

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**EVSEL TİP SOĞUTUCULARDA KULLANILAN EKSENEL FAN VE HAVA
YÖNLENDİRME MUHAFAZA YAPISININ ÜRÜN GÜRÜLTÜSÜNE ETKİSİ VE
GÜRÜLTÜ DÜŞÜRÜLMESİ**

KORAY ERDOĞAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. ŞEVKET ÖZGÜR ATAYILMAZ**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**EVSEL TİP SOĞUTUCULARDA KULLANILAN EKSENEL FAN VE HAVA
YÖNLENDİRME MUHAFAZA YAPISININ ÜRÜN GÜRÜLTÜSÜNE ETKİSİ VE
GÜRÜLTÜ DÜŞÜRÜLMESİ**

Koray ERDOĞAN tarafından hazırlanan tez çalışması 01.06.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Özden AĞRA

Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA

Trakya Üniversitesi

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam süresince olumlu eleştirileri ve önerileri ile kendimi geliştirmemi ve tezimi tamamlamamı sağlamasının yanında kariyer anlamında da birçok konuda yardım eden, değerli danışman hocam Sayın Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışması ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge Mekanik Teknolojiler Yöneticiliği Titreşim ve Akustik Teknolojileri Ailesi laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Konu ile ilgili olarak Sayın Dr. Emre OĞUZ'a, Sayın Dr. Faruk BAYRAKTAR'a ve Sayın Metin GÜL'e teşekkürü borç bilirim.

İşe başladığım ilk günden yüksek lisans bitirme tezini noktaladığım zamana dek desteğini hiç eksik etmeyen her türlü imkanı sunan, bilgi ve becerileriyle her zaman yol gösteren değerli abim Sayın Dr. Egemen TINAR'a saygı, minnet ve teşekkürlerimi sunarım.

Tezimin önemli bir parçasını oluşturan, yaptığım çalışmaların sayısal ve deneysel tüm aşamalarında bilgi ve becerisiyle her zaman yol gösteren Sayın Dr. Sedat TOKGÖZ'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez süresince deney ve analizlerin yapılmasında ve prototiplerin hazırlanmasında yardımlarını eksik etmeyen Sayın Ünsal KAYA, Sayın Erkan TARAKÇI, Sayın Suat BAYRAM, Sayın Emirhan ÇULHA, Sayın Yalın Berat ÖZSOY, Sayın Sezgin KILIÇ ve Sayın Erhan ÖNDER'e teşekkür ederim.

Varlıklarıyla her zaman bana güç veren, her şeyi yapabileceğime beni inandıran, eğitim hayatım boyunca maddi manevi her türlü desteği sağlayan ve bana bir kere olsun hayır demeyen biricik aileme sonsuz teşekkür ediyorum.

Hayata daha kararlı devam etmemi sağlayan, tüm zorlukları benimle paylaşan, bugüne kadar tanıdığım güzel insanlar, Oğuzhan, Pınar, Burak ve Merve'ye teşekkürlerimi sunuyorum.

Haziran, 2017

Koray ERDOĞAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	2
1.3 Hipotez	2
BÖLÜM 2	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	3
BÖLÜM 3	
TEORİK ÇALIŞMALAR	20
3.1 Temel Akustik Bilgisi.....	20
3.2 Lineer Momentum İlkesi.....	22
BÖLÜM 4	
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	24
4.1 Deney Düzenekleri	24
4.1.1 Debi Ölçüm Düzeneği	24
4.1.2 Ses Gücü Düzeyi Ölçüm Düzeneği.....	27
4.1.3 Akış Görselleme-PIV Deneyleri	28

BÖLÜM 5

SAYISAL ÇALIŞMALAR	32
5.1 Korunum Denklemleri	32
5.2 Ağ Eleman Sayısından Bağımsızlaştırma.....	33
5.3 Türbülans Modelleri ve Modelin Belirlenmesi	35
5.3.1 k- ϵ Türbülans Modelleri	35
5.3.1.1 Standart k- ϵ Türbülans Modeli	35
5.3.1.2 RNG k- ϵ Türbülans Modeli.....	36
5.3.1.3 Realizable k- ϵ Türbülans Modeli.....	37
5.3.2 k- ω Türbülans Modelleri	38
5.3.2.1 Standart k- ω ve SST k- ω Türbülans Modelleri.....	38
5.3.1 Türbülans Modelinin Belirlenmesi	39
5.4 Eksenel Fan ve Hava Yönlendirme Muhafaza Yapılarının HAD Analizi	40
5.4.1 Kanat Ucu ile Hava Yönlendirici Arasındaki Mesafe	42
5.4.2 Hava Yönlendirici Kalınlığı	42
5.4.3 Fanın Hava Yönlendirici İçerisindeki Konumu	43
5.4.4 Analiz Planı ve Tasarım Optimizasyonu	44
5.4.5 Hava Yönlendirici Giriş Yarıçapı	47

BÖLÜM 6

SONUÇLAR ve ÖNERİLER.....	49
6.1 Sonuçlar	49
6.2 Öneriler.....	53
KAYNAKLAR	54
ÖZGEÇMİŞ	56

SİMGE LİSTESİ

D	Çap
P	Basınç
F	Kuvvet
Q	Hacimsel debi
R	Yarıçap
W	Güç
m	Kütle
T	Periyot
t	Süre
g	Yerçekimi kuvveti
v	Hız
k	Türbülans kinetik enerji
f	Frekans
ε	Dissipasyon-kayıp oranı
λ	Dalga boyu
τ	Gerilim tensörü
L_p	Ses basıncı düzeyi
L_w	Ses gücü düzeyi
P_o	Uluslararası referans basıncı

KISALTMA LİSTESİ

HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
SPL	Ses Basıncı Seviyesi
SGD	Ses gücü düzeyi
DOE	Deney tasarımı
SLS	Seçici Lazer Sinterleme
SLA	Stereolitografi
SAR	Yarı Yansız Oda
FW-H	Ffowcs Williams-Hawkings
PIV	Parçacık Görüntülü Hız Ölçümü
LDV	Lazer Doppler Anemometre
B&K	Brüel & Kjaer
CCD	Merkezi Bileşik Tasarım
AMCA	Uluslararası Hava Hareketi ve Kontrol Birliği
ANSI	Amerika Ulusal Standart Enstitüsü
IEC	Uluslararası Elektroteknik Komisyonu

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Fanın arka kenarına açılmış çentiklerin kesit görüntüsü.....4
Şekil 2. 2	Yönlendirme halkalarının gösterimi.....5
Şekil 2. 3	Debi-basınç grafiği.....6
Şekil 2. 4	Akustik ölçüm şematigi6
Şekil 2. 5	Yarı açık ve kapalı tip hava yönlendirme halkaların ses basınç düzeyleri7
Şekil 2. 6	Sayısal çalışmada kullanılan hesaplama alanı.....7
Şekil 2. 7	Kapalı tip yönlendirme halkası deneysel ve sayısal sonuçlar8
Şekil 2. 8	Hava yönlendirici için tasarım parametreleri10
Şekil 2. 9	Yiv açılmış fan kanatları11
Şekil 2. 10	İki kanatlı fanın gösterimi.....11
Şekil 2. 11	Yivli ve çift kanatlı fan tasarımı.....12
Şekil 2. 12	Optimize edilmiş tasarım ile orijinal fanın ses basıncı düzeyleri12
Şekil 2. 13	Fan ve fan kanalının farklı konfigürasyonları ve parametreleri14
Şekil 2. 14	Gürültü ölçüm pozisyonu15
Şekil 2. 15	Basınç bölgesindeki hız dağılımı16
Şekil 2. 16	Emiş bölgesindeki hız dağılımı.....17
Şekil 2. 17	Sayısal akış modeli ve geometrisi18
Şekil 2. 18	Farklı hava yönlendirici yapılarına sahip fanların gösterimi.....19
Şekil 3. 1	Basit harmonik bir dalganın ses basıncının zamanla değişimi.....20
Şekil 3. 2	Basit harmonik bir ses dalgasının bir yönde ilerleyişi21
Şekil 4. 1	Debi ölçümlerinde kullanılan rüzgar tüneli25
Şekil 4. 2	Rüzgar tüneli şematik çizimi25
Şekil 4. 3	Debi ölçüm düzeneği.....26
Şekil 4. 4	Fanın orijinal durumdaki basınç-debi karakteristik eğrisi26
Şekil 4. 5	Buzdolabı ses gücü düzeyi ölçüm düzeneği.....27
Şekil 4. 6	Fanın orijinal durumdaki ses gücü düzeyi spektrumu.....28
Şekil 4. 7	PIV ölçüm düzeneği şematize görüntüsü29
Şekil 4. 8	PIV deneyi ölçüm düzeneği30
Şekil 4. 9	PIV deneyi ölçüm anı.....30
Şekil 4. 10	Fanın iki farklı hızdaki ortalama hız dağılımları31
Şekil 4. 11	Fanın iki farklı hızdaki vortisite dağılımları.....31
Şekil 5. 1	Ağ elemanı sayısının debiye etkisi34
Şekil 5. 2	Analizlerde kullanılan ağ elemanı yapısı34

Şekil 5. 3	Türbülans modellerinin kıyaslanması.....	39
Şekil 5. 4	Akış hacminin şematize edilmiş gösterimi	40
Şekil 5. 5	Analizlerde kullanılan eksenel fan	40
Şekil 5. 6	x ve y parametrelerinin gösterimi.....	41
Şekil 5. 7	z ve R parametrelerinin gösterimi	41
Şekil 5. 8	Kanat ucu ile hava yönlendirici arasındaki mesafenin debi üzerine etkisi....	42
Şekil 5. 9	Hava yönlendirici kalınlığının debi üzerine etkisi.....	43
Şekil 5. 10	Fanın hava yönlendirici içerisindeki konumunun debi üzerine etkisi.....	44
Şekil 5. 11	Faktöriyel deney tasarımı.....	44
Şekil 5. 12	Tam faktöriyel deney tasarımı.....	45
Şekil 5. 13	Öncül belirlenen hesaplama uzayı.....	45
Şekil 5. 14	Yıldız noktaların eklendiği hesaplama uzayı.....	46
Şekil 5. 15	Elde edilen optimum konfigürasyon.....	47
Şekil 5. 16	Hava yönlendirici giriş yarıçapının debi üzerine etkisi.....	48
Şekil 6. 1	Hava yönlendirici CAD tasarımı	49
Şekil 6. 2	SLA'dan yapılmış hava yönlendirici prototipi	50
Şekil 6. 3	Hava yönlendirici ve fanın debi ölçüm düzeneğindeki yerleşimi	50
Şekil 6. 4	Fanın orijinal durum ve hava yönlendiricili durum SGD spektrumu.....	51
Şekil 6. 5	Optimum tasarıma ait SGD spektrumu	52
Şekil 6. 6	1200 rpm'de vortisite dağılımları	52

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Birleştirilmiş parametreler için simülasyon sonuçları	5
Çizelge 2. 2 Sayısal çalışmalar sonucu elde edilen değerlerin gösterimi	8
Çizelge 2. 3 Enerji tüketimi ve gürültü seviyeleri	8
Çizelge 2. 4 Statik basınç artışının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	18
Çizelge 2. 5 Ses gücü düzeyinin(dB) deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması.....	18
Çizelge 5. 1 Analiz parametreleri.....	45
Çizelge 5. 2 İncelenen tasarım parametreleri	46
Çizelge 5. 3 Optimize edilmiş tasarım parametreleri	47
Çizelge 5. 4 Nihai tasarım parametreleri ve elde edilen sonuç.....	48
Çizelge 6. 1 Hava yönlendirici ve solo fanın debi sonuçları	51

**EVSEL TİP SOĞUTUCULARDA KULLANILAN EKSENEL FAN VE HAVA
YÖNLENDİRME MUHAFAZA YAPISININ ÜRÜN GÜRÜLTÜSÜNE ETKİSİ VE
GÜRÜLTÜ DÜŞÜRÜLMESİ**

Koray ERDOĞAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Son yıllarda özellikle havacılık, otomotiv ve beyaz eşya sektörlerinde hava akışı kaynaklı gürültü problemleri ön plana çıkmaktadır. Özellikle beyaz eşya sektöründe rastlanan hava akışı kaynaklı gürültünün en büyük sebebi ürünlerde kullanılan fanlardır.

Gerçekleştirilen bu tez kapsamında, eksenel fan ve hava yönlendirici yapılar gibi ses gücü düzeyini etkileyen faktörlerin literatür ve patent araştırmaları gerçekleştirilmiş, debi ve ses gücü düzeyine etkileri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir.

Çalışmada 145mm çapında dört kanatlı eksenel bir fan kullanılmıştır. Sadece fandan oluşan referans durum için, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) çözümlerinde giriş sınır şartı olarak kullanılmak üzere rüzgar tüneli test düzeneğinde debi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Sonrasında yine orijinal duruma ait ses gücü düzeyi ölçümleri yarı yansız akustik odada standartlara uygun olarak yapılmıştır. Hava yönlendiricilerin akışı düzenlemeye, kayıpları azaltmaya ve dolayısıyla ses gücü düzeyine olumlu etkisi olduğu bilinmektedir. Bu kapsamda bir hava yönlendirici tasarımının yapılması ve tasarımın optimize edilmesinin, referans duruma kıyasla ses gücü düzeyini iyileştirmesi beklenmelidir. Bundan dolayı hava yönlendirici tasarımının optimizasyonuna yönelik

olarak kritik parametrelerin belirlendiği bir tasarım metodolojisi oluşturulmuştur. Tasarım parametrelerinin incelenmesi için Ansys Fluent kullanılmıştır.

Optimizasyon alışması sonucunda, HAD analizlerinin sonuçlarını doğrulamak üzere uygun değer tasarım kullanılarak debi ölçümleri ve ses gücü düzeyi ölçümleri yapılmıştır. lm sonuçlarına göre referans duruma kıyasla debide %14.5 iyileşme görülmüştür. Ses gücü düzeyi ise, aynı debi değer dikkate alındığında, optimum tasarımın 2.4dBA daha sessiz olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Eksenel fan, hava yönlendirici yapılar, ses gücü düzeyi, akışkan debisi, HAD, Ansys Fluent

ABSTRACT

AN EXPERIMENTAL AND NUMERICAL STUDY ON THE EFFECT OF SHROUD ON AXIAL FAN NOISE

Koray ERDOĞAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Şevket Özgür ATAYILMAZ

In the course of the thesis, a literature search of the axial fan and shroud design and the factors affecting the sound power level were carried out and the effects on flow rate and sound power level were investigated experimentally and numerically. In recent years, airflow-induced noise problems have become a major issue, especially in the aviation, automotive and home appliances industry. Especially in the home appliances industry, fans used in the appliances are one of the biggest cause of the noise.

In the scope of the study, flow rate measurements of the original state were carried out in order to determine the inlet boundary conditions in the wind tunnel test apparatus. Afterwards, the original sound power level measurements were made in accordance with the standards in the semi-anechoic acoustic room. An axial fan with four blades of 145mm in diameter was used in the study. Shroud designs are known to have a positive effect on sound power level and output air flow rate. In this context, designing a new shroud and optimizing the design will improve sound power level. For this reason, a design methodology has been developed in which critical parameters are determined for the optimization of shroud design. Ansys Fluent program, which is a computational fluid dynamics (CFD) software, is used to examine the design parameters.

In order to confirm the results of the CFD analyzes, air flow measurements in the wind tunnel and acoustic measurements in the semi-anechoic room were made. According to the measurement results, the flow rate improved by 14.5% according to the original case. The sound power level was found to be quieter than the new design by 2.4dBA compared to the same air flow rate.

Keywords: Axial fan, shroud structure, sound power level, flow rate, CFD, Ansys Fluent

1.1 Literatür Özeti

Aerodinamik gürültü olarak bilinen hava akışı kaynaklı gürültü problemleri son dönemlerde özellikle otomotiv ve beyaz eşya sektörlerinde çok fazla ortaya çıkmaktadır. Beyaz eşya sektörüne bakıldığı zaman hava akışı kaynaklı gürültünün büyük bir kısmı kullanılan fanlardan kaynaklanmaktadır. Bu durum, günümüzde araştırmacıları, özellikle fan gürültülerine yönelik çalışmalar yapmaya yönlendirmiştir. Teknolojinin artmasıyla birlikte de deney masraflarını azaltmak için özellikle deneyleri simüle edebilecekleri yazılımlara yönelmişlerdir. Çıkış debisini düşürmeden ve enerji tüketimini arttırmadan aerodinamik ve aeroakustik performansı arttırmaya odaklanan bu çalışmaların bir sonucu olarak, eksenel fanların etrafına bir hava yönlendirici tasarım metodolojisi oluşturulması gereksinimi olmuştur. Bunlara ek olarak da daha sessiz fan tasarımına yönelik uzun yıllardır çalışmalar devam etmektedir. Ayrıca farklı kanat profillerinin, aerodinamik ve aeroakustik performansa etkilerini de araştırmacılar incelemektedirler.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı; hava akışı kaynaklı gürültüye etki eden eksenel fanların etrafına bir hava yönlendirici yapısı tasarlayarak hem ses gücü düzeyini düşürmek hem de akışı daha iyi yönlendirerek daha etkin bir soğutma performansı ve yüksek çıkış debisi sağlamaktır. Tüm bu çalışmalar sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında oluşturulan sayısal model ve deney düzeneklerinde, hava yönlendirici tasarımının optimizasyonu için kritik parametrelerin belirlendiği bir tasarım metodolojisi

oluşturulmuştur. Tasarım parametrelerinin incelenmesi için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yazılımı olan Ansys Fluent programı kullanılmıştır. Yapılan alışmalar deney sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

1.3 Hipotez

Literatürden edinilen bilgilere göre eksenel fanların etrafına yapılan hava yönlendirici tasarımlarının ses gücü düzeyine ve çıkış debisine etkisi oldukça yüksektir. Bu bilgilerden yola çıkarak, evsel soğutucularda kullanılan eksenel fanlar için bir hava yönlendirici tasarımı yapılacaktır. Bu tasarım aşamasında ses gücü düzeyini ve hava yönlendirici tasarımını etkileyen önemli parametreler incelenecektir. Yapılan alışma sonucunda mevcut ses gücü düzeyinin düşürölmesi ve çıkış debisinin arttırılması, buna bağlı olarak da etkin soğutma beklenmektedir.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

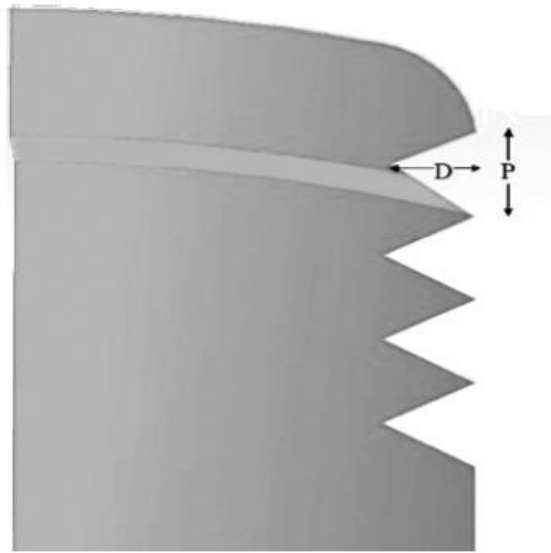
Literatür araştırması başlığı altında akustik ve aeroakustik çalışmalar, hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmaları ve bu yöntemlerin gelişim süreci, fan ve hava yönlendirici tasarım parametreleri ve eksenel fan gürültüsüne yönelik yapılan çalışmalar yer almaktadır.

Gulhane vd. [1] 2015 yılında yaptıkları çalışmalarında akustik ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinin klimalarda kullanılan eksenel fanlara uygulanmasına yoğunlaşmışlardır. Bir sistemdeki akış kaynaklı gürültüyü tahmin etmek için kapsamlı bir benzetim prosedürü geliştirmişlerdir. $k-\epsilon$ türbülans modeli ve FW-H akustik modeli kullanılarak fan kanatlarının yüzeyinde oluşan gürültüyü öngörmek için simülasyonlar düşünülmüştür. Fanın akustik ve akış performansları aynı zamanda hesaplamalı aeroakustik tekniği kullanılarak tahmin edilmiştir. Farklı durumlar; kanat açısı, kanat derinliği, kanat genişliği ve kanat firar kenarındaki dış açıları değiştirilerek simüle edilmiştir. Bu parametrelerin her birinin A-ağırlıklı ses basınç seviyesi (SPL) ve çıkıştaki kütle akış hızı üzerindeki etkileri incelenmiştir. A-ağırlıklı SPL'nin HAD simülasyonu ile elde edilen sayısal değerleri ile deney sonuçları karşılaştırılmış ve %5.4 seviyelerinde bir fark görülmüştür. Simülasyonlarda yukarıda belirtilen parametreler çeşitlendirilmiş ve A-ağırlıklı SPL ve çıkış hava debisi temel alınarak optimize edilmiş tasarımlar önerilmiştir. Tüm simülasyonlar, ANSYS Fluent 13.0 HAD çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir.

Mevcut sayısal çalışmada, fan kanadının geometrik parametrelerinin farklılığı, bir gürültü azaltma stratejisinin ana hatlarını belirlemek amacıyla, gürültü oluşumunu nasıl etkilediği analiz edilmiştir. Kanat açısı, kanat derinliği ve kanat genişliği gibi çeşitli

parametreler simüle edilmiştir. Kanat açısı arttıkça, kanat genişliği ve kanat derinliği sabit tutularak, çıkış debisinin ve A ağırlıklı SPL değerinin arttığı görülmektedir. Bu durumda, kanat açısını arttırmanın debiyi ve gürültüyü arttırdığı görülmektedir. Çalışmada ayrıca, kanat derinliği arttıkça, kanat açısının sabit tutulduğunda, debinin başlangıçta yükseldiği, 25mm derinlikte zirveye ulaştığı ve bu değerden sonra azaldığı gözlenmiştir. A-ağırlıklı SPL değeri kanat derinliğinin artışıyla birlikte sürekli artmaktadır. Bu sebeplerden ötürü, optimum bir derinlik düşünülmelidir. Bu nedenle, en iyi sonucu elde etmek için farklı kanat parametreleri simüle edilmiş ve optimize bir tasarım elde edilmiştir.

Çalışmaya başlamadan önceki temel durum, fan kanat açısı 32° , derinlik 20mm ve genişlik 240mm olan, 5813cfm ve 64.03 dB(A) SPL değeri veren normal fan kanat ağızıdır. Çalışmalar sonucunda önerilen fan kanadı için optimize edilmiş tasarım şu şekildedir: Kanat açısı 34° , derinlik 10mm, genişlik 270mm ve arka kenara açılmış yedi çentik (dairesele adım 14mm, yükseklikler 40mm). Bu kombinasyonun debi değeri 5845cfm ve SPL değeri ise 62.25 dB(A)'dir. Şekil 2.1'de arka kenara açılmış çentiklerin kesit görüntüsü gösterilmiştir.



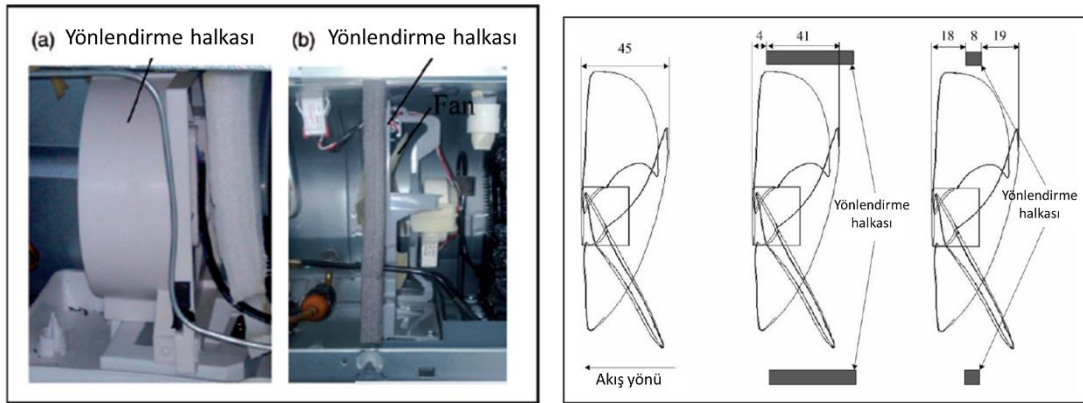
Şekil 2. 1 Fanın arka kenarına açılmış çentiklerin kesit görüntüsü [1]

Çizelge 2.1 'de ise yapılan kombinasyonlar ve sonuçta ortaya çıkan CFM ve SPL değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 2. 1 Birleştirilmiş parametreler için simülasyon sonuçları [1]

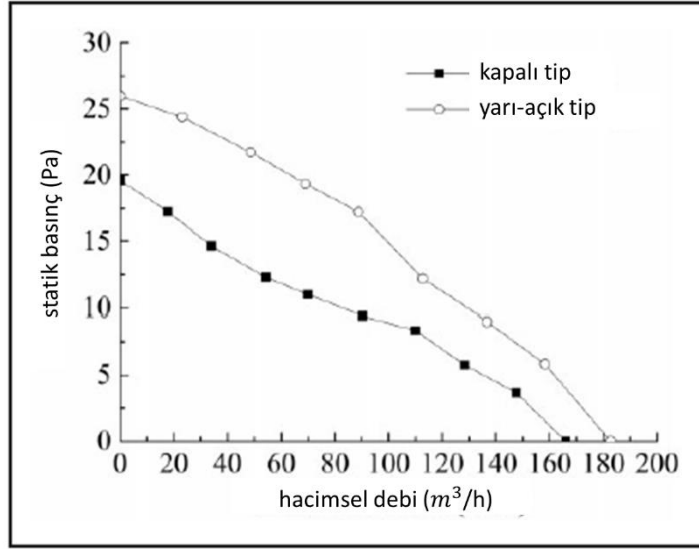
Kanat Açısı	Derinlik (mm)	Genişlik (mm)	Arka kenarda dış	dB(A)	CFM
34°	10	240	Yok	62.5	5817.6
34°	10	270	Yok	62.6	5904.8
34°	5	300	Yok	62.17	5639.4
34°	10	270	P=4, D=40, sayı=7	62.25	5845.3

Huang vd. [2] 2015 yılında yaptıkları çalışmalarında hava yönlendirme halkalarının aksel fanların aerodinamik özelliklerine etkisini incelemişlerdir. Farklı uzunluktaki halkaların debiye etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. İki tip yönlendirme halkası üzerine çalışmışlar ve bunları yarı-açık tip ve kapalı tip şeklinde isimlendirmişlerdir. Aerodinamik ve aeroakustik performanslar deneysel ölçüm sonuçları ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 2.2'de çalışmada kullanılan yönlendirme halkasının resmi gösterilmiştir.



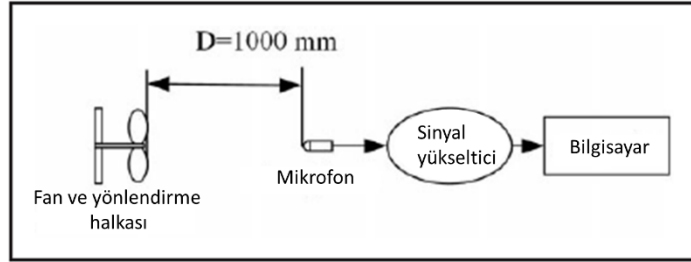
Şekil 2. 2 Yönlendirme halkalarının gösterimi [2]

Deneysel ve sayısal sonuçlar, yönlendirme halkasının aksel fan performansını önemli derecede etkilediğini göstermektedir. Şekil 2.3'de yarı-açık ve kapalı tip yönlendirme halkalarının debi-basınç grafiği gösterilmiştir. Grafik incelendiği zaman yarı-açık tip yönlendirme halkasının kapalı tipe göre daha iyi çıkış debisine sahip olduğu görülmektedir.



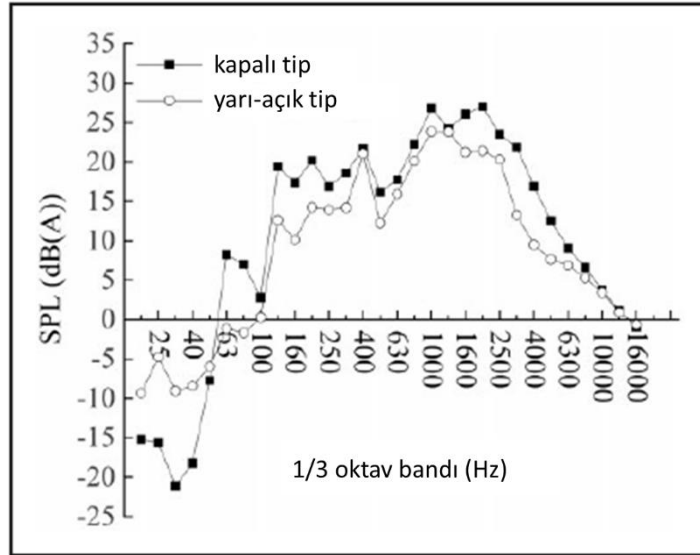
Şekil 2. 3 Debi-basınç grafiği [2]

Akustik ölçümler ISO 10302 standardına uygun olarak yarı yansız odada gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.4'te akustik ölçüm şematığı gösterilmiştir. Mikrofon, fanın merkezinden 1 m uzaklıktan ölçüm yapmıştır.



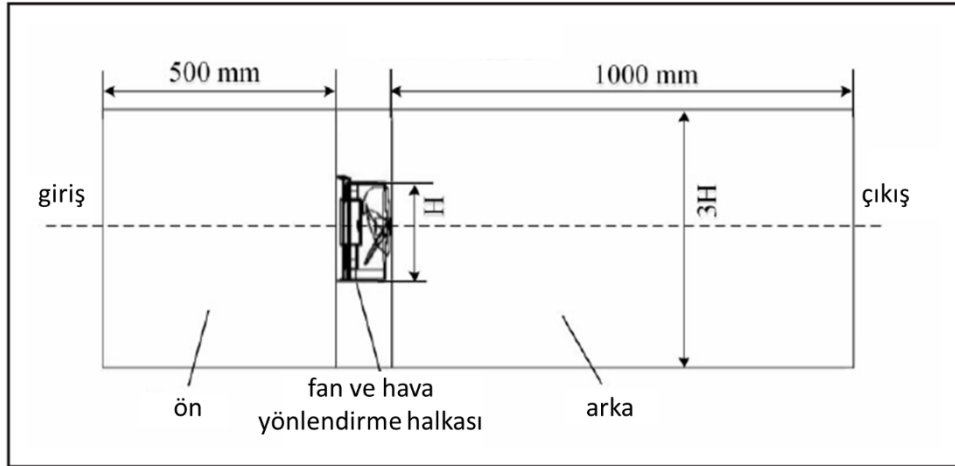
Şekil 2. 4 Akustik ölçüm şematığı [2]

Akustik ölçüm sonuçlarına göre kapalı tipin ses basıncı düzeyi 34.6 dB(A) , yarı açık tipin ise 31.2 dB(A) olduğu görülmektedir. Ölçüm sonucuna ait spektrum Şekil 2.5'te gösterilmiştir.



Şekil 2. 5 Yarı açık ve kapalı tip hava yönlendirme halkalarının ses basınç düzeyleri [2]

Öncül deneysel çalışmalar yapıldıktan sonra sayısal çalışmalara geçilmiştir. Şekil 2.6'da hesaplama alanı gösterilmiştir. Hesaplama alanı dönen bölge ve sabit bölge olmak üzere ikiye ayrılmıştır. Kanalin genişliği ve yüksekliği fan çapının 3 katı olacak şekilde ayarlanmıştır. Fanın giriş ve çıkış hacimlerinden uzaklıkları fanın eksenel uzunluğunun sırasıyla 10 ve 20 katı olacak şekilde belirlenmiştir. Bu uzaklıkların sınır tabaka etkisini ortadan kaldıracak şekilde olmasına özen gösterilmiştir.



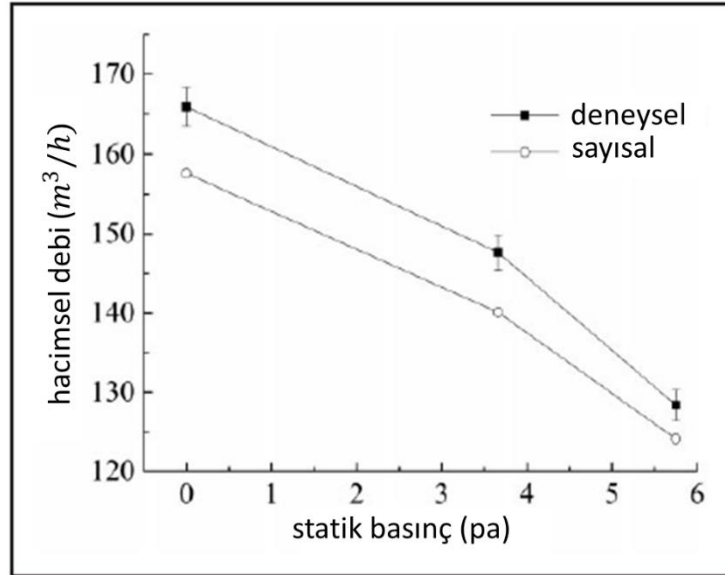
Şekil 2. 6 Sayısal çalışmada kullanılan hesaplama alanı [2]

Yapılan sayısal çalışmalar sonucu elde edilen değerler Çizelge 2.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 2. 2 Sayısal çalışmalar sonucu elde edilen değerlerin gösterimi [2]

Tip	Deneysel sonuçlar (m^3/h)	Simülasyon sonuçları (m^3/h)	Hata (%)
Kapalı tip	165.8	157.6	4.95
Yarı açık tip	182.68	173.4	5.07

Kapalı tip yönlendirme halkası için hacimsel debinin basınca göre değişimi, deneysel ve sayısal çalışmalar için karşılaştırmalı olarak Şekil 2.7’de gösterilmiştir. Grafik incelendiği zaman maksimum %5’lik bir hata olduğu görülmektedir.



Şekil 2. 7 Kapalı tip yönlendirme halkası deneysel ve sayısal sonuçlar [2]

Enerji tüketimleri GB/T 8059.2-1995 Çin standardına ve ses ölçümleri buzdolabı üzerinde sadece kondenser fan çalışırken ISO 3745:2003 standardına uygun olarak yapılmıştır. Yapılan bu ölçümlerin sonuçları Çizelge 2.3’te gösterilmiştir. Sonuçlara göre yarı-açık yönlendirme halkası kullanıldığı zaman enerji tüketimi ve gürültü seviyesi düşmektedir.

Çizelge 2. 3 Enerji tüketimi ve gürültü seviyeleri [2]

Tip	Enerji Tüketimi (kWh)	Gürültü Seviyesi (dB(A))
Kapalı tip	1.05	44.4
Yarı açık tip	0.98	40.6

Deneysel ve sayısal yöntemler, iki farklı yönlendirme halkasının aerodinamik performansını araştırmak için kullanılmıştır.

Deneyler, yarı açık tipteki yönlendirme halkası kullanıldığı zaman fanın daha iyi P-Q performansı göstereceğini ve fanın verimliliğinin daha yüksek olduğunu ve daha geniş bir akış aralığında göreceli olarak daha yüksek bir seviyede kaldığını göstermektedir. Yarı açık tipte saptırma halkası için, fan tarafından üretilen statik basınç daha yüksektir.

HAD sonuçları, daha kısa yönlendirme halkasına sahip fanın, bıçak basıncı tarafı ve emme tarafından daha düşük basınç farkı, bıçak ucundaki daha düşük türbülans yoğunluğu, bıçak içinde daha eşit vortisite dağılımı özelliği olduğunu göstermektedir

Her iki saptırma halkası bulunan fan, evsel bir cihazda test edilmiştir. Yarı açık tipte saptırma halkalı fan kullanıldığında, soğutucunun hem enerji tüketimi hem de gürültü seviyesi düşmüştür. Yarı açık tip saptırma halkası, eksenel akış fanının daha iyi aerodinamik ve aeroakustik performans elde etmesine yardımcı olmuştur.

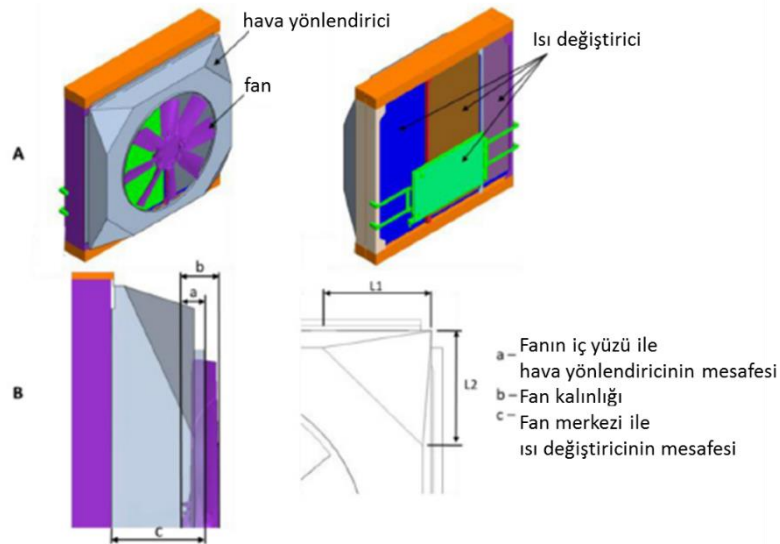
Chen vd. [3] 2013 yılında eksenel akışlı bir fanın üç boyutlu olarak sayısal modellenmesine çalışmışlardır. Giriş ve çıkış sınır koşulları, basınç sınır şartı olarak ayarlanmıştır. SIMPLE algoritması, RNG k- ϵ türbülans modeli üç boyutlu Navier-Stokes denklemlerinin çözümünde kullanılmıştır. Hareketli referans yapı (MRF), dönen alan ile durağan alan arasındaki verileri aktarmak için kullanılmıştır. Fandaki iç akışın hesaplanmasına bağlı olarak hız alanı ve basınç alanı da analiz edilmiştir. Analiz sonuçları fanın optimum tasarımı ve gürültü kontrolü için büyük önem teşkil etmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği methodu kullanılarak klima dış ünitesinde kullanılan eksenel fanın hız alanı ve basınç alanı sayısal olarak hesaplanmıştır. Sayısal analizin sonuçları, dış ünite de kullanılan eksenel akışlı fandaki iç akış alanının temel özelliklerini ortaya koymaktadır. Bu da fanın optimum tasarımı ve gürültü kontrolü için büyük önem taşımaktadır.

Patel vd. [4] eksenel fan performansını arttırmaya yönelik bir çalışma yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada bazı önemli parametreleri incelemişlerdir. İnceledikleri parametreler; yunuslama açısı, fanlarda bulunan kanat sayısı, kanat ucu boşluğu, kanatların hücum açıları. Bu parametrelerin eksenel fan performansına etkisi incelenmiştir. Bu çalışmanın sonucunda, kanat sayısının arttırılması aerodinamik verimi

%6 arttırmıştır. Rotor ucu ile çerçeve arasındaki boşluğun azaltılmasıyla kaçak hava azalmış ve performans artmıştır. Kanat yüzeylerinin pürüzsüz ve düzgün olması da türbülansı engellemiştir.

Son yıllarda artan yük taşıma kapasitesine ve emisyon normlarına uyum sağlamak için motor gücündeki artan talep, aracın termal yönetim sisteminin geliştirilmesine ihtiyaç duyulmaktadır. Araç soğutma sisteminin etkinliği, fan ve hava yönlendirici tasarımına bağlıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri, fan ve hava yönlendirici performansını öngörmek ve optimize etmek için giderek daha fazla kullanılmaktadır.

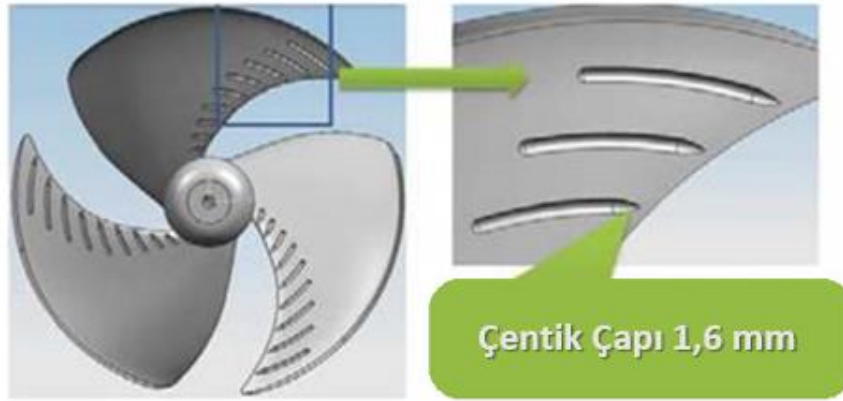
Srinivasa vd. [5] 2014 yılında soğutma paket sisteminin fan ve hava yönlendirici tasarımını optimize etmek için deney tasarımı (DOE) tabanlı HAD yaklaşımı kullanmışlardır. Radyatör göbeğinde kütle akış hızı, fan gücü ve hız, performans çıktı değişkenleri olarak öngörülmüştür. HAD simülasyonları, fan üzerinden geçen hava akışını en üst düzeye çıkarmak, fan güç gereksinimini en aza indirmek ve hava akışı hızındaki düzgünlüğü en üst düzeye çıkarmak amacıyla Merkezi Bileşik Tasarımı (CCD-Central Composite Design) tabanlı deneysel tasarım yaklaşımı kullanılarak yapılmıştır. Şekil 2.8’de tasarım parametreleri gösterilmiştir.



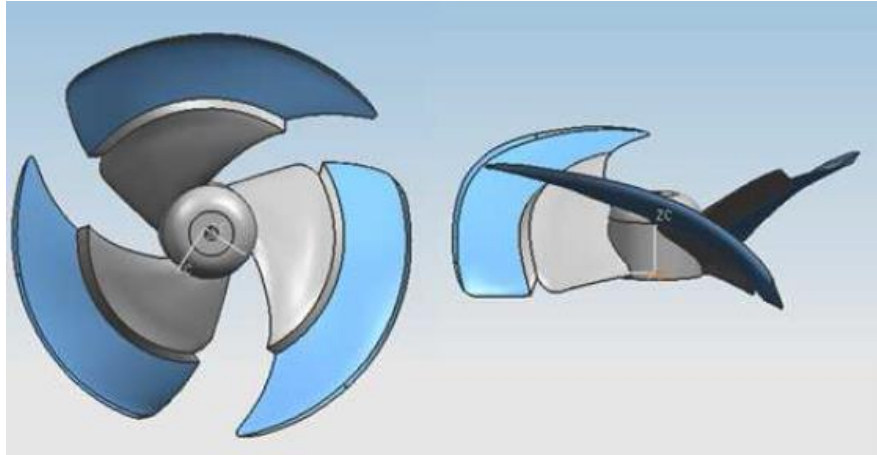
Şekil 2. 8 Hava yönlendirici için tasarım parametreleri [5]

Gue vd. [6] 2011 yılında yayınladıkları makalede eksenel fanlardaki aerodinamik gürültüyü deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. İnceledikleri fan, kompresör ve kondenserin soğutulması amacıyla ev tipi buzdolaplarında kullanılmaktadır. Çalışmanın

en önemli amacı daha düşük gürültü düzeylerine sahip bir fan geliştirmektir. İlk olarak, hedef fanın gürültü performansı deneysel olarak araştırılmış ve ses basınç seviyelerinin tahmin edilmesi için hibrid methodu temel alan hesaplamalı aeroakustik teknikler uygulanmıştır. Hesaplamalı aeroakustik tekniklerin geçerliliği, ölçüm sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmaktadır. Düşük gürültülü bir fan geliştirmek için iki tasarım konsepti belirlenmiştir. Bunlardan biri, yivlerin kanadın emme tarafının dönme yönündeki yüzeyde yapılması ve diğeri ise iki farklı fan kanadının birbirine birleştirilmesidir. Şekil 2.9 ve Şekil 2.10 da bu iki konseptte ait çizimler gösterilmiştir.



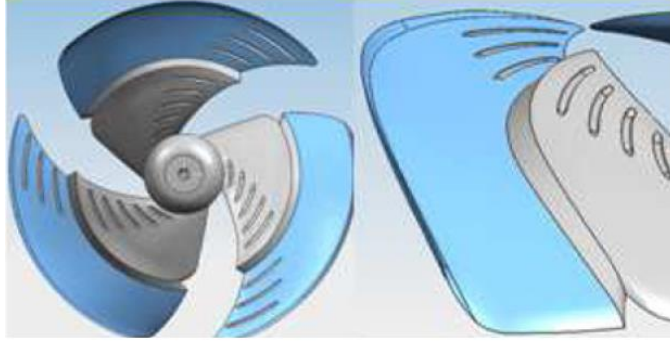
Şekil 2. 9 Yiv açılmış fan kanatları [6]



Şekil 2. 10 İki kanatlı fanın gösterimi [6]

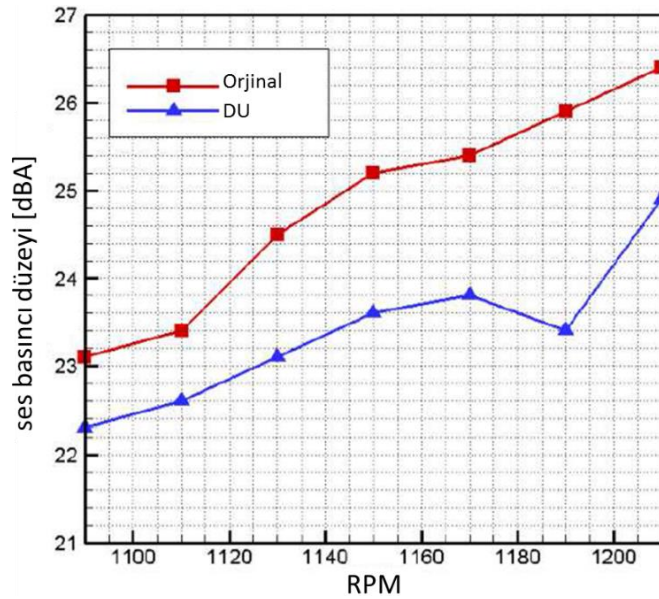
Bu tasarım parametrelerinin aksenal soğutma fanlarının gürültü oluşumuna etkilerini değerlendirmek amacıyla sistematik olarak analizler yapılmıştır. Önerilen tasarım faktörlerine göre gürültüsü düşmesi planlanan iki prototip fan üretilmiş ve buzdolabı üzerinde ses gücü düzeyleri ölçülmüştür.

Deneyssel ve sayısal sonuçlara bakıldığı zaman yiv açılmış kanatlara sahip fan ve çift kanatlı fanın gürültü düzeylerinin orijinal fandana daha düşük olduğu görülmektedir. Çift kanatlıfanda gürültü düşüşü çok az görülürken yivli fanda ortalama 1.5 dBA gürültü düşüşü olduğu görülmüştür. Özellikle bu iki tasarımın birleştirildiği ve Şekil 2.11’de gösterilen tasarımda 1190 rpm’de ses basıncının 2.9 dBA düştüğü görülmüştür.



Şekil 2. 11 Yivli ve çift kanatlı fan tasarımı [6]

Şekil 2.12’de ise orijinal fan ile yivli ve çift kanatlı prototip fanın ses basınç seviyelerinin karşılaştırmalı grafiği gösterilmiştir.



Şekil 2. 12 Optimize edilmiş tasarım ile orijinal fanın ses basıncı düzeyleri [6]

Önerilen tasarım konseptlerinin, buzdolaplarına ek olarak otomobiller ve klimalar gibi eksenel fan kullanılan diğer uygulamalarda da düşük gürültülü fanların geliştirilmesi için uygulanabileceği düşünülmektedir.

1940'lı yılların başlarından ve 1980'e kadar araştırmacılar jet motorlarından yayılan gürültülerin anlaşılması üzerine çeşitli çalışmalar yapmışlardır. Yapılan bu çalışmalarda, jet motorlu uçaklardan yayılan jet gürültüsünün en önemli gürültü kaynağı olduğu görülmüştür. Bu kapsamda Lighthill, Ffowcs Williams, Schwartz ve Howe gibi araştırmacılar hava akışı kaynaklı gürültüye yönelik çalışmalar yapmışlardır. Lighthill [7], jet gürültüsünün öngörülmesine yönelik bir method oluşturmuştur. Jet motorlarının etrafındaki uzay alanını iki parçaya bölerek incelemek gerektiğini ve jetin hemen yakınında oluşan kaynakların atmosferde lineer olarak yayıldığını ileri sürmüştür. Lighthill, uzay ayrıklaştırmasını, korunum denklemlerine uygulamış ve Lighthill Analojisi'nin oluşturmuştur. Lighthill'in öne sürdüğü analojiye göre türbülanslı akış alanı çözülebilirse, akustik alanın da buna bağlı olarak doğru bir şekilde hesaplanabilecektir. Lighthill Analojisi, korunum yasalarını temel aldığından ve basitleştirilmeden türetildiğinden, bütün akışlara uygulanabilir. Lighthill Analojisi, aeroakustik alanındaki bilimsel çalışmaların temelini oluşturmaktadır. Lighthill'in ortaya koyduğu analoji ile jet gürültüsüne ilişkin tahminler ve analizler yapılabilmış buna bağlı olarak da gürültü düzeyi düşürülebilmıştır. 1970'li yılların başlarında, yeni tahrik ve itki sistemlerinin devreye girmesi ile birlikte çok kanatlı pervaneler kullanılmaya başlanmıştır. Böylece jet gürültüsünün yerine pervane gürültüsü baskın hale gelmiştir. Lighthill Analojisi akış içindeki katı yüzeylerin etkisini ihmal ettiğinden, pervane gürültüsüne uygulanamamıştır. Pervanelerde, katı yüzey etkileri, dolayısıyla kalınlık ve yükleme gürültüleri baskındır. Kalınlık ve yükleme gürültüleri monopol ve dipol kaynaklar olup kuadropol olarak adlandırılan türbülans kaynaklı gürültüde daha fazla yayılım etkisine sahiptirler.

Curle [8] 1955 yılında yapmış olduğu çalışmada etkin olmayan katı yüzeylerin etkisinden oluşan akustik kaynaklarını Lighthill'in oluşturduğu analojiye dahil etmiştir. Curle, akışkandan yüzeylere etki eden zamana bağlı kuvvetleri hesaba katarak momentum denklemini yeniden düzenlemiştir. Elde edilen homojen olmayan dalga denkleminde, yüzey kuvvetleri ek dipol terim olarak yer almaktadır.

Ffowcs Williams ve Hawkins [9], Curle eşitliğini hareketli yüzeyler için geliştirmişlerdir. Yüzeyin hareketi sonucu yerdeğiştiren akışkan hacmi, dalga denkleminin sağ tarafında ilave monopol terim olarak bulunmaktadır. Ffowcs Williams ve Hawkins denklemi, olası

tüm gürültü kaynaklarını içerdiğinden gürültü kestirimine yönelik genel bir yöntem olarak kabul edilebilir. Bu denklem, daha çok dönen kanatlardan açığa çıkan gürültüyü belirlemek amacıyla uygulanmıştır.

Igarashi ve Kitagawa [10] 2002 yılında yapmış oldukları çalışmalarında bir buzdolabı dondurucu bölümünde kullanılan fanının hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerini yapmışlardır. Sadece fanlar değil aynı zamanda fan kanalları da sesi azaltmaya yönelik tasarlanmalıdır. Bu çalışmada farklı tip fan kanal geometrileri ve parametreleri çalışılmıştır. Çan ağzının şeklini ve kanal genişliğini değiştirerek akış özellikleri geliştirilmiş ve gürültü seviyeleri düşürülmüştür.

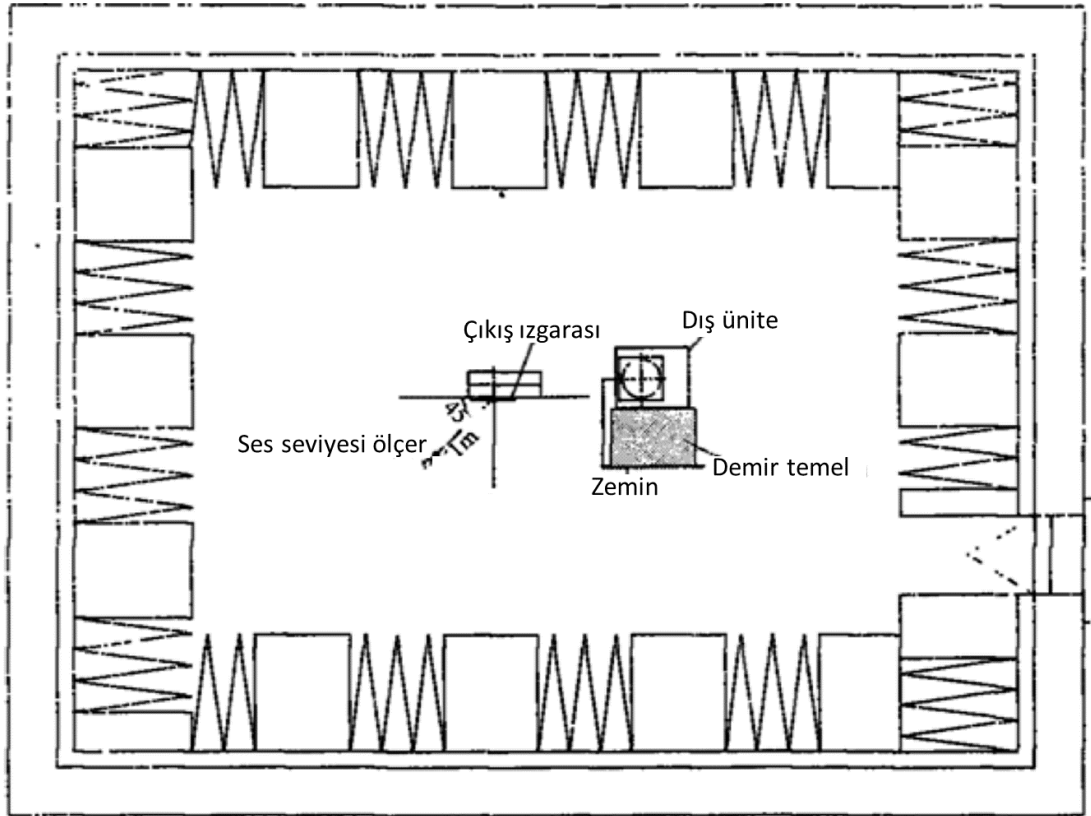
	Prototip Model	Model A	Model B
Çan ağzlarının şekli	 Silindir	 Kavisli yüzey	
Fanın akış kanallarının şekli			

Şekil 2. 13 Fan ve fan kanalının farklı konfigürasyonları ve parametreleri [10]

HAD sonuçlarına dayanarak, aşağıdaki çıkarımlar elde edilmiştir:

- Prototip modelde, uçlar ve çan ağzı arasında geri akış gözlenmiştir. Geriye doğru akışın, emme bölgesindeki vorteksleri vasıtasıyla fanın emme alanını azalttığı ve statik basınç artışını azalttığı öngörülmüştür.
- Çan ağzı şekli ve kanal genişliği değiştirilerek, geriye doğru akış ve akış ayrılmaları azaltılmış. Bunlara bağlı olarak akış karakteristikleri başarıyla geliştirilmiştir. Son olarak da soğutma ünitesi için gürültü düzeyi düşük bir fan tasarlanmıştır.

Cai-ling vd. [11] 2005 yılında klimalarda kullanılan aksel fanların gürültüleri üzerine deneysel ve sayısal olarak çalışmışlardır. Fanlar oda tipi klimalardaki en önemli gürültü kaynaklarıdır. Bu çalışmanın amacı gürültü oluşum mekanizmaları anlamak ve gürültüyü önlemeye yönelik yöntem geliştirmektir. Akustik ölçümler yarı yansız odada gerçekleştirilmiştir. Her komponentin gürültüye etkisi incelenmiştir. Geniş bantlı gürültünün toplam ses basıncı seviyesini tahmin etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) koduna dayanan Fluent, Fukano modeli kullanılmıştır. Orijinal Fukano modeline dayanan tahmini ses basıncı seviyeleri 780rpm ve 640rpm’de ölçüm sonuçlarına göre 7.66 dB ve 7.42 dB daha düşüktür. Hatalar yaklaşık olarak 13%’dir. Şekil 2.14’te yarı yansız oda içindeki gürültü ölçüm pozisyonu gösterilmiştir.

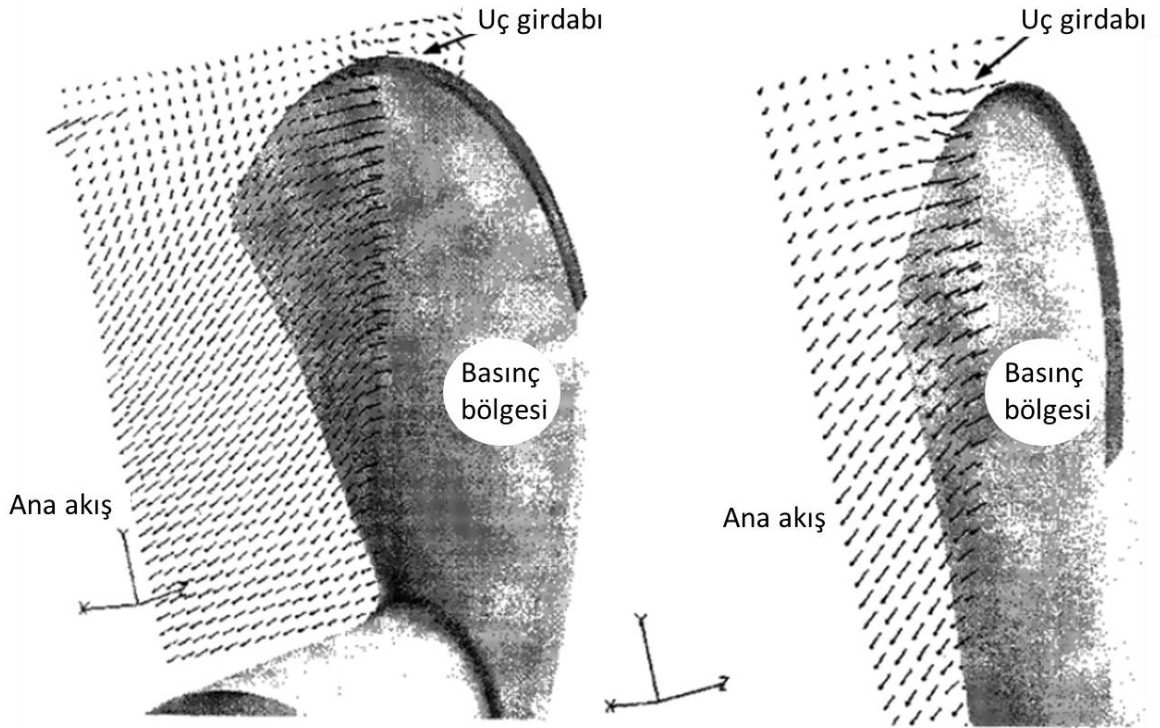


Şekil 2. 14 Gürültü ölçüm pozisyonu [11]

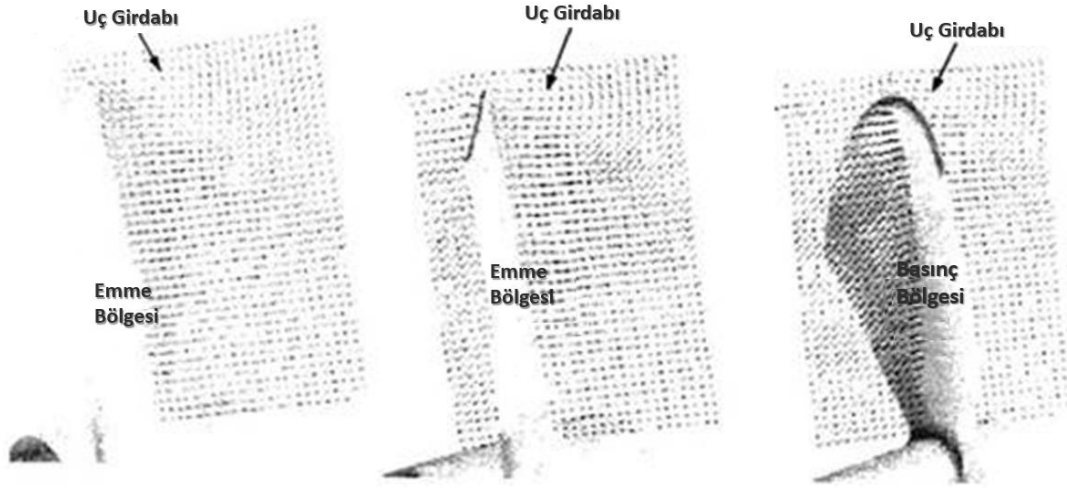
Öteki yandan, girdap genişliği ve relatif hızın her ikisi de sayısal simülasyonlar ile hesaplandığında ve kanat firar kenarına olan mesafe göz önüne alındığında, mesafe 10mm’den az iken ölçüm ve tahmin arasındaki ses basınç seviyesinin farkı 3.4 dB’den düşük ve hatalar 5.5%’in altındadır. Böylece kanat firar kenarına olan mesafe Fukano’nun modeli için önemli bir parametredir.

Deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında, sayısal simülasyona dayanan Fukano yönteminin orijinal Fukano modelinden daha fazla doğruluğa sahip olabileceği ve sayısal sonuçların güvenilir bir seviyede olduğu açıkça gösterilmektedir.

Fan boyunca akış modellerinin görselleştirilmesi için bazı belirli bölümleri seçmek zorunludur. Burada, akışı görsellemek için basınç tarafında iki ve emiş tarafında üç olmak üzere toplam beş düzlem seçilmiştir. Şekil 2.15 ve 2.16’da beş düzlemdeki hız dağılımları gösterilmektedir. Şekiller incelendiği zaman uç vorteksleri kanadın emme tarafında net olarak görülmektedir. Şekil 2.15 ve 2.16’ya göre uç vorteksinin kanadın ucuna yakın akış alanlarında önemli rol oynadığı ve akış üzerinde büyük bir blokaj etkisine sahip olduğu görülmektedir.



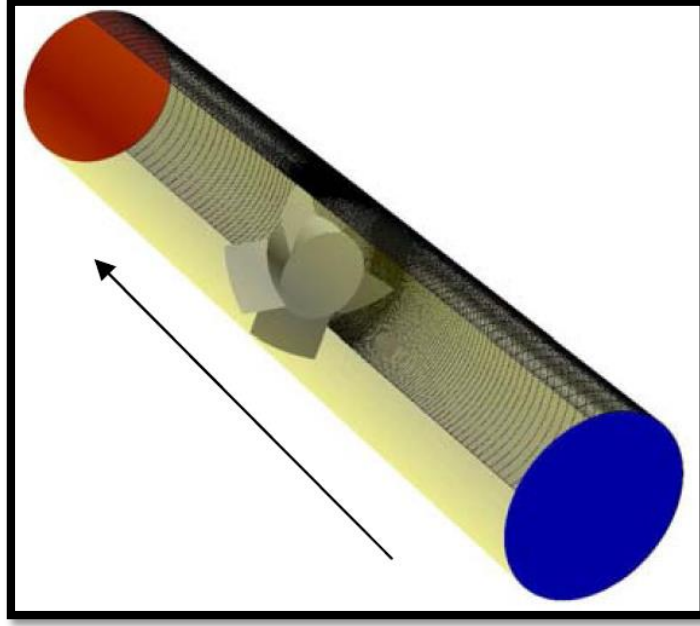
Şekil 2. 15 Basınç bölgesindeki hız dağılımı [11]



Şekil 2. 16 Emiş bölgesindeki hız dağılımı [11]

Bu çalışmada split tip klimaların dış ünitesindeki aksel akışlı fanın gürültüsü hem deney hem de sayısal simülasyon ile analiz edilmiştir. Dış ünitenin akustik ölçümünü gerçekleştirmek için yarı yansız oda kullanılmıştır ve fan kanalı sistemindeki her bir komponentin gürültü üzerine etkisi incelenmiştir. Bunlara ek olarak HAD yazılımı yardımıyla, dış ünite boyunca tüm akış alanını ayrıntılı ve net bir şekilde anlamak için kapsamlı bir görselleştirme gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma sayısal simülasyonların, pahalı deneysel çalışmaları azaltmak için büyük bir potansiyele sahip olduğunu göstermiştir.

Dozolme vd. [12] 2006 yılında soğutma fanlarının gürültüsünü önlemeye yönelik çeşitli çalışmalar yapmışlardır. Sonlu hacim HAD yazılımı olan Fluent kullanılarak, bir fan, üç farklı dönüş hızı için (2000, 2350 ve 2700rpm) belirli bir debide ($1.5\text{m}^3/\text{min}$) incelenmiştir. Türbülanslı hava akışı analizi, fanın akustik davranışı hakkında bilgi vermektedir. Geniş bant akustik modeli kullanılmıştır. Hesaplama kararlı durumda olduğu için, fanı temsil edebilmek için hareketsiz rotor yaklaşımı olarak bilinen Çoklu Referans Çerçevesi (MRF) yöntemi kullanılmıştır. Bu yaklaşım ile fan girişindeki akış uyumsuzluğunun etkileri ve bunların fan performansı üzerindeki etkileri anlaşılabilir. Şekil 2.17’de çözüme ait akış geometrisi ve ağ yapısı gösterilmiştir. Ağ, bir buçuk milyon altı yüzlü elemandan oluşmaktadır. Türbülans modeli standart k- ϵ modelidir.



Şekil 2. 17 Sayısal akış modeli ve geometrisi [12]

Sayısal ve deneysel olarak hesaplanan statik basınç artışı Çizelge 2.4'te gösterilmiştir. Çizelge incelendiği zaman deneysel sonuçlarla sayısal sonuçlar arasında 10%'luk bir fark olduğu görülmektedir.

Çizelge 2. 4 Statik basınç artışının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması [12]

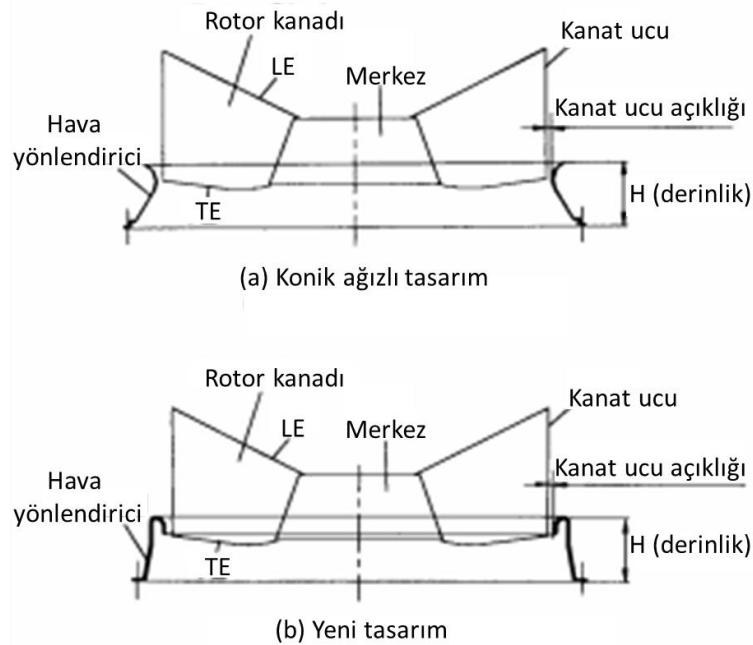
RPM	Deneysel	Sayısal
2000	12.5	15.3
2350	21.1	23
2700	35.6	33.7

Çizelge 2.5'te ise fan yüzeyindeki ses gücü düzeylerinin karşılaştırılması verilmiştir. Çizelge incelendiği zaman fan hızının artmasıyla gürültü seviyelerinin artışı açık bir biçimde görülmektedir.

Çizelge 2. 5 Ses gücü düzeyinin(dB) deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması [12]

RPM	Deneysel	Sayısal
2000	38	48
2350	42	55
2700	47	62

Jang vd. [13] yaptıkları çalışmada, rotor uçlarında oluşan türbülanslı akışı kontrol etmek amacıyla iki farklı tip hava yönlendirme yapısı oluşturularak fan gürültüsünün azaltılması üzerine çalışmışlardır. Rotor uçlarında oluşan girdap akımları, üç boyutlu lazer doppler anemometresiyle (LDV) analiz edilerek, bu türbülans akımların fan gürültüsü üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Bu deneysel çalışmada eksenel fan tipinde sadece rotorun arka kısımlarını kapsayacak hava yönlendiriciler oluşturulmuştur. Fan gürültüsünü azaltmak amacıyla oluşturulan iki farklı yönlendirici yapısında sahip fanlar Şekil 2.18’de gösterilmiştir.



Şekil 2. 18 Farklı hava yönlendirici yapılarına sahip fanların gösterimi [13]

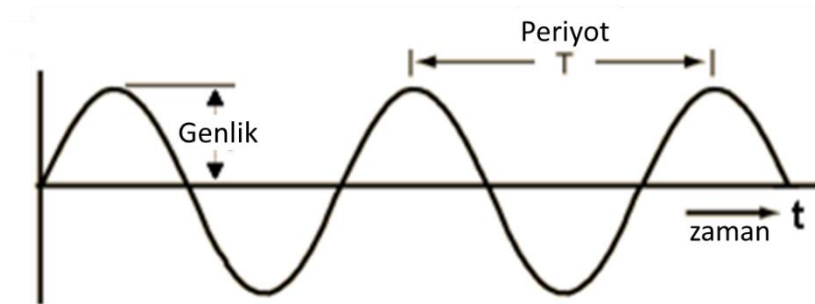
Yeni tasarımda, rotor ve yönlendirici arasında girdaptan dolayı oluşan tersine akışlar azalarak uç kısımda oluşan türbülansın gelişmesine engel olmaktadır. Her iki fanda da türbülanslar rotorun uç kısmına yakın yerlerde tespit edilmiştir. Oluşan vortekslerin uç bölgelerdeki akış alanlarını domine ettiği gözlemlenmiştir. Yeni tasarımda oluşan türbülanslar diğerine göre daha zayıftır. Bu sayede, rotor ucu ve yönlendirici arasında meydana gelen tersine akışlar azalmakta ve vorteksin gelişmesi kontrol edilebilmektedir. Bu sayede rotor içine olan akış yavaşlamaktadır. Bu sebeplerden ötürü oluşan gürültü miktarında bir azalma meydana gelmektedir. Bu azalma da yaklaşık 1.5dB(A) civarında ölçülmüştür.

TEORİK ÇALIŞMALAR

3.1 Temel Akustik Bilgisi

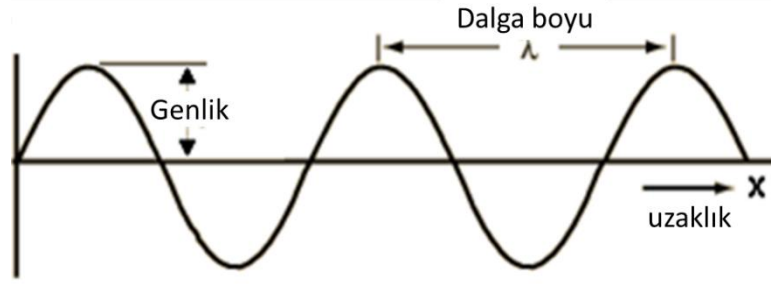
Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerjidir. Ortamda bulunan parçacıkların titreşimiyle oluşan dalgalardan ötürü havada basınç değişiklikleri oluşur. Havada oluşan bu basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir ve beyin tarafından da bu sinyaller ses olarak algılanır.

Basit harmonik bir ses dalgasının herhangi bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimi Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Burada basıncın en büyük değerine genlik, basıncın birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamana ise periyot denir. T ile gösterilen periyodun birimi saniyedir. Periyodun tersi ($1/T$) ise frekanstır. Frekans, genellikle bir saniyedeki devir sayısı (Hertz) ile ölçülür.



Şekil 3. 1 Basit harmonik bir dalganın ses basıncının zamanla değişimi

Herhangi bir anda, ses dalgasının yarattığı ses basıncının ses kaynağından olan uzaklıkla değişimi ise Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Şekil 3.2’de yatay eksen yolu gösterdiğinden, birbirini izleyen iki benzer nokta arasındaki uzaklık dalga boyu (λ) olacaktır.



Şekil 3. 2 Basit harmonik bir ses dalgasının bir yönde ilerleyişi

Dalga boyu λ olan bir dalga, periyodu olan T sürede kendi boyu kadar yol gideceğinden, dalganın yayılma hızı,

$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda \times f \quad (3.1)$$

olacaktır.

Ses, kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının belli bir noktada yarattığı ses basıncı önemlidir.

Ses basıncı düzeyi L_p ,

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \quad (3.2)$$

olarak ifade edilir. Bu eşitlikte, p_0 uluslararası referans basıncı olarak kabul edilmiş olan 20×10^{-6} Pa'dır.

Eşitlik (3.2) ,

$$L_p = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (3.3)$$

şeklinde de yazılabilir. 20 mikropaskal değerinin referans olarak seçilmesinin nedeni; genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan bir ses dalgasının duyabilmesi için en az 20×10^{-6} Pa değerinde basıncın gerekmesidir. Yani 1000 Hz'deki duyma eşiği burada referans olarak alınmıştır.

Ses basıncı düzeyleri L_{pi} ($i=1, 2, \dots, n$) olan n ayrı ses dalgasının toplam ses basınç düzeyi,

$$L_{pt} = 10 \log \left(\sum_i^n 10^{L_{pi}/10} \right) \quad (3.4)$$

eşitliğinden bulunur.

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü veya akustik güç, bu gücün seviyesine ise ses gücü düzeyi (L_w) denir. Referans olarak $W_0 = 10^{-12}$ W kullanılır. Ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w ,

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (3.5)$$

Bir makinenin ses gücü, bu makinenin toplam gücünün ses olarak yayılan kısmıdır ve genel olarak toplam gücün çok küçük bir kısmıdır. Ses gücü düzeyi bilinen bir kaynağın ses gücü, (3.4) eşitliğinden kolaylıkla elde edilen

$$W = 10^{-12} \times 10^{L_w/10} \quad (3.6)$$

bağıntısından watt cinsinden bulunabilir.

3.2 Lineer Momentum İlkesi

Kütlesi m olan bir sistem üzerine net bir F kuvveti etki ediyorsa, Newton'un ikinci hareket kanunu gereği [10];

$$\sum \vec{F} = m\vec{a} = m \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d(m\vec{v})}{dt} \quad (3.7)$$

olarak ifade edilir. Bu eşitlikte, $m\vec{v}$ sistemin doğrusal momentumudur. Belirli iki nokta arasında sistemde yoğunluk ve hız değişimi olabilmektedir. Bu değişim göz önüne alınıp, Newton'un ikinci hareket kanunu;

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_{\text{sistem}} \vec{v} \rho dV \quad (3.8)$$

olarak düzenlenmektedir. Bu eşitlikte; $\delta m = \rho dV$ ifadesi, dV diferansiyel hacim elemanının kütlesidir. $\vec{v} \rho dV$ ifadesi ise elemanın momentumudur.

Akışkanlar mekaniğinde, akışkan sistemler kontrol hacimleri kullanılarak analiz edilmektedir. Yukarıda verilen eşitliği, *Reynolds Transport Teoremine* göre düzenlersek;

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_{KH} \rho \vec{v} dV + \int_{KY} \rho \vec{v} (\vec{v}_r \cdot \vec{n}) dA \quad (3.9)$$

genel ifade elde edilmektedir. Burada $\vec{v}_r = \vec{v} - \vec{v}_{KY}$ ifadesi, akışkanın kontrol yüzeyine göre bağıl hızıdır. $\vec{v}$, sabit bir referans noktasına göre akışkanın hızıdır. $\rho(\vec{v}_r \cdot \vec{n}) dA$

ifadesi ise; dA yüzey alanına sahip birim kontrol hacmi elemanının kütleli debisini ifade etmektedir.

Sabit kontrol hacmine sahip sistemlerde (kontrol hacminin hareketsiz olduğu, deformasyona uğramadığı durumda ($\vec{v}_r = \vec{v}$)), doğrusal momentum denklemi;

$$\sum \vec{F} = \frac{d}{dt} \int_{KH} \rho \vec{v} dV + \int_{KY} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.10)$$

olmaktadır.

Mühendislik problemlerinde karmaşık problemlerin çözümü için belirli kabuller yapılmaktadır. Bunlardan bir tanesi de, momentum konularında daimi akış kabulüdür. Daimi akış kabulüyle; kontrol hacmi boyunca momentum değişim miktarı sabit kalmaktadır. Yani, kontrol hacminde zamana bağlı doğrusal momentum değişimi sıfır olmaktadır. Eşitlik;

$$\sum \vec{F} = \int_{KY} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA \quad (3.11)$$

olarak düzenlenmektedir.

Kütleli debi;

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA_c = \rho v_m A_c = \rho \dot{V} \quad (3.12)$$

olarak ifade edilmektedir. $\vec{v}_m$ akışkanın ortalama hızıdır. Uniform bir akıştan $\vec{v} = \vec{v}_m$ olarak kabul edilmektedir. Burada $\dot{V}$ ile ifade edilen hacimsel debidir. Ayrıca kararlı bir akışkan akımında akım borusunun tüm kesitlerinden geçen kütleli debi sabittir. Bu kabullere göre momentum ifadesi;

$$\int_{A_c} \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \vec{n}) dA_c = \rho v_m A_c \vec{v}_m = \dot{m} \vec{v}_m \quad (3.13)$$

eşitliğiyle ifade edilmektedir. Aynı akım çizgisi üzerinde uniform ve daimi akış kabulüyle;

$$\sum \vec{F} = (\dot{m} v)_g - (\dot{m} v)_\zeta = \dot{m} (v_g - v_\zeta) = \rho \dot{V} (v_g - v_\zeta) \quad (3.14)$$

olarak ifade edilmektedir.

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Çalışma kapsamında eksenel fan ve hava yönlendirme muhafaza yapısının hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinin doğrulanabilmesi ve referans olarak alınabilmesi için debi, akış özellikleri ve ses gücü düzeyleri deneysel çalışmalar ile tespit edilmiştir. Debi ölçümleri rüzgar tüneline gerçekleştirilmiştir. Ses gücü düzeyi ölçümleri ise standarda uygun olarak yarı yansız akustik odada gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde tez çalışması kapsamında deneylerin gerçekleştirildiği düzenekler ve deneysel çalışmaların sonuçlarına yer verilmiştir.

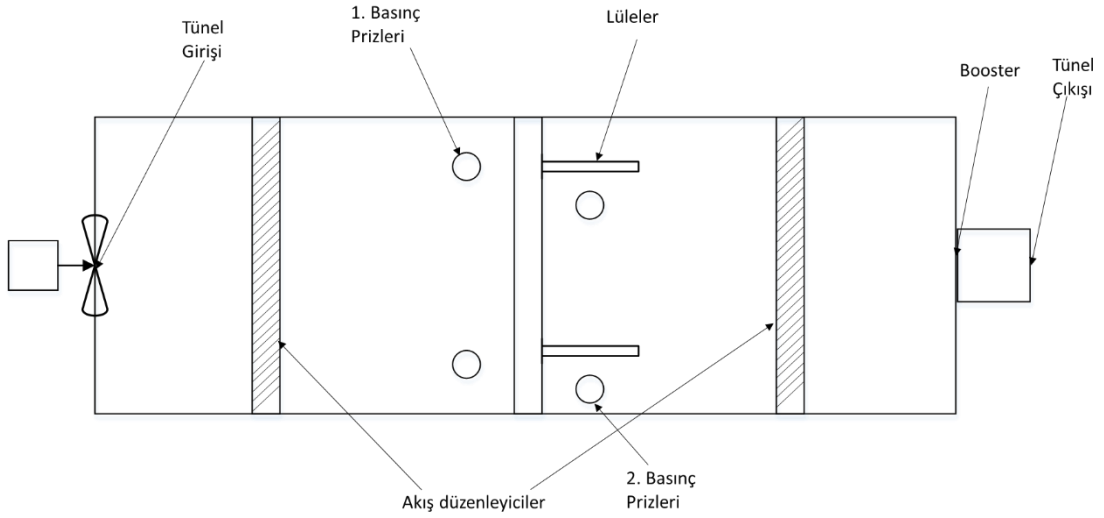
4.1 Deney Düzenekleri

4.1.1 Debi Ölçüm Düzeneği

ANSI AMCA 210-07 standardına göre yapılmış olan eksenel fan rüzgar tüneline kullanım amacı, gerek eksenel gerekse radyal fanların karakteristik eğrilerinin çıkartılması, ürünlerde optimum performansı verecek bir eksenel fan-hava yönlendirici tasarımının ortaya konulması, fan tarafından basılan toplam debinin, elektriksel güç ve mil gücü tüketiminin ölçülmesidir. Deney düzeneğinin resmi ve şematize hali sırasıyla Şekil 4.1 ve Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



Şekil 4. 1 Debi ölçümlerinde kullanılan rüzgar tüneli



Şekil 4. 2 Rüzgar tüneli şematik çizimi

ANSI AMCA 210-85 standardına göre inşa edilen eksenel rüzgar tünelinin ikinci bölümünde 0.8", 1.6" ve 3" çapa sahip üç adet lüle bulunmaktadır. Ölçüm sırasında hangi lülenin kapatılıp hangisinin açık bırakılacağına debi ve basınç için belirlenmiş olan karakteristik eğrilere bakılarak karar verilmektedir. Tünelin çeşitli bölümlerinde yer alan ve arka arkaya konulmuş tel levhaların amacı akışın üniformalığını sağlamaktır ve böylece türbülans kaynaklanabilecek yanlış ölçümlerin önüne geçilmektedir.

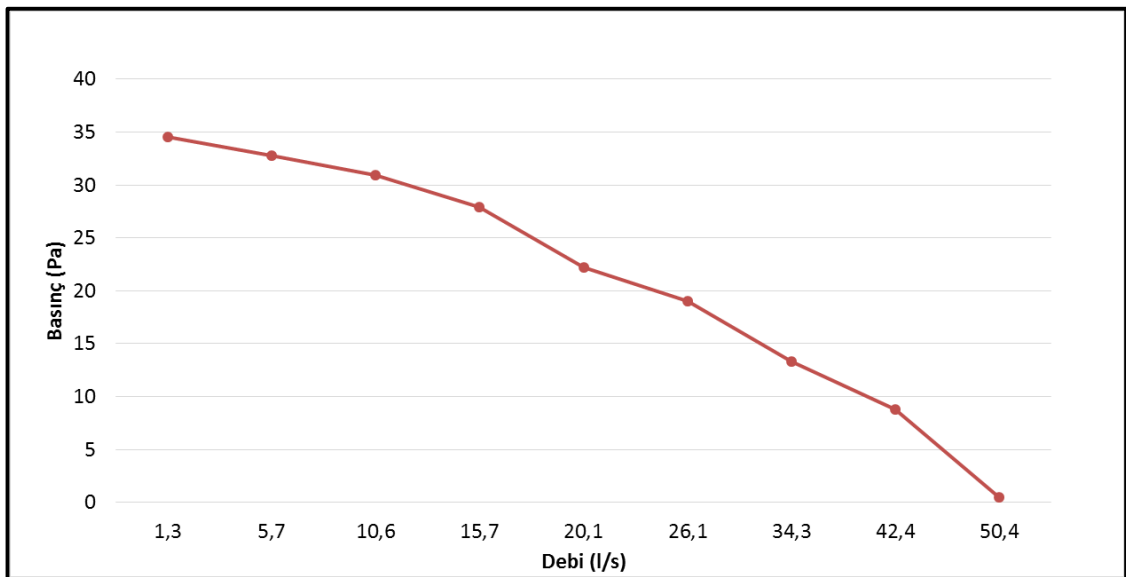
Rüzgar tüneline 1000m³/sa'e kadar debi ölçümleri yapılabilmektedir. Ölçüm düzeneği Şekil 4.3'te görüldüğü gibi akış düzenleyiciler, lüleler, mikrometreler ve rüzgar tüneli hava çıkışında bulunan fandan oluşmaktadır.



Şekil 4. 3 Debi ölçüm düzeneği

Ölçümler sabit ortam sıcaklığında ve atmosfer basıncında gerçekleştirilmiştir. Debi ölçümü, rüzgar tüneli içerisindeki orifislerin giriş ve çıkış bölgelerinde oluşan ve mikromanometreler tarafından ölçülen statik basınç farkından hesaplanmaktadır. Rüzgar tünelinde kullanılan mikromanometreler 0-2000 Pa arasındaki basınç değerlerini 0,01 Pa hassasiyet ile ölçebilmektedirler.

Çalışma öncesinde referans olması amacıyla rüzgâr tünelinde fan debisi ölçülmüş ve fan eğrisi çıkarılmıştır. Şekil 4.4'te fanın orijinal durumdaki basınç-debi karakteristik eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 4. 4 Fanın orijinal durumdaki basınç-debi karakteristik eğrisi

Grafik incelendiği zaman fan basıncı “0” iken yani maksimum durumda 50.4 l/s debi verdiği görülmektedir. Bu deney sonucu sayısal çalışmalar için giriş verisi olacaktır.

4.1.2 Ses Gücü Düzeyi Ölçüm Düzeneği

Ses gücü düzeyi, ölçüm ortamı ve yönteminden bağımsız bir büyüklük olarak ürün akustik özelliklerinin belirlenmesinde en uygun parametre olarak ortaya çıkmaktadır. Bundan dolayı bu yöntem tercih edilmiştir.

Buzdolabı ses gücü düzeyi ölçümleri IEC 60704-2-14 standardında belirtilmiş ölçüm düzeneğinde ve çalışma koşullarında yapılmaktadır. Ölçümler standartta belirtilen koşulları sağlayabilen yarı yansız odada (SAR) gerçekleştirilmiştir. Ölçüm düzeneği ve konumlandırma Şekil 4.5’te gösterilmiştir



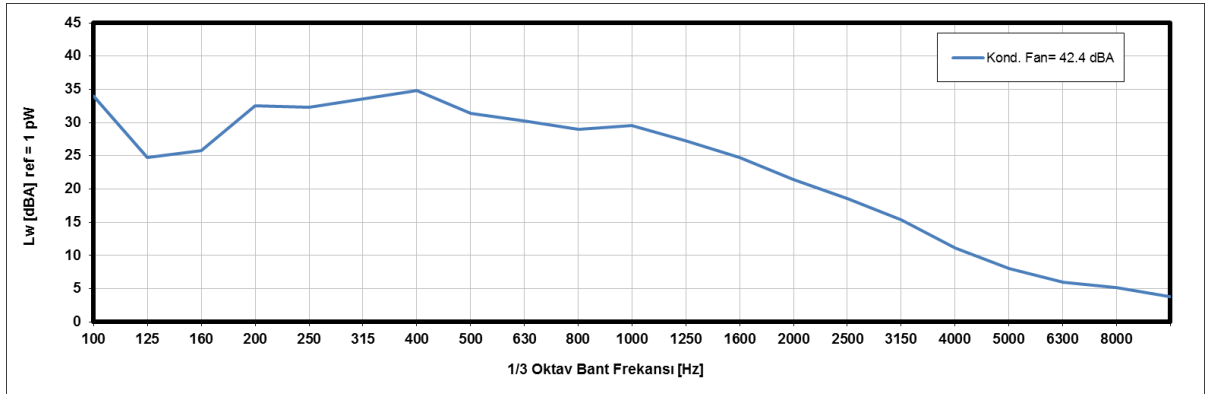
Şekil 4. 5 Buzdolabı ses gücü düzeyi ölçüm düzeneği

Ölçümü yapılacak buzdolabı, gürültü ölçümünden önce **en az 16 saat $23\text{ °C} \pm 3\text{ °C}$ ortam sıcaklığında çalıştırılmalıdır.** Buzdolabı termostat ayarları bu süre içerisinde yapılmalıdır. Olması gereken kabin sıcaklıkları aşağıda özetlenmiştir.

- Fridge veya Larder tip buzdolapları:
 - Taze besin bölmesi: **$5\text{ °C} \pm 2\text{ K}$**

- Dondurucu bölmesi: Limit yok
- Chiller bölmesi(eğer varsa): Limit yok
- Dondurucular:
 - Dondurucu bölmesi: $-22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ K}$
- Taze besin ve dondurucusu ayrı olan buzdolapları
 - Taze besin bölmesi: $5\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ K}$
 - Dondurucu bölmesi (Ayrık bir termostat yok ise): Limit yok
 - Dondurucu bölmesi (Ayrık bir termostat var ise): $-22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ K}$
 - Chiller bölmesi(eğer varsa): Limit yok

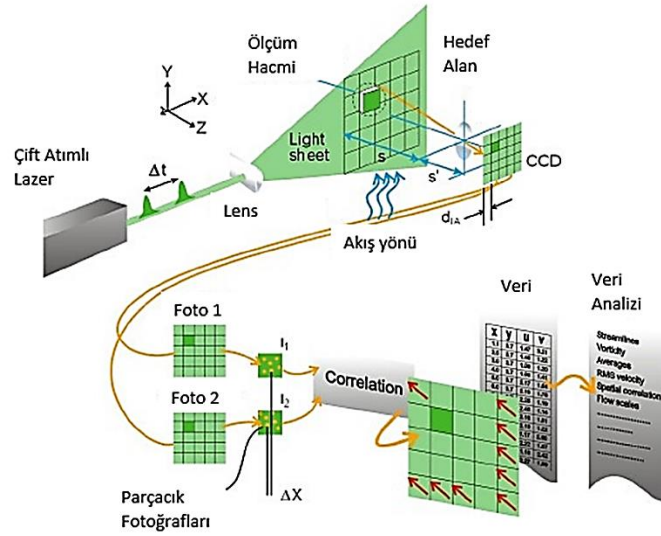
Çalışma öncesinde referans olması amacıyla yarı-yansız akustik odada solo olarak fanın ses gücü düzeyi ölçülmüş ve spektrum çıkartılmıştır. Şekil 4.6'da fanın orijinal durumdaki ses gücü düzeyi spektrumu gösterilmiştir. Çalışmada kullanılan eksenel fan 42.4 dBA ses gücü düzeyine sahiptir.



Şekil 4. 6 Fanın orijinal durumdaki ses gücü düzeyi spektrumu

4.1.3 Akış Görselleme-PIV Deneyleri

Tez kapsamında hız dağılımı ölçümleri PIV sistemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. PIV sistemi kullanılarak istenilen hacim veya düzlemlerdeki hız komponentleri ölçülebilir. Akışkanın hız komponentleri, lazer ile aydınlatılan düzlemde CCD kamera ile çekilen fotoğraflar yardımıyla hesaplanır. Çekilen fotoğraflar arasında çapraz korelasyon yöntemi kullanılarak hız komponentlerine ulaşılır. Şekil 4.7'de örnek bir PIV düzeneği şematize olarak gösterilmiştir.

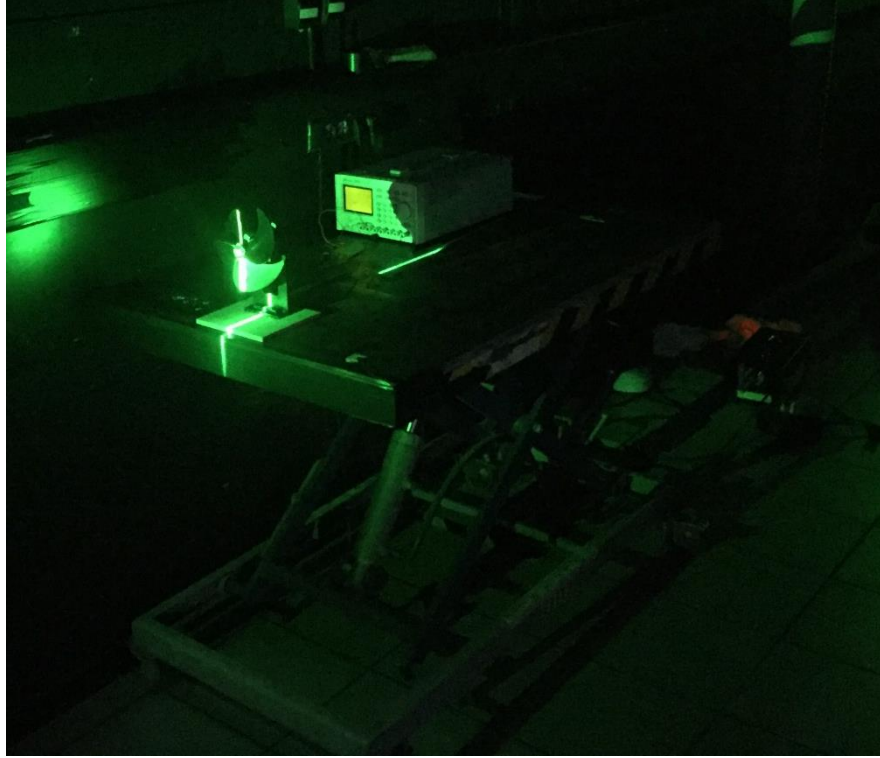


Şekil 4. 7 PIV ölçüm düzeneği şematize görüntüsü [14]

PIV ölçümlerinde akışa, akışı takip edebilecek parçacıklar katılır. Hava akışlarında akışa parçacık katma amacıyla duman jeneratörü kullanılır. Tek kamera ile bir düzlemdeki iki hız komponenti hesaplanabildiği gibi, ikinci bir kamera kullanılarak, aynı düzlemdeki üçüncü hız komponenti de hesaplanabilir. Yapılan çalışmada, akışa katılan parçacıkların ortalama çapı 1.5 mikrometre olup, yağ dumanından elde edilmiştir. Parçacıkların aydınlatılmasında ışık kalınlığı ve aydınlatma zamanlaması hassas olarak ayarlanabilen, 532 nm dalga boyunda ışık veren, NewWave Solo III Nd:YAG lazer kullanılmıştır. Lazerin maksimum ışık verme hızı 15 Hz dir. Maksimum performansta 50 mJ enerji ile ışıma yapabilmektedir. Parçacıkların görüntüleri lazer düzlemine dik olarak yerleştirilen 12-bit HiSense Mk II kamera ile 1344 x 1024 pixel çözünürlükte kaydedilmiştir. Kameranın maximum çözünürlüğü 1344 x 1024 pixeldir. Piksel boyutları 6.45 x 6.45 mikrometredir. Tezde sonuçları verilen deneyler 4.5 Hz çekim hızında gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'da deneylerin yapıldığı ölçüm düzeneği ait resimler gösterilmiştir.

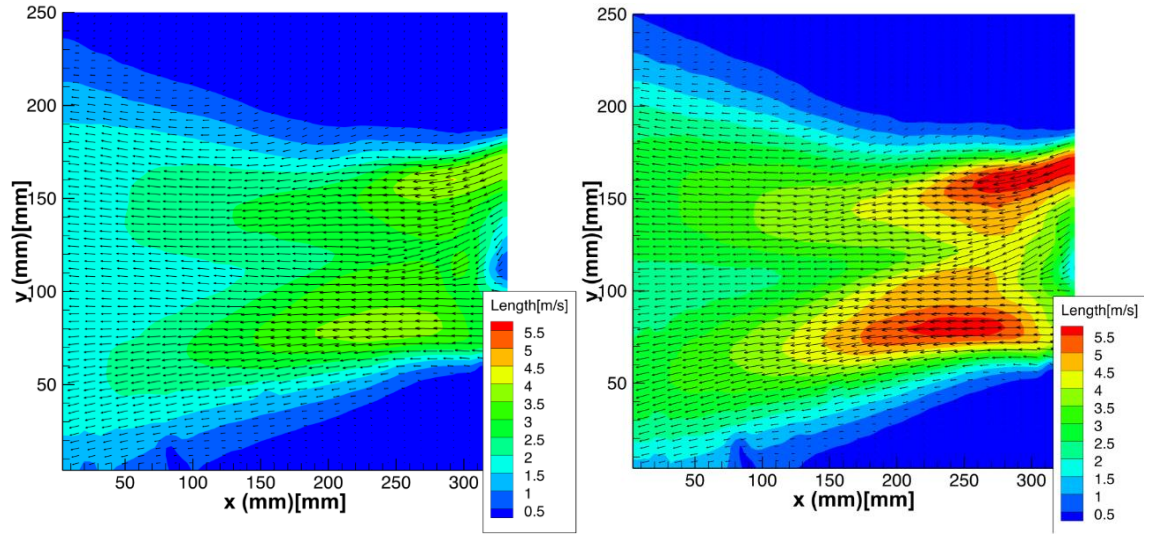


Şekil 4. 8 PIV deneyi ölçüm düzeneği



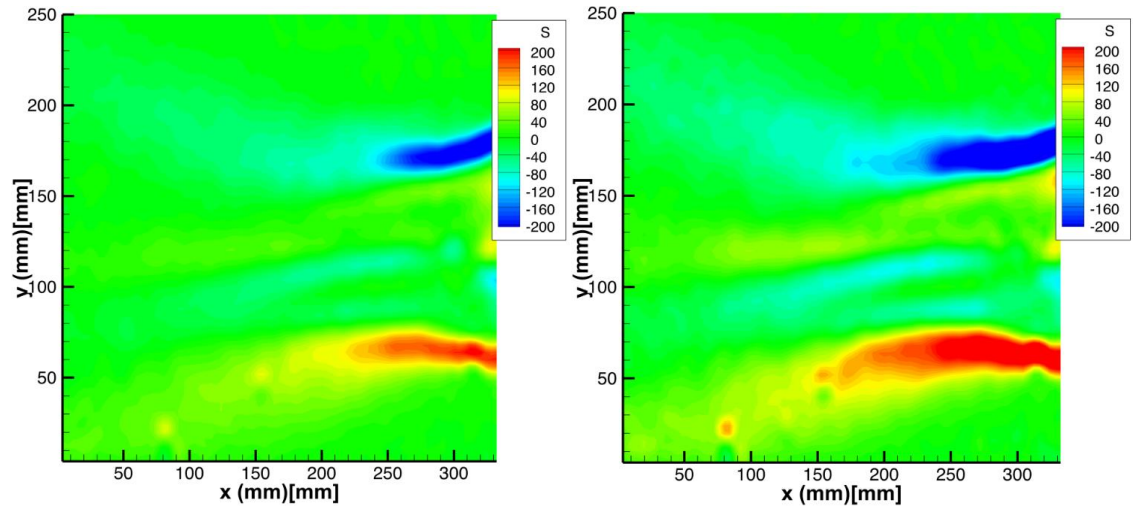
Şekil 4. 9 PIV deneyi ölçüm anı

Fanın hava yönlendirici olmadan ortalama hız dağılımları ve vortisite dağılımı incelenmiştir. Veriler, 500 resmin ortalaması alınarak proses edilmiştir. Şekil 4.10'da sırasıyla 1200rpm ve 1600rpm hızlarında fanın orijinal durumunun ortalama hız dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 4. 10 Fanın iki farklı hızdaki ortalama hız dağılımları

Şekil 4.11’de ise fanın iki farklı hızı için (1200 ve 1600rpm) vortisite dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 4. 11 Fanın iki farklı hızdaki vortisite dağılımları

SAYISAL ÇALIŞMALAR

Bu bölümde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi ile yapılan eksenel fan akış analizlerine ait sonuçlar verilmiştir. Hava debisi ve çıkış hızlarının değişimi, hava yönlendirme muhafaza yapısının parametrelerine bağlı olarak analiz edilmiştir.

Sayısal olarak yapılan akış analizi öncesinde sınır koşullarının belirlenmesinde kullanılmak üzere, fanın orjinal durumda hava yönlendirici takılmadan debi ölçümleri yapılmıştır. Yapılan analizler sonrasında optimum hava yönlendirici tasarımı yapılmış ve bir prototip hazırlanarak tasarımın doğrulanabilmesi için rüzgar tüneline debi ölçümleri tekrar edilmiştir. Sayısal analizler, debi ölçümünün yapıldığı ortam koşullarını simüle edecek şekilde hazırlanmış ve analizler için ANSYS Fluent yazılımı kullanılmıştır. Başlangıç geometrisi oluşturulduktan sonra optimum ağ elemanı sayısı belirlenmiş ve en iyi yakınsamayı veren ve akış tipine en uygun türbülans modeli belirlenerek analizlere devam edilmiştir.

5.1 Korunum Denklemleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizlerinde süreklilik ve momentum denklemlerinin çözülmesi ile akış dağılımları ve debiler tahmin edilmektedir. Enerji denklemleri ise genellikle akışın ısı transferi içermesi durumunda dahil edilmektedir. Bu denklemler ayrıştırılarak sonlu hacime uygulanır ve akış hızlarının dahil olduğu detaylı bir çözüme ulaşılır.

Akış analizlerinde kullanılan denklemler aşağıdaki verimştir.

Süreklilik denklemi;

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (5.1)$$

şeklinde ifade edilir.

Momentum denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\bar{\tau}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (5.2)$$

olacak şekilde yazılır.

Buradaki “p” değeri statik basıncı, $\bar{\bar{\tau}}$ değeri gerilim tensörünü $\vec{g}$ ve $\vec{F}$ ise yerçekimi kuvvetini ve dış kuvveti ifade etmektedir.

Gerilim tensörü ayrıca şu şekilde de yazılabilmektedir:

$$\bar{\bar{\tau}} = \mu[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I] \quad (5.3)$$

x-yönündeki momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v u) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (5.4)$$

y-yönündeki momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w v) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (5.5)$$

z-yönündeki momentum denklemi

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u w) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v w) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w w) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (5.6)$$

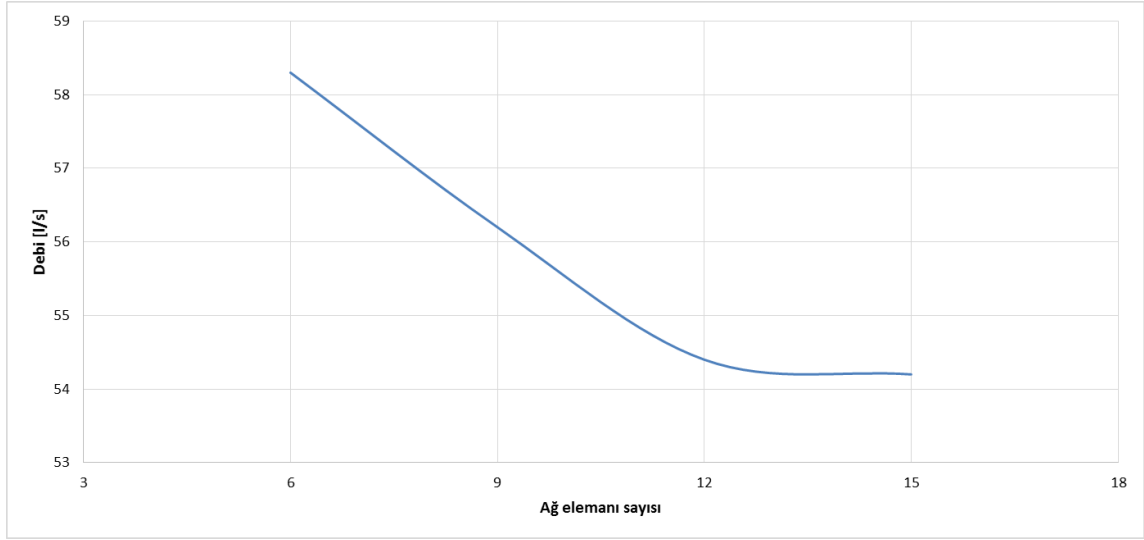
Ansys Fluent analiz programında yapılan çalışmalarda SIMPLE algoritması ile çözümler elde edilmiştir.

5.2 Ağ Eleman Sayısından Bağımsızlaştırma

HAD analizlerinde sonuçlara etki edebilecek en önemli parametrelerin başında ağ tipi, uygunluğu, yapısı ve sayısı gelmektedir. Uygun ağ elemanı sayısı ve sınır koşulları ile modelin çözüm süresi ve doğruluğu da o oranda iyileşme göstermektedir.

Bu sebeplerden ötürü farklı ağ elemanı sayılarında dört farklı analiz yapılmıştır. Burada amaçlanan ağ sayısının çıkış debisi üzerindeki etkisini görmek ve modeli ağ sayısından bağımsız bir şekilde doğru çözebilmektir. Bu çalışmada 6×10^6 , 9×10^6 , 12×10^6 ve 15×10^6 ağ sayısı olmak üzere dört farklı analiz yapılmıştır.

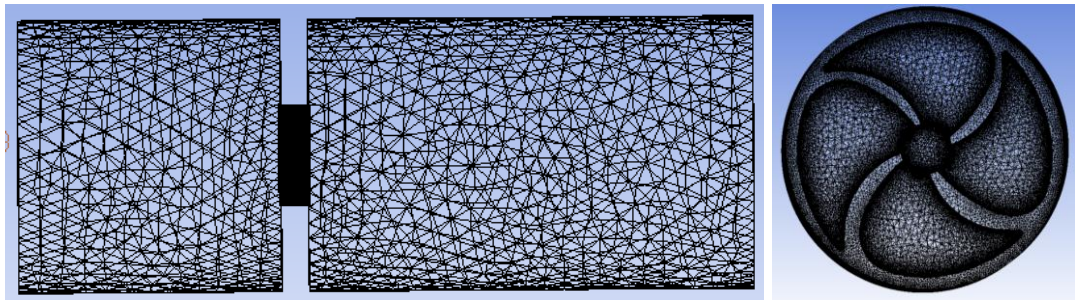
Şekil 5.1’de ağ elemanı sayısının debi üzerine etkisi gösterilmiştir.



Şekil 5. 1 Ağ elemanı sayısının debiye etkisi

Hem hesaplama süresi hem de analizlerin doğruluğu göz önüne alındığında 12.000.000 ağ sayısına sahip modelle devam edilmesine karar verilmiştir.

Analizlere başlamadan önce fanın akış hacmi çıkarılmış ve yaklaşık 12 milyon ağ elemanı atılmıştır. Şekil 5.2’de ağ elemanı yapısı gösterilmiştir.



Şekil 5. 2 Analizlerde kullanılan ağ elemanı yapısı

5.3 Türbülans Modelleri ve Modelin Belirlenmesi

Literatüre bakıldığı zaman analizlerde kullanılacak türbülans modelinin tecrübeye ve tanımlanan sınır koşulları için deneysel sonuçlarla en çok yakınsayan modele göre seçildiği görülmektedir.

Türbülans modeli seçilirken uygulanacak akış tipine ve geometriye, kullanılacak bilgisayarın özelliklerine, çözüm süresinin ekonomik olmasına ve deneysel sonuçlarla olan doğruluğa bağlı olarak karar verilmektedir. Akış uygulamalarında yaygın olarak kullanılan Standart, RNG ve Realizable k-ε ile Standart ve SST k-ω modelleri incelenmiştir.[17][18]

5.3.1 k-ε Türbülans Modelleri

Türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun kayıp oranı “dissipasyon” (ε) için yazılan iki adet transport denklemini Navier-Stokes denklemlerine ek olarak çözülmektedir. ε’un gerçek transport denkleminin eldesi Navier-Stokes denklemlerinden mümkündür. Ancak bu denklem son derece karmaşıktır ve çok fazla bilinmeyişi içermektedir. Araştırmacılar bu denklem yerine çok daha sadeleştirilmiş bir hali olan modellenmiş ε denklemini türbülans modellerinde kullanılmak üzere adapte etmişlerdir. Sonuç olarak, modellenmiş ε transport denklemi, k transport denklemine benzer bir formda ve basitleştirilmiş biçimde kullanılmaktadır. [18]

k- ε modellerinde türbülans viskozitesi,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.7)$$

formunu almaktadır ve buradaki C_μ ifadesi türbülans modeli sabitidir.

5.3.1.1 Standart k-ε Türbülans Modeli

İki denklemlili türbülans modelleri arasında ekonomikliğı ve pek çok akış olayında kabul edilebilir doğrulukta sonuç vermesi açısından yaygın olarak kullanılan bir modeldir. Türbülans kinetik enerjisi (k) ve kayıp oranı (ε) için yazılan iki adet transport denkleminin çözümü ve türbülans viskozitesinin hesabını içerir. Kaldırma kuvvetleri etkisi ihmal edildiğinde, bu transport denklemleri k ve ε için sırası ile

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (5.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (5.9)$$

şeklinde yazılabilir. Difüzivite terimleri,

$$\Gamma_\varepsilon = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \text{ ve } \Gamma_k = \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \quad (5.10)$$

Hız gradyanından kaynaklanan türbülans kinetik enerjisini üretimini ifade eden terim

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (5.11)$$

olup burada türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi ve onun kayıp oranı cinsinden

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.12)$$

yazılabilir.

5.3.1.2 RNG k-ε Türbülans Modeli

RNG k-ε türbülans modeli Yakhot ve Orszag [16] tarafından 1986 yılında düşünülmüş ve geliştirilmiştir. Yine iki denklemle bir model olup esas itibariyle Navier-Stokes denklemlerinden türetilmiştir. Bu modelde k ve ε için transport denklemleri denklem (5.8) ve denklem (5.9)'deki gibi yazılabilir. Temel farkı sabitlerin farklı olması ve ilave terimlerin gelmesidir. RNG k-ε türbülans modelinde (5.8) ve (5.9) ifadelerinde bulunan difüzivite terimleri aşağıdaki gibi olur:

$$\Gamma_\varepsilon = \alpha_\varepsilon \mu_e, \quad \Gamma_k = \alpha_k \mu_e \quad (5.13)$$

Burada akışkanın viskozitesi ile türbülans viskozitesinin toplamı olan efektif viskozite

$$\mu_e = \mu + \mu_t \quad (5.14)$$

olup aşağıdaki adi diferansiyel denklemin çözümünden elde edilir.

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\mu_e / \mu}{\sqrt{(\mu_e / \mu)^3 - 1 + C_v}} d(\mu_e / \mu) \quad (5.15)$$

Bu denklem düşük Re sayısı etkilerini hesaba katmayı sağlamaktadır. RNG k- ε modelinin, standart k- ε modeline göre en büyük farkı, ε denklemine ilave olarak gelen bu R terimidir. Bu terim,

$$R = \frac{c_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (5.16)$$

ifadesiyle hesaplanır. Bu ifade denklem (B)'de yerine konulursa denklemin sağındaki 3. terim ile birleştiğinde transport denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.17)$$

şekline dönüştürülür, bu durumda

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{c_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (5.18)$$

olur. Bu denklemde η türbülans kinetik enerjisinin üretimi ve kayıp oranının fonksiyonu olup,

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (5.19)$$

halini alır. Buradaki S terimi, standart k- ε modelinde olmayan, yüksek kayma oranları ve akım çizgisi eğriliklerini göz önüne alması açısından önemlidir. Kayma oranının kuvvetli olduğu durumlarda kayıp artmakta, bu da türbülans viskozitesini ve k değerini azaltmakta yani akıştan daha az enerji çekilmesine yol açmaktadır.

5.3.1.3 Realizable k- ε Türbülans Modeli

Realizable k- ε modeli, standart k- ε modelinden farklı olarak türbülans viskozitesi için alternatif bir formülasyon içermektedir. Yapılan değişiklikler standart k- ε modeline göre, özellikle akış özelliklerinin türbülanslı olduğu bölgelerde iyileştirmeler sağlamaktadır. Ansys programının kullanıcı ve teori rehberlerine göre son yıllarda yapılan çalışmalarda Realizable k- ε modelinin ayırık akış modellerinin çözümünde k- ε modelleri içerisinde en iyi performansı sağlayan model olduğu belirtilmektedir. [18]

5.3.2 k- ω Türbülans Modelleri

k- ω modelinin bazı durumlar için k- ϵ modeline göre daha avantajlı olduğu bilinmektedir. En önemli avantajının viskoz alt tabaka boyunca ek herhangi bir koşul dahil edilmeden denklemin uygulanabilir olması olarak söylenmektedir. Ayrıca k- ω modelinin ile özellikle ters basınç gradyenlerinden oluşan sınır koşullarının hesaplanmasında iyi sonuç verdiği görülmektedir. [17][18]

5.3.2.1 Standart k- ω ve SST k- ω Türbülans Modelleri

Standart k- ω modeli, sıkıştırılabilirlik ve düşük Reynolds sayısı etkileri üzerine modifikasyonlar içeren Wilcox k- ω modeline dayanmaktadır. Bu modelin serbest akışların çözümündeki hassasiyeti iyi değildir.

Shear Stress Transpor (SST) k- ω modeli ise, serbest akışlı durumlardan etkilenmeyen ve özellikle duvara yakın bölgeler için daha doğru formülasyonları içerecek şekilde Menter tarafından geliştirilen bir modeldir. SST k- ω türbülans modeli, standart k- ω türbülans modelinin özelliklerini de taşımaktadır. Modeldeki türbülans viskozitesinin tanımı, türbülanstaki kesme geriliminin iletimini hesaplayacak şekilde değiştirilmiştir.

Bu modellerde türbülans kinetik enerjisi (k) ve onun özgül yayılma hızı (ω) tanımlanmaktadır. Bu modellere göre türbülans viskozitesi aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\omega = \frac{\epsilon}{c_\mu k} \quad (5.20)$$

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (5.21)$$

k- ω türbülans modelinde iki boyutlu daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial \overline{\rho u k}}{\partial x} + \frac{\partial \overline{\rho v k}}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu_t \Phi - C_\mu \rho k \omega \\ &+ \frac{c_4 \beta \mu_t}{\sigma_k} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (5.22)$$

ve türbülans kinetik enerji özgül yayılma hızı denklemi,

$$\frac{\partial \overline{u}\omega}{\partial x} + \frac{\partial \overline{v}\omega}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) + \gamma \rho \Phi - \beta' \rho \omega^2 + \frac{(1-c_3)\beta\rho}{\sigma_t} \left(g \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (5.23)$$

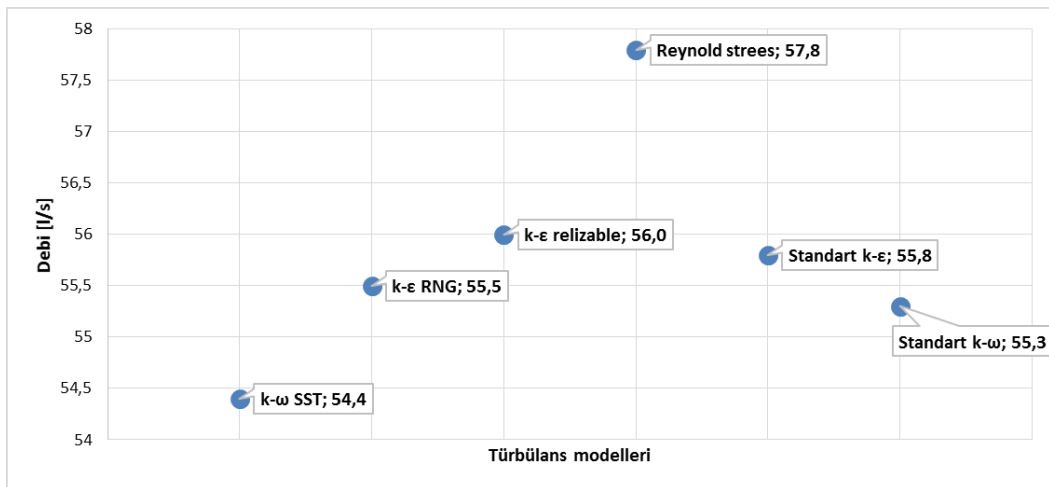
şeklinde ifade edilmektedir [Wilcox-David,1998]. Cidara yakın bölgelerde k- ω türbülans modelinin diğer modellere göre avantajları söz konusudur.

5.3.3 Türbülans Modelinin Belirlenmesi

Analizlerin doğrulanması, deneysel verilere göre sonuçların incelenmesi ve karşılaştırılmasıyla yapılmaktadır. Yapılan çalışmadaki en önemli veri hava yönlendirme muhafaza yapısının geometrisine bağlı olarak değişen debi miktarıdır. Analiz edilen türbülans modelleri içerisinde en yakın debi değerini veren ve yakınsamayı en hızlı şekilde yapabilen model ile analizlere devam edilmiştir.

Türbülans, yüksek Reynolds sayısının olduğu durumlarda, akışın 3 boyutlu ve kararsız şekilde hareket etmesiyle oluşmaktadır. Teknik olarak akışkanın düşük viskozitesinden kaynaklanmaktadır. Normal koşullarda türbülans, Navier Stokes denklemleri olarak tanımlanabilir ancak hesaplamaların yapılacağı bilgisayarlar için yüksek CPU özellikleri gerektirdiğinden bu denklemler bir takım filtrelerden sonra kullanılabilir.

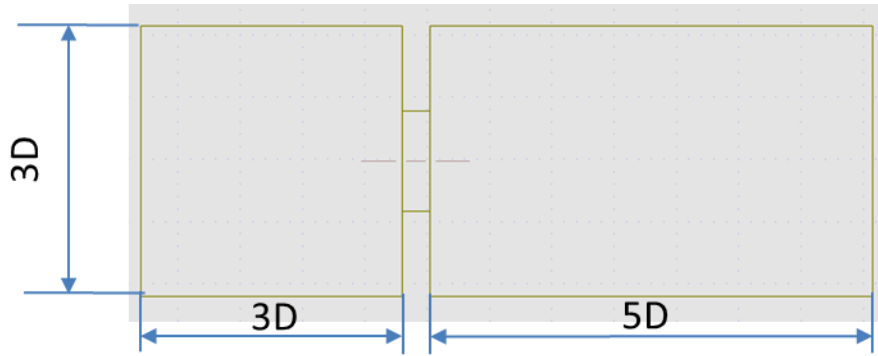
Yapılan çalışmada en iyi yakınsama ve debi değerine, k- ω SST türbülans modelinde ulaşılmıştır. Şekil 5.3'te türbülans modellerinin birbirine göre karşılaştırılmalı grafiği verilmiştir.



Şekil 5. 3 Türbülans modellerinin kıyaslanması

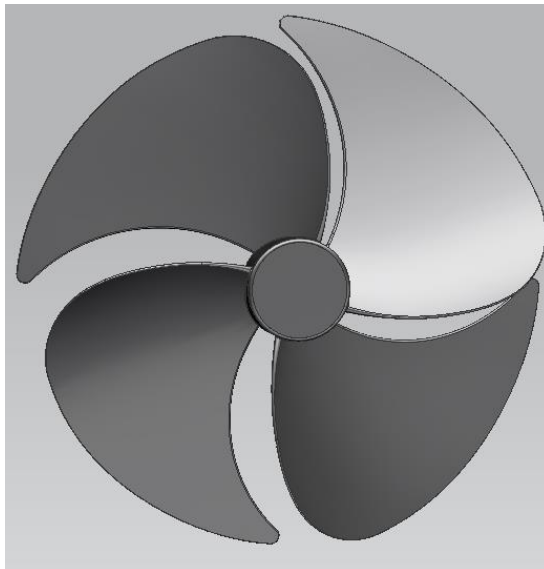
5.4 Eksenel Fan ve Hava Yönlendirme Muhafaza Yapılarının HAD Analizi

Rüzgar tünelineki ölçümü simüle edecek şekilde akış hacmi oluşturulmuştur. Fanın giriş ve çıkış hacimlerine uzaklıkları literatüre uygun olarak ayarlanmıştır. Giriş ve çıkış hacimlerinin uzunluğu analiz yapılırken gözlenen yakınsama problemlerine bağlı olarak belirlenmiş ve giriş ve çıkış hacimleri uzatılarak yakınsama problemleri en aza indirgenmiştir. Aynı zamanda akış oluşumu ve duvar etkisi de gözetilerek giriş hacmi fan çapının 3 katı ve çıkış hacmi fan çapının 5 katı olacak şekilde belirlenmiştir. Şekil 5.4'te şematize olarak akış hacmi gösterilmiştir.



Şekil 5. 4 Akış hacminin şematize edilmiş gösterimi

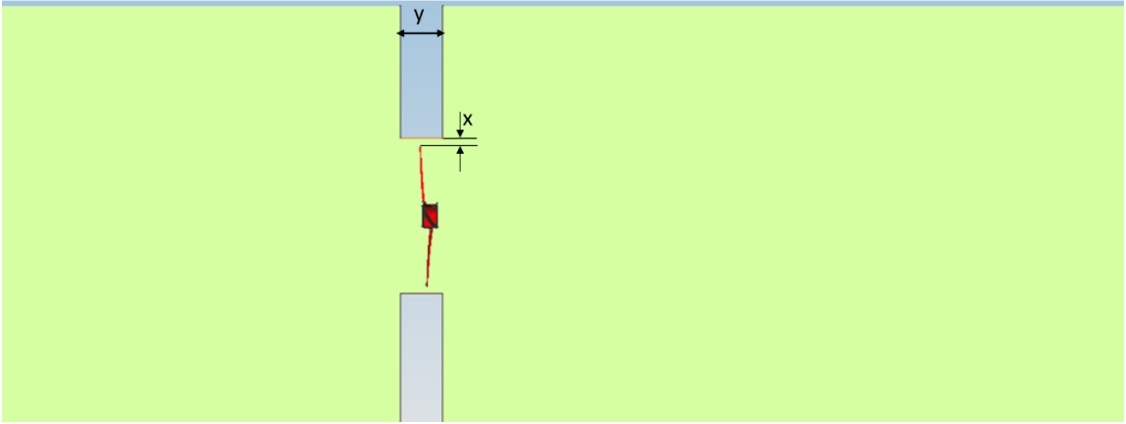
Analizlerde dört kanatlı 145mm çapında eksenel fan kullanılmıştır. Eksenel fan Şekil 5.5'te gösterilmiştir.



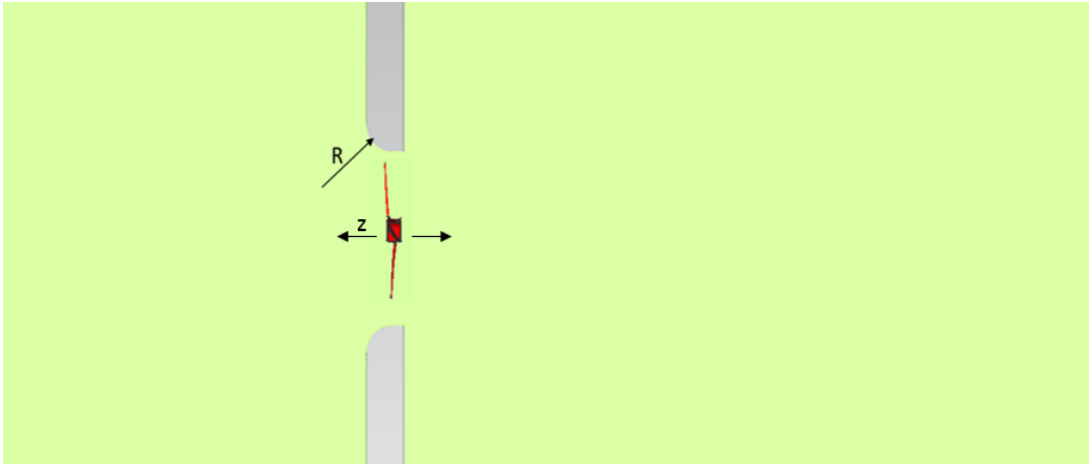
Şekil 5. 5 Analizlerde kullanılan eksenel fan

Bu bölümde hava yönlendirici tasarım parametreleri değiştirilerek yapılmış olan hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri ve sonuçları incelenmektedir.

Hava yönlendirici tasarımının çıkış debisi ve ses gücü düzeyine etkisi literatürde araştırılmış ve tasarımına etki eden parametreler seçilerek tasarıma başlanmıştır. Bu parametreler: hava yönlendirici ile fan kanadı arasındaki mesafe(x), hava yönlendircinin kalınlığı (y), fanın hava yönlendirici içerisindeki konumu (z) ve hava yönlendirici giriş yarıçapı (R) olarak verilebilir. Sırasıyla Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de parametreler gösterilmiştir.



Şekil 5. 6 x ve y parametrelerinin gösterimi

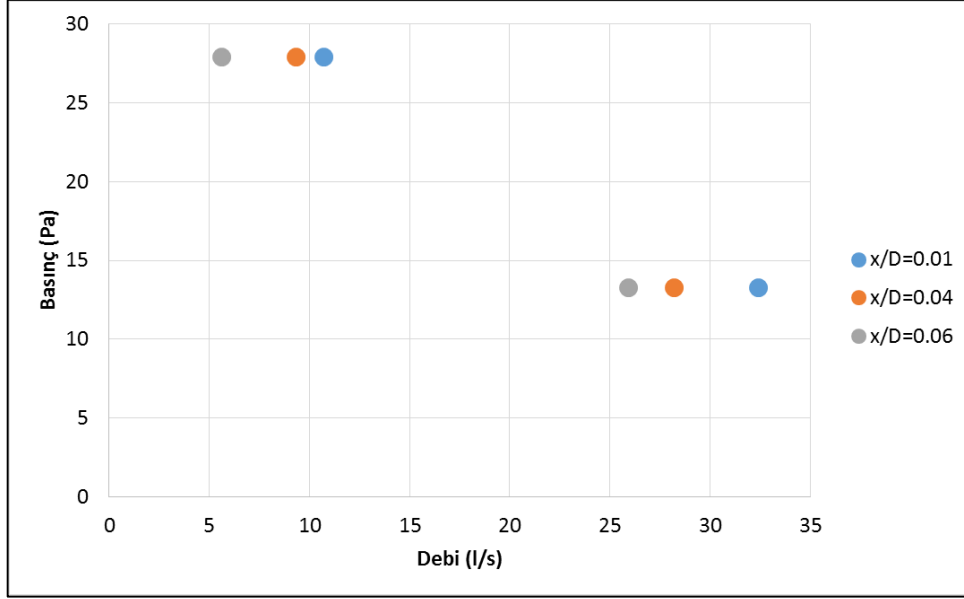


Şekil 5. 7 z ve R parametrelerinin gösterimi

Parametrelerin öncelikle tek başlarına etkileri incelenmiştir. Örneğin x parametresi değişik değerlerde analiz edilirken y , z ve R parametresi sabit tutulmuştur. Bu şekilde kontrollü bir biçimde analizler gerçekleştirilmiştir.

5.4.1 Kanat Ucu ile Hava Yönlendirici Arası Mesafe

Bu bölümde kanat ucu boşluğunun akışa ve çıkış debisine etkisi incelenmiştir. 3 farklı mesafe için iki farklı basınç değerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada x değeri değiştirilirken $y/D=0.3$, $z/D=0.15$ ve $R=0$ alınmıştır. x/D değeri sırasıyla 0.01, 0.04 ve 0.06'dır. Şekil 5.8'de debinin x/D sabitine bağlı olarak değişimi grafiksel olarak gösterilmiştir.

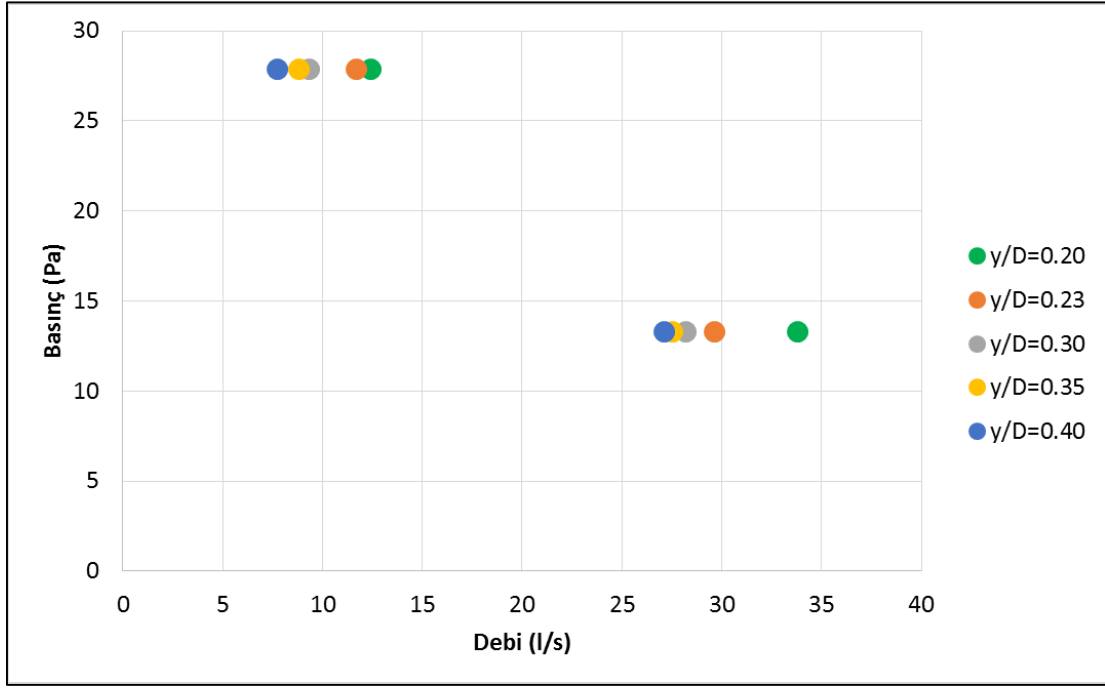


Şekil 5. 8 Kanat ucu ile hava yönlendirici arasındaki mesafenin debi üzerine etkisi

Şekil 5.8 incelendiği zaman kanat ucu boşluğunun artışı debiyi olumsuz olarak etkilemektedir. En iyi debiyi veren konfigürasyon, kanat ucunun hava yönlendiriciye en yakın olduğu durumdur. $x/D=0.01$ olduğu durumda basınç 13.3 Pa iken debi 32.4 l/s olarak hesaplanmıştır.

5.4.2 Hava Yönlendirici Kalınlığı

Bu kısımda, hava yönlendirici kalınlığının akış oluşumuna ve çıkış debisine etkisi incelenmiştir. 5 farklı kalınlık için iki farklı basınç değerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada y değeri değiştirilirken $x/D=0.04$, $z/D=0.15$ ve $R/D=0$ alınmıştır. y/D değeri sırasıyla 0.2, 0.23, 0.3, 0.35 ve 0.40'tır. Şekil 5.9'da debinin y/D sabitine bağlı olarak değişimi grafiksel olarak gösterilmiştir.



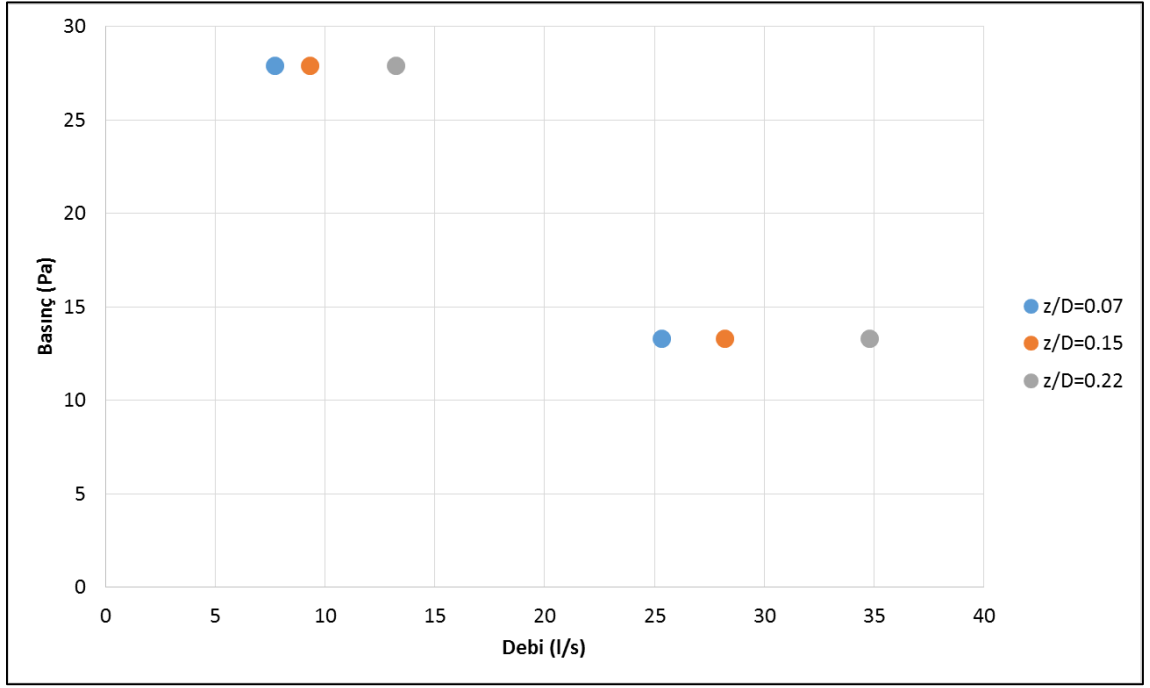
Şekil 5. 9 Hava yönlendirici kalınlığının debi üzerine etkisi

Şekil 5.9 incelendiğinde hava yönlendirici yapısının kalınlığının artması debiyi negatif olarak etkilemektedir. Bunun en büyük sebeplerinden birisi kalınlığın artışıyla birlikte akış oluşumunu olumsuz etkilemesidir. Aynı zamanda hava yönlendirici kalınlığının azalmasıyla kanatlarda oluşan türbülans yoğunluğunun azaldığı gözlenmiştir.

Grafik incelendiği zaman en iyi debiyi hava yönlendiricinin kalınlığının en düşük olduğu durumda verdiği görülmüştür. Buna göre $y/D=0.20$ olduğu durumda basınç 13.3 Pa iken debi 33.8 l/s hesaplanmıştır.

5.4.3 Fanın Hava Yönlendirici İçerisindeki Konumu

Bu bölümde, fanın hava yönlendirici içerisindeki konumunun akış oluşumuna ve çıkış debisine etkisi incelenmiştir. 3 farklı konum için iki farklı basınç değerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada z değeri değiştirilirken $x/D= 0.04$, $y/D=0.3$ ve $R/D=0$ alınmıştır. z/D değeri sırasıyla 0.07, 0.15 ve 0.22'dir. Şekil 5.10'da debinin z/D sabitine bağlı olarak değişimi grafiksel olarak gösterilmiştir.



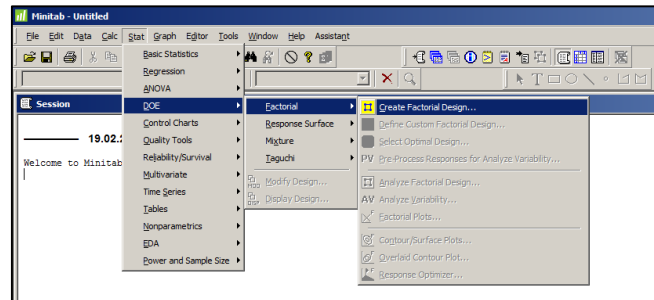
Şekil 5. 10 Fanın hava yönlendirici içerisindeki konumunun debi üzerine etkisi

Şekil 5.10 incelendiğinde fanın hava yönlendiricinin çıkış bölgesine yaklaştıkça debinin artışı olumlu etkilendiği görülmektedir. Buna göre en fazla debiyi veren durum $z/D=0.22$ olduğunda basınç 13.3 Pa iken debi 34.8 l/s hesaplanmıştır.

5.4.4 Analiz Planı ve Tasarım Optimizasyonu

Önemli üç parametrenin kendi içerisinde analizleri yapıldıktan sonra, bu parametrelerin sonuçlar ve birbirileri üzerindeki etkileri kontrollü bir biçimde ortaya konulmuştur. Bu istatistiksel çalışma için Minitab Programı'nda DOE (Design of Experiment) paketi kullanılmıştır.

Şekil 5.11'de Minitab programında kullanılan arayüz gösterilmiştir.



Şekil 5. 11 Faktöriyel deney tasarımı [15]

Çizelge 5.1’de görüldüğü gibi; x parametresi 1.5-6 mm aralığında, y parametresi 30-44 mm aralığında, z parametresi ise 22-33 mm aralığında olacak şekilde çalışma parametrelerinin minimum ve maksimum değerleri belirlenmiştir.

Çizelge 5. 1 Analiz parametreleri

Parametreler	Minimum değer	Maksimum değer
X Kanat ucu mesefesi(mm)	1,5	6
Y Yönlendirici Kalınlığı(mm)	30	44
Z Fanın konumu(mm)	22	33

Çalışma kapsamında tam faktöriyel bir deney tasarımı oluşturmuştur. Analiz parametrelerinin minimum ve maksimum değerleri, öncül analiz sonuçlarının yanı sıra geometrik kıstaslar ve üretilebilirlik göz önüne alınarak belirlenmiştir. Ayrıca minimum ve maksimum değerlerin yanı sıra, bu değerler arasındaki etkileşim hakkında da fikir sahibi olmak için orta noktalar da incelenmiştir.

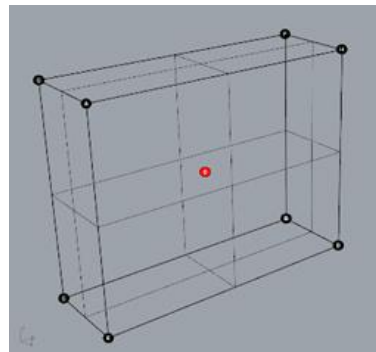
Full Factorial Design

```
Factors: 3 Base Design: 3; 8
Runs: 9 Replicates: 1
Blocks: 1 Center pts (total): 1
```

All terms are free from aliasing.

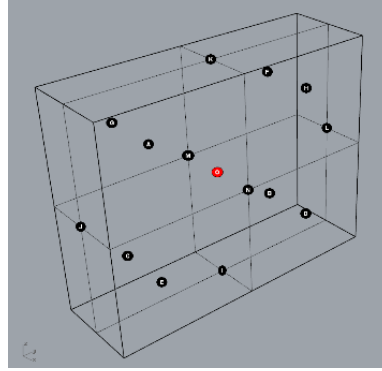
Şekil 5. 12 Tam faktöriyel deney tasarımı

Şekil 5.13’te; üç farklı parametreyle, bir adet merkez noktayı içeren tam faktör bir deney tasarımının detayları verilmiştir. Deney tasarımında kontrollü bir biçimde, tüm parametreler birbiriyle eşleştirilerek analiz edilmiş ve sonuçlar işlenmiştir. Öncelikli olarak belirlenen hesaplama uzayı incelemiştir. İncelenen hesaplama uzayı Şekil 5.14’te gösterilmiştir.



Şekil 5. 13 Öncül belirlenen hesaplama uzayı

Şekil 5.14'te gösterilen 8 noktanın ve 1 orta noktanın analizleri yapılmıştır. Analiz sonuçları incelendiği zaman eğrisellik gözlenmiştir. Hesaplama güvenilirliğini arttırmak için 6 adet yıldız nokta eklenerek çalışmaya devam edilmiştir. Eklenen yıldız noktalara göre elde edilen hesaplama alanı Şekil 5.15'te gösterilmiştir.



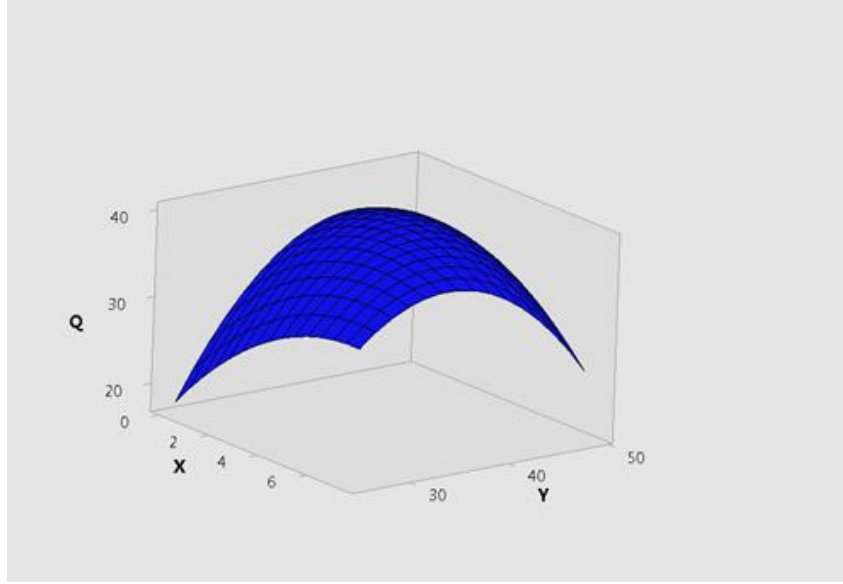
Şekil 5. 14 Yıldız noktaların eklendiği hesaplama uzayı

Yıldız noktalar eklendikten sonra elde edilen modelin güvenilirliği %86 seviyesindedir. Çizelge 5.2'de yıldız noktalar da dâhil incelenen parametreler gösterilmiştir.

Çizelge 5. 2 İncelenen tasarım parametreleri

Deney No	x (mm)	y (mm)	z (mm)
1	6	30	33
2	1,5	44	22
3	1,5	30	22
4	6	44	22
5	3,75	37	27,5
6	6	30	22
7	1,5	44	33
8	1,5	30	33
9	6	44	33
10	3,75	37	18,5185
11	3,75	25,569	27,5
12	3,75	37	36,4815
13	3,75	48,431	27,5
14	3,75	37	27,5
15	0,07575	37	27,5
16	3,75	37	27,5
17	3,75	37	27,5
18	7,42425	37	27,5

Daha sonrasında “tepki yüzeyi analizi” yöntemi kullanılarak analizler yapılmış ve bunun sonucunda maksimum debiyi verecek şekilde bir optimum konfigürasyon elde edilmiştir. Burada $z=28.4979\text{mm}$ sabit olarak alındığında, x ve y parametreleri açısından elde edilen çözüm uzayı Şekil 5.16’da gösterilmiştir.



Şekil 5. 15 Elde edilen optimum konfigürasyon

Şekil incelendiği zaman debinin x ve y parametrelerine göre değişimi görülmektedir. Buna göre elde edilen optimum konfigürasyonun değerleri Çizelge 5.3’te gösterilmiştir.

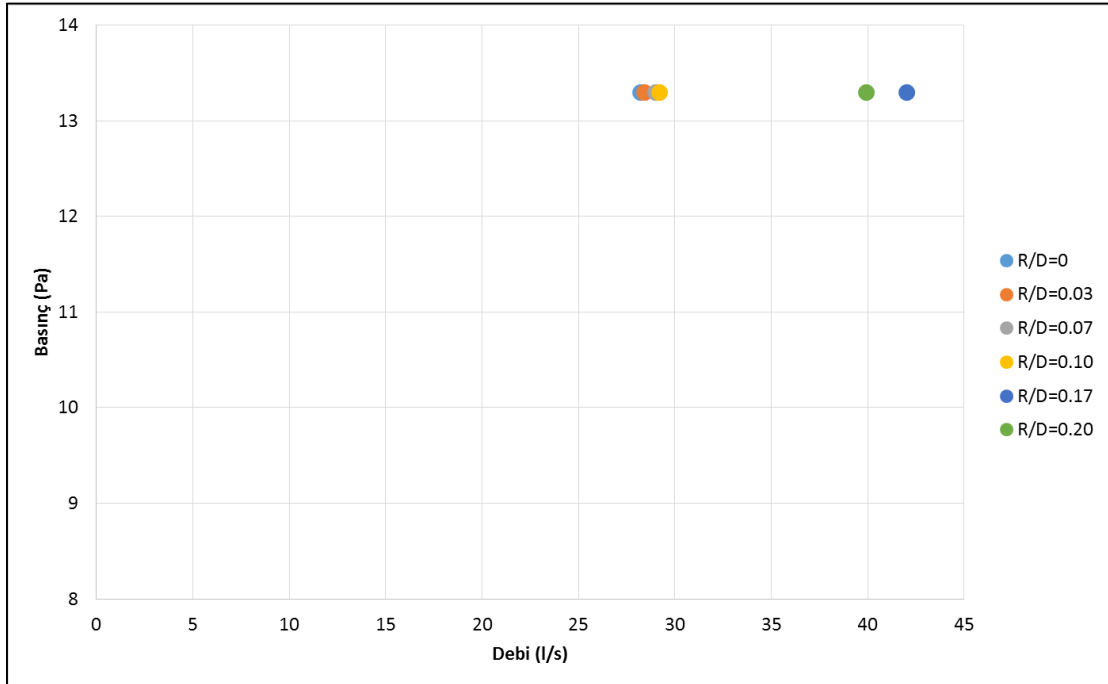
Çizelge 5. 3 Optimize edilmiş tasarım parametreleri

Optimize Edilmiş Tasarım Parametreleri		
x (mm)	y (mm)	z (mm)
4,0098	38,279	28,4979

5.4.5 Hava Yönlendirici Giriş Yarıçapı

Optimizasyon çalışmasından sonra belirlenen optimum tasarıma, hava yönlendirici tasarımının en önemli parametrelerinden birisi olan yönlendiricinin giriş yarıçapı da eklenmiş ve farklı yarıçapların akış oluşumuna ve çıkış debisine etkisi incelenmiştir. 6 farklı konum için 13.3 Pa basınç değerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada R değeri değiştirilirken $x/D=0.04$, $y/D=0.3$ ve $z/D=0.15$ alınmıştır. R/D değeri

sırasıyla 0, 0.03, 0.07, 0.10, 0.17 ve 0.20'dir. Şekil 5.11'da debinin R/D sabitine bağlı olarak değişimi grafiksel olarak gösterilmiştir.



Şekil 5. 16 Hava yönlendirici giriş yarıçapının debi üzerine etkisi

Şekil 5.11 incelendiğinde hava yönlendirici giriş yarıçapının belirli bir noktaya kadar debiyi olumlu etkilediği R/D=0.17'den sonra ise debinin düştüğü görülmektedir. Bu sonuçlara göre R/D=0.17 ve basınç 13.3 Pa iken debi 42 l/s hesaplanmıştır.

Hava yönlendirici giriş yarıçapının da etkisi incelendikten sonra son tasarım elde edilmiştir. Çizelge 5.4'te nihai tasarım parametresi ve elde edilen debi değeri gösterilmiştir.

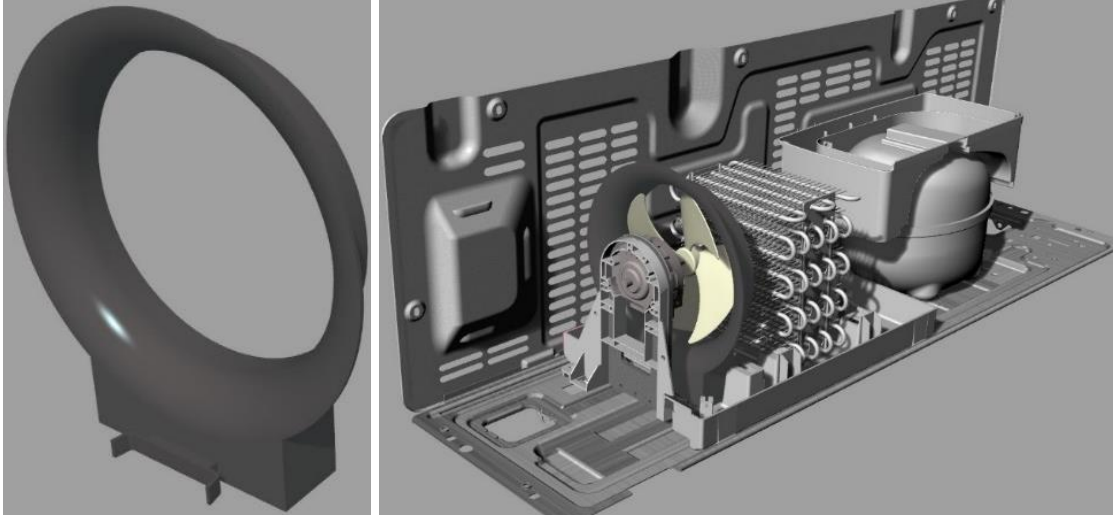
Çizelge 5. 4 Nihai tasarım parametreleri ve elde edilen sonuç

Nihai Tasarım Parametreleri				
x (mm)	y (mm)	z (mm)	R (mm)	Debi (l/s)
4,0098	38,279	28,4979	25	42,21

SONUÇ ve ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

Yapılan sayısal çalışmalar sonucunda elde edilen optimum tasarım parametreleri kullanılarak bilgisayar destekli tasarım (CAD) programı olan NX 9 kullanılarak hava yönlendirici tasarımı yapılmıştır. Hava yönlendirici tasarımı Şekil 6.1 'de gösterilmiştir. Tasarım incelendiği zaman, kanat ucu ile hava yönlendirici arası mesafe 4.0098mm, hava yönlendirici kalınlığı 38.279mm, fanın hava yönlendirici içerisindeki konumu 28.4979mm ve hava yönlendiricinin giriş yarıçapı 25mm'dir.



Şekil 6. 1 Hava yönlendirici CAD tasarımı

Bilgisayar destekli tasarım aşaması bittikten, sonra akış görüntüleme, akustik ve debi ölçüm deneyleri için prototip yaptırılmıştır. Hızlı prototipleme tekniği ile SLA'dan yapılan prototip Şekil 6.2'de gösterilmiştir.



Şekil 6. 2 SLA'dan yapılmış hava yönlendirici prototipi

Optimum tasarımın hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri sonucunda çıkış debisi 42.2l/s bulunmuştur. Hava yönlendirici tasarımının çıkış debisine etkisini incelemek için rüzgar tüneli test düzeneği kullanılmıştır. Şekil 6.3'te hava yönlendirici ve fanın debi ölçüm düzeneğindeki yerleşim gösterilmiştir.



Şekil 6. 3 Hava yönlendirici ve fanın debi ölçüm düzeneğindeki yerleşimi

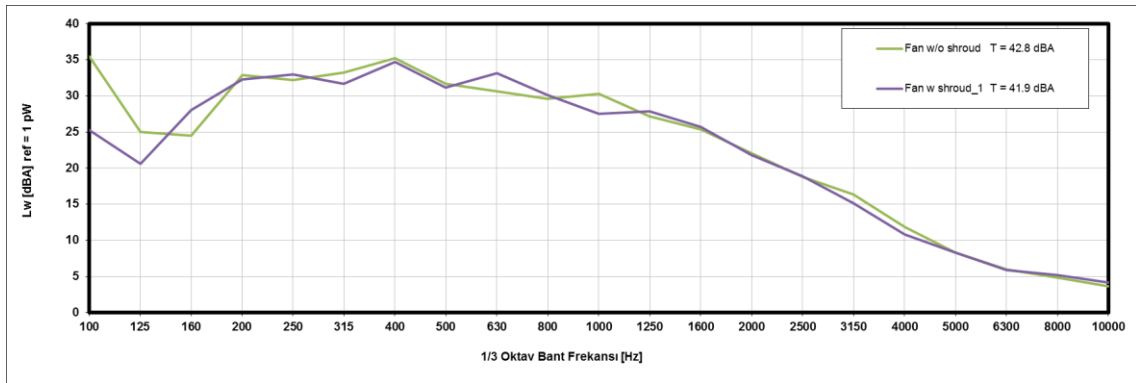
Rüzgar tüneline yapılan debi ölçüm sonuçlarına göre hava yönlendirici kullanılan fanın çıkış debisinin 39.3l/s olduğu görülmüştür. Çizelge 6.1’de 13.3Pa basınç için hava yönlendirici olan ve olmayan durumların debi sonuçları gösterilmiştir.

Çizelge 6.1 Hava yönlendirici ve solo fanın debi sonuçları

Konfigürasyon	Basınç (Pa)	Debi (l/s)
Fan orijinal durum	13,3	34,3
Fan ve hava yönlendirici		39,3

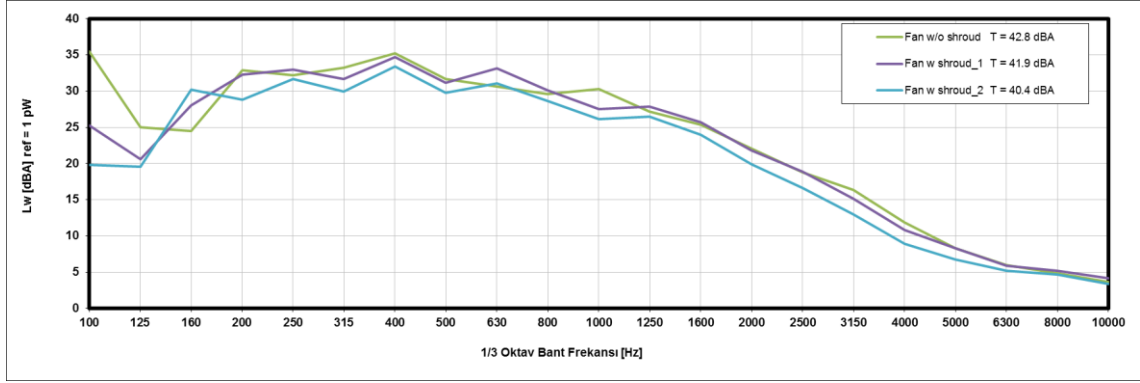
Çizelge 6.1 incelendiği zaman hava yönlendiricinin çıkış debisini arttırdığı görülmüştür. Sadece fan kullanılan duruma göre %14.5 debi artışı elde edilmiştir.

Optimum tasarımın sayısal sonuçlara göre çıkış debisi 42.2l/s iken, deneysel sonuçlara göre 39.3l/s’dir. Sayısal sonuçlar ile karşılaştırıldığında %7’lik bir fark olduğu görülmektedir. Bu farkın oluşmasının sebeplerinden birisi, sayısal çözümlerde fan motorunun modellenmemiş olmasıdır. Öte yandan üretim toleransları ve deney düzeneğine yerleştirmek için kullanılan bağlantı elemanlarının da debiyi düşürdüğü ve bu sebeplerden ötürü sayısal sonuçlar ile deneysel sonuçlar arasında bir miktar fark oluştuğu görülmüştür. Rüzgar tüneline debi ölçüm çalışmaları yapıldıktan sonra, IEC 60704-2-14 standardına uygun olarak, yarı yansız akustik odada solo fan ses gücü düzeyi ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Hava yönlendirici kullanılmadığı orijinal durumda fanın ses gücü düzeyi 42.8 dBA ölçülmüştür. Tasarlanan hava yönlendirici kullanılıp ölçüm tekrarlandığı zaman ses gücü düzeyi 41.9 dBA’ye düşmüştür. Bu iki duruma ait spektrum Şekil 6.4’te gösterilmiştir.



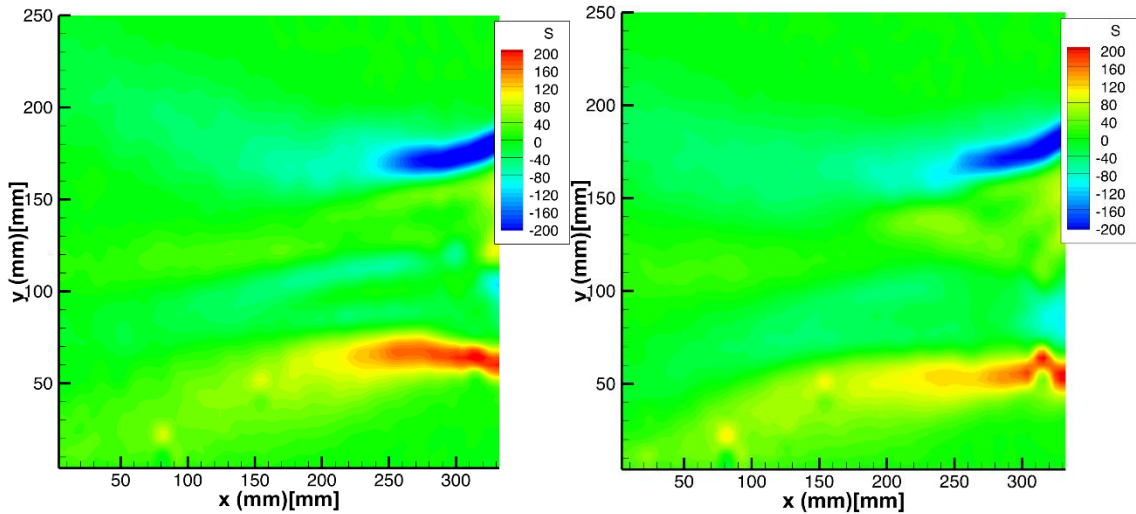
Şekil 6. 4 Fan orijinal durum ve hava yönlendiricili durum SGD spektrumu

Hava yönlendirici tasarımı sonucu çıkış debisi 34.3 l/s'den 39.3 l/s'ye çıkmıştır. Buna göre fanın hızı yavaşlatılarak yine 34.3 l/s debi verecek konfigürasyonda ses gücü düzeyi ölçümü yapılmıştır. Bu ölçüm sonucuna göre aynı debiyi verecek şekilde hava yönlendirici kullanıldığı zaman ses gücü düzeyi 40.4 dBA'dır. Optimum tasarıma ait ses gücü düzeyi spektrumu Şekil 6.5'te gösterilmiştir.



Şekil 6. 5 Optimum tasarıma ait SGD spektrumu

Literatüre bakıldığı zaman hava yönlendirici tasarımlarının ses gücü düzeyine, çıkış debisine ve akışı düzenlemeye olumlu etki ettiği görülmektedir. Tez çalışması kapsamında, hava yönlendirici tasarımının akış düzenlemeye olan etkisi akış görselleme ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmaları ile gösterilmiştir. Şekil 6.6'da 1200 rpm dönüş hızında sırasıyla sadece fan ve hava yönlendirici bulunan durumun vortisite dağılımları gösterilmiştir.



Şekil 6. 6 1200 rpm'de vortisite dağılımları

6.2 Öneriler

Tez çalışmasında, eksenel fan ve hava yönlendirici yapılarının aerodinamik performans, çıkış debisine ve ses gücü düzeyine olan etkileri üzerine literatür araştırması yapılmıştır. Ayrıca hava yönlendirici tasarım parametreleri ve bunların çıkış debisine etkisi sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu doğrultuda, kanat ile hava yönlendirici arasındaki mesafe, hava yönlendiricinin kalınlığı, fanın yönlendirici içerisindeki konumu ve yönlendirici giriş yarıçapı gibi parametrelerin akışa, akışkanın çıkış debisine ve ses gücü düzeyine etkisi incelenmiştir.

Ses gücü düzeyine ve akışkanın çıkış debisine etki eden parametrelere göre hava yönlendirici tasarımı gerçekleştirilmiştir. Hava yönlendiricinin çıkış debisini arttırmasıyla beraber fan hızı düşürülerek orijinal debi sağlandığında ses gücü düzeyinde düşüş görülmüştür.

Gelecekte, kondenser ve kompresör giriş ve çıkış sıcaklıkları kontrol edilerek daha az bir debi ile etkin soğutmanın nasıl yapılabileceği incelenebilir. Çünkü hava yönlendirme tasarımının yapılmasının en önemli sebeplerinden birisi de akışı daha iyi yönlendirerek kompresör ve kondenserin soğutulmasına katkı sağlamaktır. Bu sebepten ötürü üzerlerinden daha az debi geçirildiğinde de soğutma sağlanabiliyorsa, bu durum fan dönüş hızı düşürülerek ses gücü düzeyini daha aşağılara çekmek için fırsat olabilir.

KAYNAKLAR

- [1] Gulhane, N., Patil, S. ve Singh K., (2015). "Acoustic Analysis of Condenser Fan of Split Air Conditioner Using Numerical and Experimental Method", International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, 23:2.
- [2] Huang, H., Wang, Z. ve Liu Z., (2015). "Investigation of Aerodynamic Performance of Small Axial Flow Fan Coupled with Deflecting Ring", Journal of Mechanical Engineering Science, 2: 1-10.
- [3] Chen, Q.G., Li, F., Hu, Q. ve Gao Y.N., (2013). "Numerical Simulation of The Whole Flow Field of An Axial-Flow Fan Used in An Air Conditioner", 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines, 19-22 September 2013.
- [4] Patel, J.S. ve Patel, S.M., (2012). "Parameter Affecting of Performance of Axial Fan Performance", International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), 1: 3.
- [5] Srinivasa, V.K., Renjith, S. ve Shome, B., (2014). "Design of Experiments Enabled CFD Approach for Optimizing Cooling Fan Performance", SAE Technical Paper.
- [6] Gue, F., Cheolung, C. ve Kim T., (2011). "Development of Low-Noise Axial Cooling fans in A Household Refrigerator", Journal of Mechanical Science and Technology, 25(12): 2995-3004.
- [7] Lighthill, M.J., (1952). "On Sound Generated Aerodynamically I. General Theory", Proceedings of the Royal Society of London Seris A Mathematical and Physical Sciences, 211(1107): 564-587.
- [8] Curle, N., (1955) The Influence of Solid Boundaris Upon Aerodynamics Sound.
- [9] Williams, J.E.F. ve Hawkings, D.L., (1969). "Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion", Philosophical Transactions of the Royal Society of London Series A Mathematical and Physical Sciences, 264(1151): 321-342

- [10] Igarashi, S. ve Kitagawa, K., (2002). "Numerical Analysis for Propeller Fan in Freezing Compartment of Household Refrigerator", The 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, 10-14 February 2002, Hawaii.
- [11] Cai-ling, J., Jiang-ping, C., Zhi-jiu, C., Jie, T., Hua, O. ve Zhao-hui, D., (2005). "Experimental and Numerical Study on Aeroacoustic Sound of Axial Flow Fan in Room Air Conditioner", Applied Acoustics, 68: 458-472.
- [12] Dozolme, A., Metwally, H. ve Marchal, T., (2006). "Electronics Cooling Fan Noise Prediction", 12th International Workshop on Thermal Investigation of Ics and Systems, 22-29 September 2006, Nice.
- [13] Jang, C., Furukawa, M. ve Inoue, M., (2001). "Noise Reduction by Controlling Tip Vortex in a Propeller Fan", JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering, 44(4): 748-755.
- [14] Dantec Dynamics, <https://www.dantecdynamics.com>, 03 Şubat 2017.
- [15] Minitab 15, (2007). Tutorials, Yazılım programı.
- [16] Yakhot, V., ve Orszag, S., (1986). "Renormalization Group Analysis of Turbulence 1. Basic Theory", Journal of Scientific Computing, 1(1): 3-51.
- [17] ANSYS Fluent User's Guide
- [18] ANSYS Fluent Theory Guide
- [19] Cengel, Y.A. ve Cimbala, J., (2004). Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, New York: McGraw-Hill.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Koray ERDOĞAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 08.05.1991 / İZMİR
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : korayerdogan08@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Isı-Proses (Mak. Müh)	Yıldız Teknik Ü.	
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Ü.	2015
Lise	Fen-Matematik	Diyarbakır A.L.	2009

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
04.2015-Devam Ediyor	Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge	Ar-Ge Mühendisi
06.2014-09.2014	Arçelik A.Ş. ÇMİ Ar-Ge	Uzun Dönem Stajyer
07.2013-09.2013	Roketsan A.Ş.	Uzun Dönem Stajyer
07.2012-08.2012	Oyak Aslan Çimento A.Ş.	Kısa Dönem Stajyer

YAYINLARI

Bildiri

1. Erdoğan, K. ve Atayılmaz, Ş.Ö., (2017).“Examination of The Effect of Axial Fan and Shroud On Noise”, International Conference on Energy and Thermal Engineering (ICTE17), YTÜ, İstanbul.

ÖDÜLLERİ

1. Arçelik A.Ş. Patent Ödülü (2017)