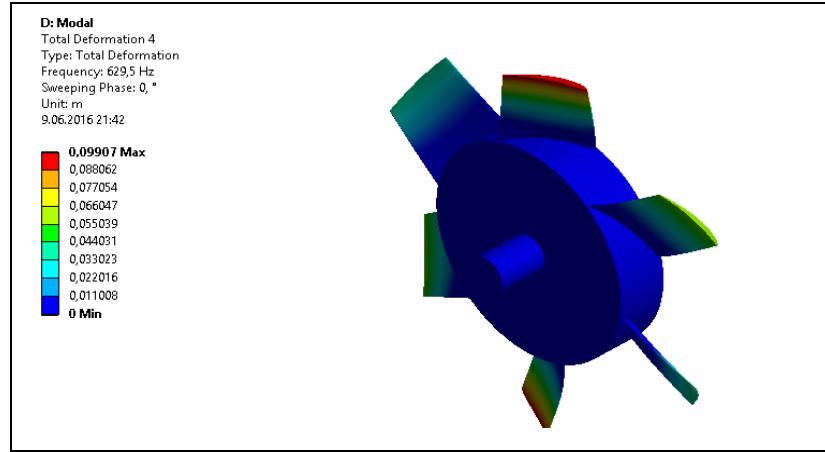
Şekil 3.41: Eksenel fanın birinci mod şekli.



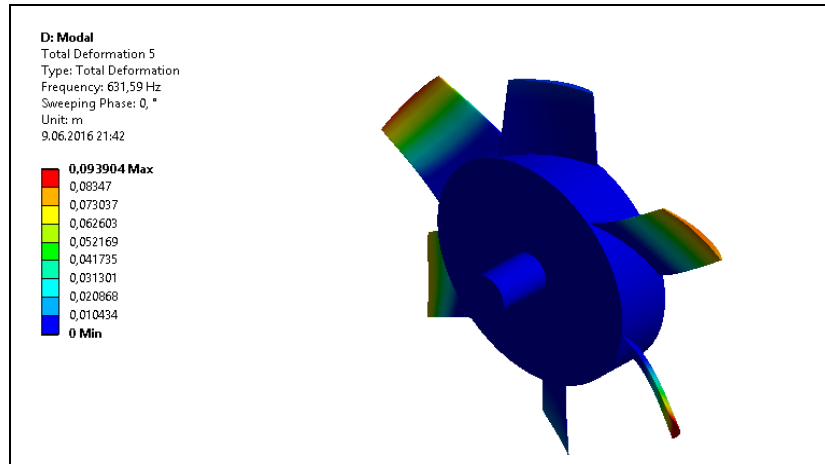
Şekil 3.42: Eksenel fanın ikinci mod şekli.



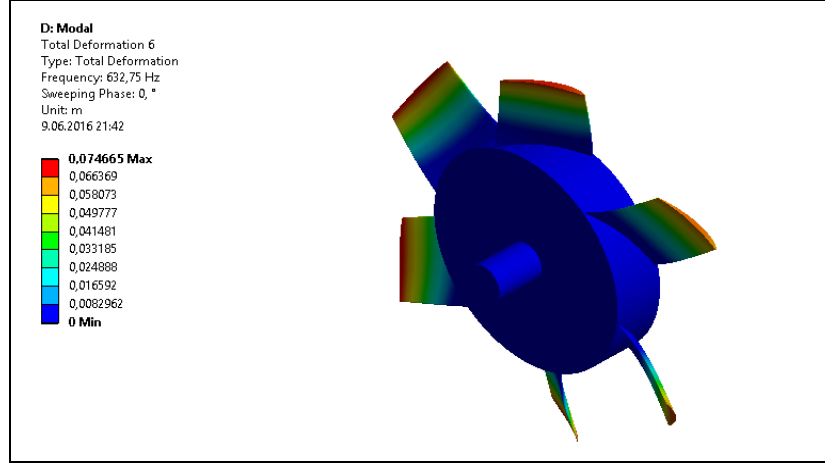
Şekil 3.43: Eksenel fanın üçüncü mod şekli.



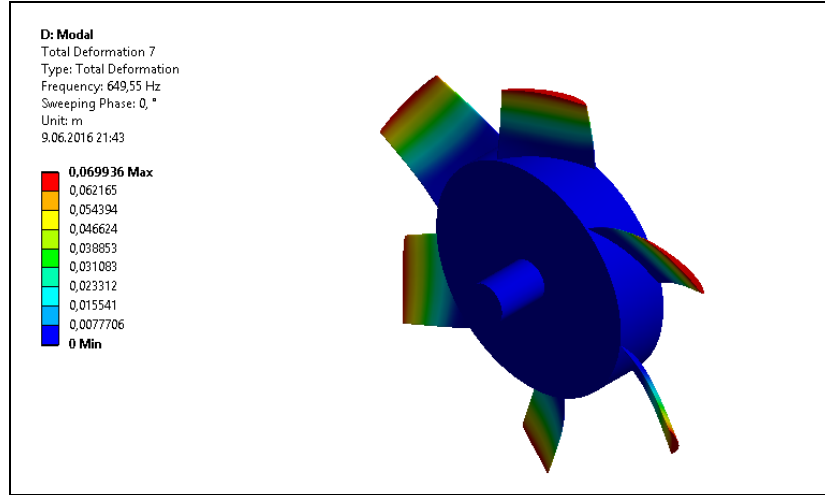
Şekil 3.44: Eksenel fanın dördüncü mod şekli.



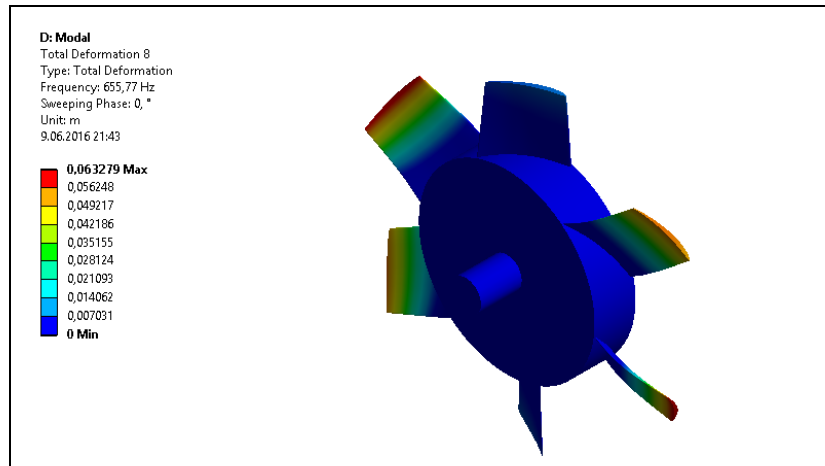
Şekil 3.45: Eksenel fanın beşinci mod şekli.



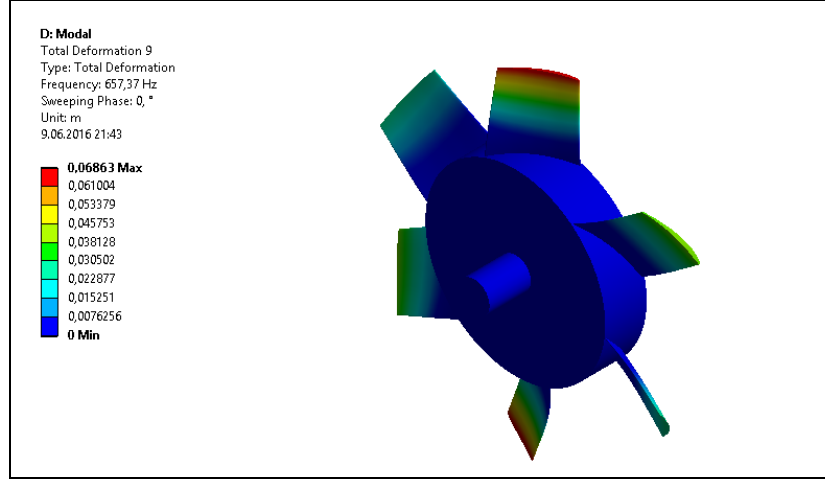
Şekil 3.46: Aksenal fanın altıncı mod şekli.



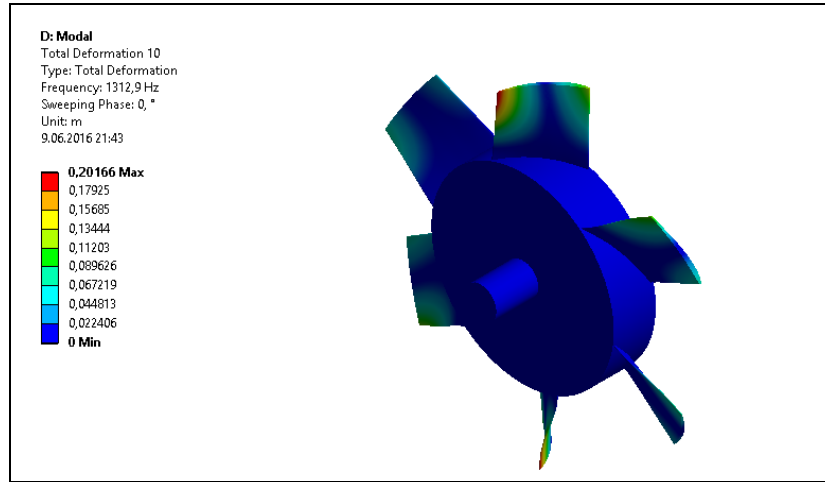
Şekil 3.47: Aksenal fanın yedinci mod şekli.



Şekil 3.48: Aksenal fanın sekizinci mod şekli.



Şekil 3.49: Eksenel fanın dokuzuncu mod şekli.



Şekil 3.50: Eksenel fanın onuncu mod şekli.

4. SONUÇLARIN YORUMLANMASI

4.1. Genel

Eksenel fanlar günlük kullanımlarının yanı sıra, kapalı otopark ve tüneller gibi kapalı alanlarda yangın anında oluşan dumanın tahliyesi gibi çok önemli işleve sahiptirler. Otopark hacminin yangın anında gerekli hava değişim sayısı ile çarpılması, kullanılacak duman tahliye fanlarının debisini, bulunan değerlerin %70-80'i taze hava fanlarının debisini vermektedir. Duman tahliye fanı debisinin doğru bir şekilde belirlenmesi ve fanın projede uygun konumda kullanılması, otoparktaki dumanın başarılı bir şekilde tahliye edilmesini sağlayacaktır.

Eksenel fanların artan kanat açılarıyla birlikte debi ve basınç değişimlerinin arttığı bilinen bir gerçektir. Ancak kanat açısının belirli bir değerin üzerine çıkartılması fan performansını olumsuz etkiler. Bu durumda fan dönüş yönünün tersine doğru yönelen hava akımları, kanatları zorlayacak hareketler yapacaktır. Bu nedenle eksenel fan tasarımında, müsaade edilen maksimum kanat açısının belirlenmesi son derece önemlidir.

Havanın kanat emme ve basma yüzeylerine uyguladığı basınç kuvvetleri ve dönme hareketinden kaynaklanan merkezkaç kuvvetlerin etkisiyle eksenel fanda plastik deformasyon oluşmamalıdır. Plastik deformasyon meydana gelen tasarımlarda geri dönüşü olmayan hasarlar oluşur. Bu nedenle toplam şekil değiştirme, eş değer gerilme ve eş değer elastik sünme malzeme dayanımı değişkenlerinin belirlenmesi ve yorumlanması önemlidir.

Eksenel fan performansını etkileyen diğer önemli bir husus ise, fan kanatlarının rezonansa girdiği doğal frekansların belirlenmesidir. Fan kanatlarının uzun süre rezonansta çalışması, fan kanatlarında hasara neden olacağından doğal frekansların belirlenmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada HAD yazılımı kullanılarak eksenel fan karakteristik ve performans eğrileri elde edilmiş, fanın optimum çalışma aralığı belirlenmiştir. Sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış ve yorumlanmıştır. Farklı kanat açılarındaki çalışma aynı HAD yazılımı ile incelenmiştir. Eksenel fan kanatlarının dayanımı, yine aynı yazılım kullanılarak, sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanmış ve sonuçlar yorumlanmıştır.

4.1.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Eksenel fanın üç boyutlu aerodinamik performans eğrilerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile elde edilmesinde en önemli aşama çözüm ağının kullanılacak türbülans modeline uygun olarak kurulmasıdır. Cidara komşu çözüm ağına ait ilk nod tabakasının duvara uzaklığının, kullanılacak türbülans modelinin y^+ gereksinimine uygun olması gerekir. Bu çalışmada, standart k -epsilon türbülans modeli ve standart duvar fonksiyonları kullanılmış, türbülanslı sınır tabaka için duvar y^+ hesaplamaları yapılarak, fan kanat emme ve basma yüzeylerine en yakın nodların y^+ değerleri 30 ile 100 arasında kalacak şekilde, cidardan üçgen prizmalar yükseltilmiş, müteakiben dört yüzlü elemanlarla hava hacminde çözüm ağı tamamlanmıştır. Periyodik sınır şartlarına sahip çözüm bölgesi seçerek ve çözüm bölgesi işlemci çekirdekleri arasında bölünmek suretiyle paralel işlemler yaparak, bilgisayar hafızası ve hesaplama zamanından tasarruf sağlanmıştır. HAD benzetimleri parametrik olarak yapılmış ve hesapların doğru sonuca yakınsayacağı, her bir benzetim farklı çözünürlükte ağlarda tekrarlanarak, teyid edilmiştir. Benzetimlerde kaliteli bir çözüm ağı kullanılması, malzeme özelliklerinin, sınır şartlarının doğru tanımlanması ve diferansiyel denklemlerin ikinci mertebeden ayrıklaştırılması, sonuçların gerçeğe yakınlığı açısından önemlidir. Benzetim adımları tanımlandıktan ve benzetim yapıldıktan sonra, sonuçlar dikkatli bir şekilde yorumlanmıştır. Fanın tasarım noktası civarında çalışması halinde, MRF yöntemiyle hesaplanan ortalama hız ve basınç büyüklüklerinin, deneysel verilere çok yakın olduğu gözlenmiştir. Eksenel fanın durdurma bölgesi olarak tanımlanan ve verimsiz çalışma bölgesi olan adlandırılan kısımlar için benzetim çalışması yapılmamıştır. Bu bölgelerde fan kullanımı olmadığı için benzetim yapılmasına gerek duyulmamıştır.

4.1.2. Yapısal Benzetim

Eksenel fanda çalışması esnasında oluşan şekil değiştirme, eş değer gerilme ve eş değer sünme gibi malzeme dayanım değişkenlerinin hesaplanmasında yapısal benzetim modülü kullanılmıştır. Tek yönlü akışkan-esnek yapı etkileşim benzetiminde, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ile elde edilen fan yüzeyinde gerilme sonuçları, yapısal benzetime giriş sınır şartı olarak tanımlanarak benzetim

tamamlanmıştır. Yapısal benzetim, hesaplamalı akışlar dinamiği benzetimlerinde olduğu gibi, bilgisayar hafızasından ve hesaplama zamanından tasarruf sağlamak amacıyla, periyodik sınır koşullarına sahip çözüm bölgesinde uygulanmıştır. Tüm çalışma koşullarında hesaplanan maksimum eşdeğer gerilmeler, malzemenin akma gerilmesinden küçük olduğu için, fanda elastik şekil değişimlerinin ortaya çıktığı ve fan tasarımının emniyetli olduğu sonucuna varılmıştır.

4.1.3. Modal Benzetim

Eksenel fanın doğal frekansları ve mod şekillerinin belirlenmesi amacıyla modal benzetimi yapılmıştır. Modal benzetim yapılırken model sınır şartlarının gerçeğe uygun bir şekilde tanımlanması gerekir. Hesaplanan doğal frekanslar ve bunlara tekabül eden mod şekilleri, modelin sabitlendiği yüzeye bağlı olarak farklılıklar göstereceği için, gerçek çalışma koşullarına uygun sınır şartlarının tanımlanması önemlidir.

4.2. Sonraki Çalışmalar İçin Tavsiyeler

Eksenel fan kanatlarının sahip olduğu debi, basınç, tork ve verim parametrelerinin doğru bir şekilde tespit edilmesi önemlidir. Tasarım aşamasında hedeflenen değerlerin uygulamada elde edilmesi, gereksiz prototip ve üretim masraflarının azaltılmasında önemli rol oynamaktadır. Bu nedenle HAD yöntemi ile yapılan aerodinamik benzetim çalışmalarında türbülanslı sınır tabakalardaki çözüm ağının dikkatli bir şekilde oluşturulması ve duvar y^+ değerinin kullanılan türbülans modeline uygunluğunun kontrol edilmesi gerekmektedir. Dikkat edilmesi gereken diğer bir konu, sınır şartlarının doğru bir şekilde tanımlanması ve kanatlar etrafındaki sabit bölgelerin giriş ve çıkışta yeterli uzunlukta olmasıdır. Sonuç aşamasında ise, HAD sonuçlarının doğruluğu, üretilen prototip fan kanatlarının performans test verileri ile karşılaştırılarak teyit edilmelidir.

Eksenel fanların yapısal benzetimde, kanatlar üzerine doğrudan basınç uygulanması, deneysel sonuçlara göre yanıltıcı olabilir. Bu yüzden HAD yöntemi ile elde edilen basınç dağılımı çıktısı, yapısal benzetim içine entegre edilerek çalışmalıdır. Modal benzetim için eksenel fanın sabitlendiği konum en önemli

kısımdır. Çoğu çalışmada motor mili kullanılmadan, doğrudan motor mili yuvasından sabitlenerek modal benzetimler yapılmaktadır. Bu durumda elde edilen sonuçlar deneysel verilerden farklılık göstermektedir. Bu tez çalışmasında motor mili tek taraflı olarak sabitlendiğinde elde edilen sonuçlar deneysel veriler ile benzer sonuçlar vermiştir. Eksenel fan titreşim test sonuçlarının sayısal modal benzetim sonuçlarıyla karşılaştırılması en doğru modelleme yöntemini belirleyecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Bulgurcu H., (2015), “Havalandırma Tesisatı”, 1.Baskı, Makina Mühendisleri Odası.
- [2] Kreider J. F., (2001), “Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning”, ISBN 0-8493-9584-4, CRC Press LLC.
- [3] Köktürk T., (2005), “Design and Performance Analysis of a Reversible Axial Flow Fan”, Master Thesis, Middle East Technical University.
- [4] Bleier F.P., (1998), “Fan Handbook: Selection, Application and Design”, ISBN 0-07-005933-0, McGraw-Hill.
- [5] MacRunnel T. M., (1997), “Vaneaxial Fan Design and Sizing Using 3D-CAD Modeling Software”, Master Thesis, California State University.
- [6] Web 1, (2016), <http://www.hucrelifan.net/hucreli-fan-nedir/> (Erişim Tarihi: 06/09/2016).
- [7] Web 2, (2016), <http://prodeksan.com.tr/index.php?sayfa=urundetay&id=14>, (Erişim Tarihi: 06/09/2016).
- [8] Web 3, (2016), <http://www.provent.gen.tr/jet-fanli-havalandirma>, (Erişim Tarihi: 06/09/2016).
- [9] Web 4, (2016), http://wingfan.com/default.htm?page=support_software&lang, (Erişim Tarihi 06/09/2016).
- [10] Wallis R. A., (1961), “Axial Flow Fans Design and Practice”, ISBN-10: 1483251098, Academic Press Inc.
- [11] Abbott I.H, Doenhoff, A.E.V., (1949), “Theory of Wing Sections”, ISBN-10:0486605868, Dover Publications.
- [12] Cory W.T.W., (2005), “Fans & Ventilation a Practical Guide”, ISBN: 0-080-44626-4, Rolles & Associates Ltd.
- [13] AMCA, (2007), “Laboratory Methods of Testing Fans for Certified Aerodynamic Performance Rating”, AMCA 210, Air Movement and Controller Association.
- [14] Moukalled F., Mangani L., Darwish M., (2015), “The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics”, ISBN 978-3-319-16874-6, Springer.
- [15] Ansys Documentation, (2012), “Introduction to Ansys Meshing”, Ansys Inc.
- [16] Ansys Documentation, (2013), “Fluent Theory Guide Release 15”, Ansys Inc.

- [17] Çengel Y.A., Cimbala J.M., (2014), “Fluid Mechanics Fundamentals and Applications”, Third Edition, McGraw Hill.
- [18] Lee H., (2010), “Finite Element Simulations with ANSYS Workbench 12”, ISBN: 978-1-58503-604-2, SDC Publications.
- [19] Ansys Documentation, (2012), “Modeling Fluid Solid Interactions”, Ansys Inc.
- [20] Ansys Documentation, (2009), “Modal Analysis”, Ansys Inc.
- [21] Shingu P., Cabrera M. G., (2014), “Analysis of Fan Blade Attachment”, Master Thesis, University of Skövde.
- [22] Kumar M.V., Kumar B.A, (2013), “Model Analysis of Axially Symmetric Linear Rotating Structures”, IJEAT, Volume-2, Issue-4.
- [23] Kumar K.H., Kumar C.H.K., Kumar T.N., (2005), “ CFD Analysis of RAE 2822 Supercritical Airfoil at Transonic Mach Speeds”, IJRET, Volume:04 Issue:09 eISSN: 2319-1163.
- [24] Eleni D.C., Athanasios T.I., Dionissios M.P., (2012), “Evaluation of the Turbulence Models for the Simulation of the Flow over a National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) 0012 Airfoil”, Journal of Mechanical Engineering Research 4(3), 100-111.
- [25] Web 5, (2016), <http://user.engineering.uiowa.edu/~fluids/>, (Erişim Tarihi 06/09/2016).
- [26] Sabzpooshan S., Darbandi M., Schneider G., (2015), “Numerical Investigation on Periodic Simulation of Flow Through Ducted Axial Fan”, CFD Society of Canada, Waterloo, Canada , June.
- [27] Pascu T.M., (2009), “Modern Layout and Design Strategy for Axial Fans” , Doctoral Thesis, Erlangen University.
- [28] Mohsin, A.Z., (2011), “Effect on Blade Stagger Angle on the Vibration Characteristics of Axial Fan in Turbomachinery System by Finite Element Method Using ANSYS”, The Iraqi Journal For Mechanical And Material Engineering, 11, 1.
- [29] Dadhich M., Jain S.K, Sharma V., Sharma S.K., Agarwal D., (2015), “ Fatigue (FEA) and Modal Analysis of a Centrifugal Fan”, International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering (IJMECH) 4, 2.

ÖZGEÇMİŞ

Aykut BACAK 1990 yılında İstanbul’da doğdu. 2009 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünü 2013 yılında başarıyla tamamlamıştır. 2012 yılında Erasmus öğrenci değişim programı ile Macaristan’ın Pannonia Üniversitesi’nde 1 yıl süre ile bulunmuş, lisans bitirme tezini aynı üniversitede tamamlamıştır. 2014 yılında Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalına başladı. 2015 yılından bu yana Cvs Havalandırma Sistemleri A.Ş’de fan performanslarının geliştirilmesi konularında araştırmacı, ARGE ve TÜBİTAK Proje Koordinatörü olarak çalışmaktadır.