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

# AÇIK ÇEVRİMLİ SİSTEMDE AEROAKUSTİK OPTİMİZASYON

**BEYZA ALKAN**

**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**

# AÇIK ÇEVRİMLİ SİSTEMDE AERO-AKUSTİK OPTİMİZASYON

Beyza ALKAN tarafından hazırlanan tez çalışması …… 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 _____

…….

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

…….

İstanbul Teknik Üniversitesi _____

# ÖNSÖZ

Bana destek veren ve bu tezin hazırlanışında katkısı olan tez danışmanım Doç. Dr. Özgür ATAYILMAZ'a desteği için teşekkür ederim. Lisans ve yüksek lisans sürecimiz boyunca her an yanımızda olan değerli hocamız Özden AĞRA'ya tüm arkadaşlarım adına teşekkür ederim. Onların öğrencisi olmak benim için bir zevk ve onurdu.

Yüksek lisans hayatım ve mühendislik kariyerim boyunca akademik, teknik ve kişisel gelişimimde en büyük desteği veren, her desteğe ihtiyacım olduğunda yanımda olan, bilgi ve tecrübeleriyle beni daima daha ileriye yürümemi sağlayan mütevazi ve kıymetli abim, unutulmaz danışmanım Vasi Kadir ERTİŞ'e en içten teşekkürlerimi ediyorum.

Bu çalışma Arçelik Ar-Ge Mekanik Teknolojiler Yöneticiliği Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi ve deneysel çalışmaların bir kısmı Titreşim & Akustik Teknolojileri Ailesi'nde yürütülmüştür. Bana bu imkanları sağlayan Arçelik A.Ş. Ar-Ge Direktörümüz Sayın Cem KURAL'a, Mekanik Teknolojiler Yöneticimiz Sayın Emre OĞUZ'a, Isıl Teknolojiler Yöneticimiz Sayın Levent AKDAĞ'a ve Akışkanlar Dinamiği Teknolojileri Aile Liderimiz Sayın Haluk KARATAŞ' a bana verdiğiniz destek için minnet duyuyorum. Bu çalışmayı unutulmaz kılmak için Ar-Ge'nin tüm üyelerine, Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi'nin her bir bireyine tek tek teşekkür etmek istiyorum. PIV ölçümlerinde emeği geçen Sedat TOKGÖZ'e ve prototip hazırlanmasında ve debi ölçümleri konusunda destek veren Yalın Berat ÖZSOY'a ayrıca teşekkür ederim.

Özellikle tezimin akustik ölçüm deney verilerinin elde edilmesi konusunda, Sayın Metin GÜL'ün desteği ve Koray ERDOĞAN'ın yardımları için teşekkür ediyorum. Titreşim & Akustik ekibine katkıları için teşekkürü borç bilirim.

Son olarak, sevgili rehberim annem Selver ER'e, kardeşim Okan ALKAN'a ve bu süre zarfında manevi desteği ile her an yanımda olan Cem YILMAZ'a ve tüm arkadaşlarıma teşekkür etmekten gurur duyuyorum. Her an verdiğiniz manevi destek için minnettarım ve bu tez onların sevgilerine adanmıştır.

Mart, 2017

Beyza ALKAN

# İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... i

İÇİNDEKİLER ..... v

SİMGE LİSTESİ ..... viii

KISALTMA LİSTESİ ..... x

ŞEKİL LİSTESİ ..... xi

ÇİZELGE LİSTESİ ..... xiii

ÖZET ..... xiv

ABSTRACT ..... xvi

BÖLÜM 1

GİRİŞ ..... 18

1.1 Literatür Özeti ..... 18
1.2 Tezin Amacı ..... 19
1.3 Hipotez ..... 20

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ..... 21

BÖLÜM 3

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ TEORİSİ ..... 28

3.1 Türbülans ..... 30
3.2 Türbülans Modelleri ..... 34
3.2.1 Direct Numeric Simulation (DNS) Türbülans Modeli ..... 35
3.2.2 URANS k-w-SST Türbülans Modeli ..... 36
3.2.3 Large Eddy Simulation Türbülans Modeli ..... 38
3.2.4 Scale Adaptive Simulation Türbülans Modelleri ..... 43

BÖLÜM 4

SESİN TEMEL KAVRAMLARI ..... 47

4.1 Ses ve Gürültü ..... 47
4.2 Desibel ..... 48
4.3 Ses Gücü ..... 48
4.4 Ses Basıncı Seviyesi ..... 48
4.5 Ses Yayılma Hızı ..... 48
4.6 Ses Şiddeti (Yeğinliği) ..... 48
4.7 Ses Düzeyi ..... 49
4.8 Oktav bandı ..... 49
4.9 Frekans ve Dalgaboyu ..... 49

BÖLÜM 5

HİBRİT AEROAKUSTİK YAKLAŞIM METOTLARI ..... 50

5.1 İntegral Metotları ..... 53
5.2 Dalga Denklemi ..... 53
5.2.1 Lighthill Anolojisi ..... 55
5.2.2 Ffowcs Williams-Hawking (FW-H) Akustik Modeli ..... 62
5.2.3 Fast Fourier Transform (FFT) ..... 63

BÖLÜM 6

SAYISAL MODEL ..... 64

6.1 Referans Model ..... 64
6.1.1 Referans Model Akış Analizi ..... 65
6.1.2 Ağ Örgüsü ve Sınır Şartları ..... 67
6.1.3 Çözücü Ayarları ..... 68
6.1.4 CFD Sonuçları ..... 70
6.1.4.1 URANS Türbülans Modeli ..... 70
6.1.4.2 LES Türbülans Modeli ..... 71
6.1.4.3 SAS Türbülans Modeli ..... 72
6.1.4.4 Referans Model Akustik Analizi ..... 74
6.1.4.5 FFT Grafikleri ve Sonuçlar ..... 75
6.2 Tasarım Model ..... 77
6.2.1 Akış Analizi ..... 77
6.2.2 Tasarım Model Akış Analizi Sonuçları ve FFT grafikleri ..... 79
6.2.2.1 URANS Türbülans Modeli ..... 80
6.2.2.2 LES Türbülans Modeli ..... 81
6.2.2.3 SAS Türbülans Modeli ..... 83

BÖLÜM 7

DENEYSEL YÖNTEM ..... 85

7.1 Hacimsel Debi Ölçümleri ..... 85
7.2 PIV Ölçümleri ..... 87

7.3 Akustik Ölçümler ..... 92

BÖLÜM 8

SONUÇ ve ÖNERİLER ..... 96

8.1 Farklı Türbülans Modellerin Karşılaştırılması ..... 96
8.2 Nümerik Analizlerle Deneysel Ölçüm Sonuçların Karşılaştırılması ..... 99
8.3 Referans Sistem ile Tasarım Kanalın Deneysel Sonuçlara Göre Karşılaştırılması ..... 100

KAYNAKLAR ..... 109

ÖZGEÇMİŞ ..... 112

## SİMGE LİSTESİ

| | |
|---|---|
| $c_0$ | Ses hızı |
| dB | Desibel |
| f | Frekans |
| g | Yerçekimi kuvveti |
| G | Filtreleme operatörü |
| $\mathrm{Hz}$ | Hertz |
| k | Türbülans kinetik enerji |
| L | Karakteristik uzunluk |
| $\mathrm{L_W}$ | Ses gücü |
| $l$ | Litre |
| Pa | Pascal |
| $\mathrm{p_{ij}}$ | Basınç dayanım tensörü |
| $\mathrm{P_k}$ | Türbülans kinetik enerji dağılım hızı |
| $\mathrm{p_{ref}}$ | Referans ses basıncı değeri |
| Q | Debi |
| r | Ses kaynağı mesafesi |
| $\mathrm{SPL}$ | Ses basıncı seviyesi |
| $\overline{U}$ | Ortalama karakteristik hız |
| u | Hız |
| V | Hücre hacmi |
| $\mathrm{W_{ref}}$ | Referans ses gücü değeri |
| $\mathrm{V_s}$ | Katı cisim hacmi |
| $\mathrm{s}$ | Saniye |
| t | Zaman |
| $\epsilon$ | Dağılım oranı |
| ρ | Akışkanın yoğunluğu |
| $\mathrm{I}_D$ | Çift kutuplu (dipole) kaynak |
| $\mathrm{I}_Q$ | Dört kutuplu (quadrupole) kaynak |
| $\ell$ | İntegral ölçek |
| $\lambda_T$ | Taylor mikro ölçek |
| ϕ | Potensiyal akış |
| λ | Dalga boyu |
| $\eta_k$ | Kolmogorov mikro ölçek |

| | |
|---|---|
| $\overline{U}_l$ | Filtrelenmiş hız |
| $v$ | Kinematik viskozite |
| $\tau_{ij}$ | Kayma gerilmesi |
| $\tau_e$ | Emisyon süresi |
| $T_{ij}$ | Lighthill tensörü |
| $\delta$ | Delta fonksiyonu |
| $R_{ij}$ | Reynolds gerilme tensörü |

## KISALTMA LİSTESİ

| | |
|---|---|
| AMCA | Uluslararası Hava Hareketi ve Kontrol Birliği |
| CFD | Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği |
| DNS | Direct Numerical Simulation |
| FFT | Fast Fourier Transform |
| FW-H | Ffowcs Williams-Hawkings |
| LES | Large Eddy Simulation |
| Mik | Mikrofon |
| RPM | Revolutions Per Minute |
| URANS | Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes |
| SAS | Scale Adaptive Simulation |
| SPL | Ses Basıncı Seviyesi |

# ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 3.1 Ağ örgüsü elemanı kontrol hacmi ..... 29
Şekil 3.2 Akış yapısı ..... 30
Şekil 3.1 Türbülanslı akışın enerji dağılımı ..... 32
Şekil 3.4 Türbülans modelleri özellikleri ..... 36
Şekil 3.5 Türbülans modelleri farkı ..... 44
Şekil 5.1 Hirbrit Yöntemler ..... 52
Şekil 5.2 Lighthill denklemleri ..... 56
Şekil 5.3 Hareketli yüzeyler için akustik analoji ..... 58
Şekil 5.4 Gürültü Kaynakları a) Monopole, b) Dipole ve c) Quadrupole Kaynak ..... 63
Şekil 6.1 Akış kaynaklı gürültü analiz aşamaları ..... 64
Şekil 6.1 Deneysel prototip ..... 65
Şekil 6.3 Referans model akış hacmi ..... 66
Şekil 6.4 Ağ örgüsü bağımsızlığı ..... 67
Şekil 6.5 Referans Modelin Ağ Yapısı ..... 68
Şekil 6.6 Referans kanal akım çizgileri ..... 70
Şekil 6.7 URANS türbülans modeli hız dağılımı ..... 71
Şekil 6.8 LES türbülans modeli hız dağılımı ..... 72
Şekil 6.9 SAS türbülans modeli hız dağılımı ..... 73
Şekil 6.10 Akış yapısı ..... 73
Şekil 6.11 SAS modeli ile referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği ..... 75
Şekil 6.12 URANS modeli ile referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği ..... 76
Şekil 6.13 LES modeli ile referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği ..... 77
Şekil 6.14 Fan karakteristik eğrisi ..... 78
Şekil 6.15 Tasarım Kanal ..... 78
Şekil 6.16 Tasarım kanal kesit görüntüsü ..... 79
Şekil 6.17 Tasarım kanal akış hacmi ..... 79
Şekil 6.20 Tasarım kanal URANS modeli ile akış analizi ..... 80
Şekil 6.19 URANS modeli ile tasarım kanal ses basıncı seviyesi grafiği ..... 81
Şekil 6.20 Tasarım kanal LES modeli ile akış analizi ..... 82
Şekil 6.21 LES modeli ile tasarım kanal ses basıncı seviyesi grafiği ..... 82
Şekil 6.22 Tasarım kanal SAS modeli ile akış analizi ..... 83
Şekil 6.23 SAS modeli ile tasarım kanal ses basıncı seviyesi grafiği ..... 84
Şekil 7.1 Rüzgâr tüneli ..... 86

Şekil 7.2 Farklı voltaj noktalarında sistemlerin debi ölçüm noktaları ..... 87
Şekil 7.3 PIV ölçüm yöntemi..... 88
Şekil 7.4 Yüksek hızlı kamera ve lazer ..... 89
Şekil 7.5 PIV ölçüm düzeneği ..... 90
Şekil 7.7 SAS türbülans modeli hız dağılımı..... 91
Şekil 7.6 PIV ölçümleri anlık hız dağılım görüntüleri..... 91
Şekil 7.8 URAS türbülans modeli hız dağılımı..... 92
Şekil 7.9 LES türbülans modeli hız dağılımı ..... 92
Şekil 7.10 Akustik ölçüm düzeneği..... 93
Şekil 7.11 Referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği ..... 94
Şekil 7.12 Tasarım kanal ses basıncı seviyesi grafiği ..... 95
Şekil 8.1 LES ve URANS modelleri akım çizgileri karşılaştırılması ..... 97
Şekil 8.2 LES-URANS modelleri akış yapıları karşılaştırma ..... 98
Şekil 8.3 LES ve SAS türbülans model karşılaştırılması..... 99
Şekil 8.4 Deneysel ve sayısal ölçümlerin sonuçları ..... 100
Şekil 8.5 URANS modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (XY düzlemi) 101
Şekil 8.6 URANS modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (YZ düzlemi).. 102
Şekil 8.7 SAS modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (XY düzlemi)..... 103
Şekil 8.8 SAS modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (YZ düzlemi) ..... 104
Şekil 8.9 LES modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (XY düzlemi) ..... 105
Şekil 8.10 LES modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (YZ düzlemi) ..... 106
Şekil 8.11 Mikrofon 3 konumu tasarım ve referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği . 107
Şekil 8.12 Mikrofon 4 konumu tasarım ve referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği . 107

# ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 7.1 Referans kanal debi ölçümü ..... 86
Çizelge 7.2 Tasarım kanal debi ölçümü ..... 87

# ÖZET

## AÇIK ÇEVRİMLİ SİSTEMDE AERO-AKUSTİK OPTİMİZASYON

Beyza ALKAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Akış kaynaklı gürültü önemli bir tasarım problemi olmakla birlikte, insanların fiziksel ve ruhsal sağlığını etkilemesi sebebiyle, gürültü azaltma çalışmaları özellikle insanla etkileşimi olan beyaz eşya, otomotiv, uçak endüstrisi gibi birçok sektörde odak noktası olmuştur. Bu nedenle tasarım sonrası düzeltme maliyetlerini azaltmak için önceden bir sistemin gürültü tahminini yapabilmek önemlidir.

Bu tez çalışmasında bir eksenel fan, ısı değiştiricisi ve hava kanalından oluşan bir açık çevrimli sistemin hesaplamalı akışkanlar dinamiği melez yöntemi ile akış kaynaklı gürültü yaklaşımı yapılmıştır. Üç aşamadan oluşan sayısal yöntemde ilk olarak akış analizi yapılarak basınç salınımları elde edilmiştir. Daha sonra akustik model uygulanarak alıcı noktalarındaki basınç salınımlarını akustik sinyallere çevrilip, FFT yöntemi ile ses basıncı seviyesini frekansa bağlı olarak çizdirilmiştir. İyi bir akış kaynaklı gürültü tahmini yapabilmek için zamana bağlı gerçekleştirilen akış analizinde basınç salınımlarının elde edilmesinde türbülans modelleri çok önemli rol oynamaktadır. Özellikle akışın yayılmasından ve ters akış, yüksek enerjili girdapların etkisinden meydana gelen tek ve dört kutuplu kaynakların etkisini doğru akış analizi ile hesaplanır. Bu sebeple URANS, LES ve SAS gibi farklı türbülans modelleri kullanılarak en gerçekçi yaklaşım elde edilmeye çalışılmıştır.

Akış kaynaklı gürültü problemi, üç ana akustik kaynağa ayrılmıştır. Bunlar tek kutuplu, çift kutuplu ve dört kutuplu kaynaklardır. Tek kutuplu, kaynak akışın serbest bölgede

yayılmasından, çift kutuplu kaynak akışın bir katı yüzey ile etkileşiminden yapısal kaynaklıdır ve dört kutuplu ise ters akış ve girdap türbülanslı akış ile ilgilidir. Bu tez kapsamında gürültü seviyesini azaltmak için tasarım optimizasyon tarafında hava kanalı içerisindeki akışın basınç kaybını azaltan yapısal etkileri değiştirerek, ters akış ve girdaplar azaltılarak, daha homojen bir akış sağlayan yeni bir kanal tasarlanmıştır. Bu çalışmaların doğruluğunu sağlamak için akustik odada ses basıncı seviyesi ölçümü yapılarak nümerik sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Akış kaynaklı gürültü yaklaşımı, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, URANS, SAS, LES türbülans modeli, ses basıncı seviyesi, Ffowcs Williams & Hawking akustik modeli

## ABSTRACT

### AEROACOUSTİCS OPTIMIZATION FOR OPEN LOOP SYSTEM

Beyza ALKAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Şevket Özgür ATAYILMAZ

Flow-induced noise is an important design problem, and noise reduction efforts have been the focus of many industries, especially white-goods, automotive, aircraft industry, which interact with people, as they affect people's physical and mental health. For this reason, it is important to predict the aerodynamic performance noise of a system in advance to reduce post-design treatments costs**.**

In this thesis study, an open loop system consisting of an axial fan, a heat exchanger and an air duct was applied to aeroacoustics noise approach with the computational fluid dynamics hybrid method. In the three-step numerical method, pressure fluctuations were obtained by performing flow analysis first. Then, by applying an acoustic model, the pressure fluctuations at the receiver points are converted to acoustic signals, and the sound pressure level is plotted with the FFT method depending on the frequency. Turbulence models play a crucial role in achieving pressure fluctuations unsteady flow analysis to make good flow-induced noise estimation. In particular, the effects of flow propagation and reversed flow, monopole and quadruple sources originating from the effects of high-energy vortexes, are calculated by the flow analysis. For this reason, it has been tried to obtain the most realistic approach by using different turbulence models such as URANS, LES and SAS.

The problem of flow-induced noise is divided into three main sources of acoustics. These are monopole, dipole and quadrupole sources. The unipolar is structurally sourced from the diffusion of the source flow into the free region, the interaction of the bipolar source

flow with a solid surface, and the quadrupole is related to the reverse flow and vortex turbulent flow. In this thesis, a new channel is designed to reduce the noise level by changing the structural effects that reduce the pressure loss of the flow in the air channel on the design optimization side, reducing the reverse flow and vortices, and providing a more homogeneous flow. To ensure the accuracy of these studies, sound pressure level measurements were made in the acoustic room and compared with numerical results.

**Keywords:** Aeroacoustics noise approach, computational fluid dynamics, URANS, SAS, LES turbulence model, sound pressure level, Ffowcs Williams & Hawking acoustic model

# BÖLÜM 1

# GİRİŞ

## 1.1 Literatür Özeti

Son yıllarda teorik çalışmalarında hızlanmasıyla ve günümüzde iyileştirme çalışmalarına oldukça fazla yer verilen akış kaynaklı gürültü problemi; birçok alanda önemi ilk sıralara yükselmiştir. Özellikle; üretim ve makine, otomotiv, beyaz eşya sektörü gibi verdiği hizmet veya ürünün insanla birebir iletişim içerisinde olan sektörler için daha da önemli hale gelmiştir. Gürültünün fiziksel ve psikolojik sağlığa ve konfor şartlarına olan etkisi de göz önünde bulundurulduğunda ses gücünün belirlenip, kontrol edilmesi ve azaltılması için çalışmalar artarak ilerlemektedir.

Gürültüyü azaltma, çeşitli teknik alanlardaki en önemli tasarım kıstasları arasındadır ve makine mühendisliğinde zorlu bir görevdir. Gürültünün fizyolojik ve psikolojik sağlık üzerindeki etkileri ve konu üzerine artan farkındalık ve gürültü yayınımı ile ilgili katı hükümet düzenlemeleri, tasarımcıları her zamankinden daha fazla gürültü azaltma konusuna odaklanmaya zorlamaktadır. Özellikle son hükümet düzenlemeleri ile iklimlendirme sektörü ve turbo makinelerde akışkan kaynaklı gürültüyü azaltmayı zorunlu kılmaktadır. Gürültü yayınımı önemli derecede bir şekilde azaltmak ve pahalı tasarım sonrası geri dönüşleri önlemek için yeterli bir gürültü tahmini yapılması gereklidir.

Aeroakustik, akış kaynaklı gürültüyü olarak da tanımlanabilir. Aeroakustik, kararsız bir çalkantılı akışın aerodinamik alan tarafından akustik dalgaların üretilmesi ve dağılmasının yanı sıra hareketli bir ortamda akustik dalgaların yayılımı ile ilgilidir. Çalkantılı akışkan hareketi veya yüzeylerle etkileşime giren aerodinamik kuvvetler

yoluyla gürültü oluşumunu inceleyen akustiğin bir dalıdır. Gürültü oluşumu periyodik olarak değişen akışan hareketi ile de ilişkilendirilebilir. Bunun dikkate değer bir örneği, sabit cisimlerin üflenmesi ile üretilen Aeolian tonlarıdır.

Aerodinamik akışlarla gürültü üreten bilimsel teori mevcut olmadığı halde, en pratik aeroakustik analiz, Birleşik Krallıktaki Manchester Üniversitesi'nde 1950'lerde James Lighthill tarafından önerilen aeroakustik analoji [1] üzerine kuruludur. Lighthill, akışın korunma denklemlerinin sol tarafını homojen olmayan dalga denklemini anımsatan bir forma dönüştürmüş ve sağ tarafı ise akustik kaynaklar şeklinde tanımlamıştır.

Korunma denklemlerinin doğrusal olmaması nedeniyle akışkan akışların ses üretimini tahmin etmek çok zordur. Bu ses üretimi, tipik olarak, hareket denklemindeki doğrusal olmayan eylemsizlik terimlerinin viskoz terimlerden (yüksek Reynolds sayıları) çok daha yüksek olduğu yüksek hızlı akışlarda gerçekleşir. Ses üretimi, akıştaki enerjinin yalnızca çok küçük bir bölümünü temsil ettiğinden, ses üretimin doğrudan öngörüsü çok zordur. Bu, özellikle boş alan ve düşük ses hızlarında daha da zordur.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) son yirmi yılda mühendislik ve endüstriyel uygulamalarında büyük bir role sahip olduğu mevcut konumuna gelmiştir ve gelecekteki uygulamaların geliştirilmesinde önemli bir yük paylaşmaya devam edecektir.

## 1.2 Tezin Amacı

Bu tez kapsamında; bir eksenel fan, ısı değiştiricisi ve kanaldan oluşan bir açık çevrimli referans sistemin akış kaynaklı gürültü sayısal modelinin nümerik olarak elde edilmesi amaçlanmaktadır. Üretmeden önce iyi bir akış kaynaklı gürültü tahmini yapabilmek, üretim sonrası tasarım düzeltme maliyetlerini azaltacaktır. En pratik ve gerçeğe yakın akış kaynaklı gürültü melez yöntemini bulmak için akış analizi tarafında farklı türbülans modelleri kullanılıp, geliştirilen akış üzerine akustik model uygulanmıştır. FFT yöntemi ile elde edilen ses basıncı seviyesi frekans grafikleri, akustik odalarda yapılan ölçümlerle karşılaştırılmıştır. Buna ek olarak, gürültü kaynaklarından yapısal ve türbülans etkilerini azaltıp akışı iyileştirecek bir kanal tasarımı gerçekleştirilmesi hedeflenmiştir.

## 1.3 Hipotez

Akış kaynaklı gürültü, birçok sistemde ve tasarım aşamasında karşılaşılan en önemli problemlerden birisidir. Bir sistemin üretilmeden önce gürültü tahmini yapılabilmesi tasarım sonrası düzeltmeler çok maliyetli olduğundan değerlidir. İyi bir gürültü yaklaşımını yapılabilmesi için melez yöntemlerin ilk aşamasını oluşturan basınç salınımlarını elde edilmesinde türbülans modelleri önemli rol oynamaktadır. Bu modellerden URANS, SAS ve LES modelleri uygulanarak, en pratik ve gerçeğe yakın sonuç elde edilmeye çalışılacaktır. LES modeli, çok maliyetli fakat basınç salınımlarını yakalama konusunda iyi iken, RANS modeli pratik fakat zamana bağlı davranışta çok başarılı değildir. SAS türbülans modeli ise katı yüzey bölgesinde RANS, serbest akış bölgesinde LES gibi davranması sebebiyle pratik ve gerçekçi bir yaklaşım olup olmayacağı incelenecektir. Bu üç model ile elde edilen basınç salınımları akustik model uygulanıp çizdirilen FFT grafikleri deneysel sonuçlarla uyumu karşılaştırılacaktır. Akış kaynaklı gürültü tasarım optimizasyonu için ise bu tez çalışması kapsamında referans bir sistem ile tasarım durum arasında gürültü seviyesi azalımı yapılması Aynı hava debisi sağlanacak şekilde tasarlanan kanal içerisinde ters akışları ve girdapların azaltıldığından akış kaynaklı gürültü seviyesi de azaltılması beklenmektedir.

# BÖLÜM 2

## LİTERATÜR

Daha önceki bölümde belirtildiği gibi; bu çalışmanın amacı, eksenel fan, ısı değiştirici ve kanal içeren bir sistemin aerodinamik ve akustik olarak performansını modelleyip hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle akışın homojenliğini arttırıp minimum basınç kaybı ile ses gücü üretimini azaltan için bir yaklaşımı içermektedir. Akış kaynaklı gürültü ile ilgili birçok metodoloji, ses gücü üretimi tespiti için yine birçok yaklaşım ve azaltmaya yönelik, önemli çalışmalar bulunmaktadır.

Akış kaynaklı gürültü ile ilgili ilk teorem 1954'te, James Lighthill [1,2,3] türbülanslı akış kaynaklı ses gücü üretiminin yayınımı tanımlamak için; sıkıştırılabilir viskoz akışkan hareket denkleminin sol tarafını homojen olmayan dalga denklemine ve sağ tarafını da akustik kaynakları tanımlayarak elde etmiştir. Curle [4] 1955'te Lighthill'in aerodinamik ses genel teorisine ilave olarak, ses üretiminde türbülans ve durgun katı yüzeylerin etkileşiminden kaynaklanan etkisini eklemiştir. Fowcs vd. [5] Curle'in analojisini, fan kanatları gibi hareketli, dönen yüzeylerinde etkilerini ekleyip, FW-H denklemini ortaya çıkardılar. FW-H denkleminde akustik kaynakları; tek kutuplu (monopole) kaynak, çift kutuplu (dipole) kaynak ve dört kutuplu (quadrupole) kaynaklar olmak üzere üçe ayırmıştır. Ffowcs Williams ve Hawkings (FW-H) metodu, turbomakine uygulamaları gibi karmaşık hareketlerdeki cisimlerden ses üreten mekanizmaları anlamak için en uygun teorik yöntemdir.

Basınç alanına katı yüzeyinin etkisini ilave ederek elde edilen FW-H dalga denklemlerinin çözümü, tüm akışların lineer olmadığını varsayar ve katı dışındaki bir alan genişletilmiş hacim integrali ile sınırlanır. Bununla birlikte, hacim integralinin (dörtlü kutuplu

kaynaklar) doğru bir tahmini için gereken hesaplama maliyeti önemli derecede yüksek olduğundan, sadece gövde kalınlığı (tek kutuplu), aerodinamik yükleme (iki kutuplu) ve kısmen türbülanstan (dörtlü kutuplardan) gelen lineer etkileri göz önüne alır. Ancak bu yaklaşım sadece düşük Mach sayılarında geçerlidir ve dörtlü ve iki kutuplu kaynak dağılımlarının benzer geçici ve uzamsal ölçeklere sahip olması, dörtlü kutbun etkisi, iki kutuplunun dağılımınınkinden daha küçük olursa doğru sonuç vermektedir.

Akış kaynaklı gürültünün üretimi ve yayılımı ile ilgili literatürde birçok analoji, metot ve uygulama bulunmaktadır. Genellikle, gürültü kaynakları ses analojileri ile ifade edilip, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) yöntemiyle akış alanı elde edilmektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemini kullanılması, imalat ve test maliyetlerini azalttığı için sayısal analizlerin önemi artmıştır. Sayısal çözümlerinde doğruluk ve çözüm süresi optimum seviyeye getirilebilmek için birçok çalışma ve yöntem geliştirilmiştir.

Sayısal analizlerde, ideal türbülans modeli olan Direct Numerical Simulation (DNS) modeli; basit Navier-Stokes denklemlerini çözdüğünden çözüm süresi uzun olması, fan gibi kompleks geometrilerin ağ örgüsü kalitesi ve yüksek Reynolds sayılara sahip akışlar için uygun değildir. Reynolds Averaged Navier-Stokes türbülans modelleri çok tercih edilip, kısa sürede sonuç verse de akış kaynaklı gürültüye sebep olan basınç salınımlarını yakalamak konusunda yeterince hassas çözüm sağlayamadığından çoğu makale de Large Eddy Simulation modeli tercih edilmektedir.

Akış alanının hesaplanması için en basit yaklaşım, uygun türbülans modeli ile Reynolds Averaged Navier-Stokes denklemlerinin (RANS) sayısal çözümü üzerine kuruludur. Page vd. [6], koaksiyal jet gürültüsü üzerinde çalışmak için standart RANS'ı (k-ε) Lighthill akustik analojisiyle birleştirmişlerdir. Bailly vd. [7], k-ε modeli ile ilişkili sayısal bir RANS çözümünden aerodinamik alan elde etmiştir. RANS modelinin en büyük dezavantajı, akustik kaynakları tahmin etmede çok hatalı sonuç vermesidir. Yalnızca yerel ortalama çözümle hesap yapan RANS kullanıldığından iyi bir sonuç elde edememişlerdir ve RANS'a dayanan çözümler akış alanının kararsızlığını ve dolayısıyla akustik kaynakların dinamiklerini öngöremez.

Daha gerçekçi yaklaşımlar için, bazı araştırmacılar türbülansın dinamiklerini yakalayabilen Large Eddy Simülasyonu (LES) veya Doğrudan Sayısal Simülasyon (DNS)

kullanmıştır. LES kullanarak, Bogey vd. [8], Mach sayısı 0.9 ve yüksek Reynold sayısına sahip olan bir ses-altı dairesel jet akışı araştırmışlardır. Akustik alan ve akustik kaynaklar, hız farklılığı açısından incelenmiştir. Bu sadece sıkıştırılabilir dalgalanmalara yöneliktir ve jetin dışındaki akustik basınca bağlıdır. Deneysel gözlemlerle uyumlu olarak, potansiyel çekirdeğin bitiminden hemen sonra baskın ses kaynakları bulunmuştur. Bu, LES modeli kullanarak türbülans tarafından üretilen sesin doğrudan hesaplanmasının fizibilitesini gösterir.

Borges vd. [9] elektrik motorlarının soğutulması için kullanılan fanlardaki aerodinamik gürültünün değerlendirilmesi için güvenilir bir analitik model geliştirdiler. Hem deneysel veriler hem de hesaplama akışkan dinamikleri (CFD) analizi ile parametrelerin ayarlandığı bir matematiksel modeldir. Önerilen modelin geçerli kılınmasında, farklı fanlar üzerinde gürültü seviyesinin 135 deneysel değerlendirmesi yapılmış ve elde edilen sonuçların yaklaşık %70'inin yeni model ile öngörülen ile ilişkili olarak ± 1,5 dB fark gösterdiği doğrulanmıştır.

Hu vd. [10] bir eksenel bir fanın rotor ve stator etkileşiminden kaynaklanan gürültü için sayısal bir yaklaşım geliştirmişlerdir. Bu çalışmada; sayısal analizler üç aşamaya bölünmüştür. İlk olarak, kanal yüzeyindeki basınç salınımlarından oluşan ses kaynağı ifadesi CFD metodu ile Large Eddy Simülasyonu (LES) ve Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes (URANS) türbülans modelleri ile elde edilip; ikinci aşama olarak, alınan basınç salınımları dataları Fast Fourier Transform (FFT) ile frekans tabanında yazılır ve Curle analojisi ile serbest alan ses basıncı hesaplanmıştır. Son olarak, ses kaynağının yayılımı ve saçılımı Normal Derivative integral denklemi yöntemi ile çözülmüştür.

Kato vd. [11] akustik yaklaşımı farklı birçok uygulama yapmışlardır. Düşük Mach sayısına sahip akışların ürettiği sesi sayısal olarak incelemek için Lighthill'in akustik analojisine dayanan yaklaşımı kullanmışlardır. Sıkıştırılamaz akış için basınç dalgalanmalarını hesaplamak için, LES türbülans modeli Dinamik Smagorinsky Modeli (DSM) uygulamışlar ve daha sonra bu elde edilen salınımları akustik model ile sinyallere çevirmişlerdir. Otomobillerde kullanılmak üzere dikiz aynasındaki akımdan üretilen uzak alan sesi, LES modeli ile hesaplanan yüzey basınç dalgalanmalarını kullanarak Lighthill-Curle denklemine dayanarak hesaplanmıştır. Ardından, bir merkezkaç pompanın iç akışını ve

ses yayınımını, rotor-stator etkileşiminin ses üretme birincil kaynağı olduğu yerde analiz edilmiştir. Son olarak, bir kanat üzerinde bir geçiş sınır tabakasından kaynaklanan ses, frekans alanında dalga denkleminin çözülmesiyle, kompakt olmayan bir cisimdeki yüksek frekanslı sese dağılma etkileri hesaba katılmıştır.

Genel olarak kullanılan melez modellerin; akışı hesaplamalı akışkanlar yöntemi ile çözümleyip basınç salınımlarını elde edilmesi, daha sonraki bu salınımlardan akustik sinyaller elde edilip FW-H modeli ile ses gücü düzeyi bulunduğu için, basınç salınımların doğru bir şekilde analiz edilmesi büyük önem taşımaktadır. Gerçeğe en yakın sonuç elde edilmesi için, farklı türbülans modelleri ile çözüm yapılmış makalelerde bulunmaktadır. Younsi vd. [12] merkezkaç tip bir fanın zamana bağılı olmayan akışı için Scale Adaptive Simulation (SAS) modelini kullanmışlardır. SAS modelinin temelinde, türbülans skala eşitliklerinde Von Karman uzunluk skalasına dayalı çözüm yapmaktadır. Buda, SAS modeli URANS modelini, LES içerikleri ile kararsız akış bölgeleri için uygun çözüm yapmasını sağlar.

Akış kaynaklı gürültü kaynakları çeşitleri, uygulamalara göre farklı rollere sahip olsalar da özellikle küçük ve orta ölçekli fanların içerdiği sistemler için baskın gürültü kaynağı; genellikle katı yüzey ve akışın etkileşiminden meydana gelen iki kutuplu kaynaktır. Bu sebeple tek kutuplu ve dört kutuplu kaynakların katkıları toplam ses seviyesine bakıldığında çok küçük kaldığı için ihmal edilmektedir.

Zhao vd. [13] bir klimanın dış ünitesindeki eksenel fanın türbülans kaynaklı gürültü seviyesini azaltmak ve akışı iyileştirmek için fan geometrisini değiştirip hem CFD simülasyonlarını hem de deneysel ölçümlerini gerçekleştirmişlerdir. Hibrit model olan; önce dış ünite fan kanal sistemindeki kompleks akışı LES türbülans modeli ile çözümleyip, daha sonra baskın olan gürültü kaynakları için akustik anolojisini uygulamışlardır.

Akış kaynaklı gürültü alanında çalışmalar arttıkça; elde edilen yaklaşım yöntemleri de gelişmiştir. Guash vd. [14] Curle akustik analojisinde sadece iki kutuplu kaynağa göz önüne alınarak yapılan çözümlemenin eksikliğini gidermek için iki kutuplu ve dört kutuplu ses kaynağının katkılarını da içeren alternatif bir hesaplama yöntemi geliştirmişlerdir.

Günümüzde yaşadığımız çevrenin kalitesini ve insan sağlığını olumsuz yönde etkileyen önemli faktörlerden biri olan gürültü sınıflandırılırken literatürde frekans spektrumuna göre; geniş bant gürültü ve dar bant gürültü (tonal), zamanla değişimine göre; kararlı ve kararsız gürültü olarak tanımlanmaktadır. Buna göre çözüm yöntemleride, kaynak özelliğine ve ölçüm noktasına göre önem kazanmaktadır.

Sayısal fan gürültüsü yaklaşımı genellikle ton ve geniş bant gürültüsünü ayrı ayrı araştırır. Gutin'in çalışmaları, 40'ların sonlarında yayınlanan eksenel akış makinesinin akustiği hakkında öncü çalışma olarak görülüyor [15]. Son zamanlarda, Carolus [16] ve Bommes vd. [17] fanların aerodinamik ve akustiği konusunda dikkate değer katkılar sağlamıştır.

Fan gürültüsü hem tonal hemde geniş bant gürültü kaynağı içerir. Fanların rotor-stator etkileşimiyle ayrık kanat geçiş frekansından meydana gelen akış kaynaklı tonal ve geniş bant türbülans gürültüleri katı duvarlardaki basınç salınımından kaynaklanmaktadır. Türbülans gürültüsü; türbülans akışı ve katı duvarlar ile etkileşimi sebebiyle karışık olduğundan doğada çok geniş bir frekans aralığında bulunmaktadır ve yaklaşımı direkt olarak türbülans modelleri ile yapmak mümkün değildir. LES metodu ile dahi, akış salınımları yüksek frekanslar için elde edilmektedir. Sadece DNS türbülans modeli ile küçük Reynolds sayılarına sahip basit türbülanslı akış bütün frekans aralıkları için basınç salınımlarını elde etmekte çok maliyetli yaklaşım yapılabilmektedir.

Wang vd. [18] eksenel soğutmada kullanılan fanların geniş bant türbülans gürültü yayılımı için istatistiksel bir yaklaşım üzerine çalışmışlardır. Bu metot üç aşamadan oluşmaktadır. İlk aşama; aerodinamiksel parametrelerin kanat yüzeyindeki sınır tabakanın kalınlığı, dış akışın hızı, duvar kayma gerilmesi dağılımların zamana bağlı olmayan RANS denklemi çözüm ile elde edilmesinden oluşmaktadır. İkinci aşama; fan gürültü deney sonuçlarına dayanılarak elde edilen basınç salınımlarının otomatik korelasyon spektrum fonksiyonu ifadesinin katsayılarının belirlenmesi ve son olarak integral formülü kullanımı ile gürültü yaklaşımının eldesi olarak ifade edilmektedir.

Ashcroft ve Nurnberger [19], düşük hızda çalışan eksenel bir fanda geniş bant gürültüsü oluşumunu araştırdılar; zaman bağımlı aerodinamik ve akustik alanlar, kararsız sıkıştırılabilir Navier-Stokes denklemleri kullanılarak doğrudan hesaplamışlardır. Her ikisi de Detached Eddy Simülasyonları (DES) ve LES yaklaşımlarının uygulanmasıyla, duran

kanatlarla etkileşen rotor ve rotorların uç akış bölgelerinden oluşan akışın büyük ölçekli girdaplarını çözmüşlerdir.

Bir başka çalışma da Tian vd. [20], dış ünitenin eksenel fan önünde yer alan menfez geometrisinin akış kaynaklı gürültüye olan etkisini deneysel ve sayısal analizler yaparak incelemişlerdir. Aldıkları ölçümler sonrası, fan kanadı geçiş frekansı ve onun harmonik ses dalgaları çoğunlukla tonal gürültü üretsede, geniş bant aralığında menfezden kaynaklanan akış gürültüsü baskın olduğu gözlemlenmiştir. Geniş bant gürültü kaynağı olarak; Fukano ve diğerlerinin [21] girdap saçıntısı gürültü modeli (VSN) ve Sharland [22] tarafından geliştirilmiş giriş türbülans gürültü modeli (ITN) uygulanmış olup VSN modeli ile toplam gürültü seviyesi için daha iyi bir yaklaşım elde edilmiştir.

Lowson [23], hareket noktası kuvveti tarafından üretilen akustik alanı tahmin etmek için dalga denkleminden bir formül hazırlamıştır. Bu denklemi her fan kanadı elemanına uygulayarak pervane tarafından üretilen akustik basınç tahmin edilebilir. Fakat Lowson'un denklemi yalnızca FW-H modeli gibi serbest alana uygulanır; bir dipol sonsuz bir sınırda hareket ederken, akustik alanı öngörmek için kullanılabilen bu yöntemde katı sınırların etkileri dikkate alınmaz. Model dağılma ve kırınımı göz önüne alamaz. Fakat Lowson'un yöntemi, gürültü kaynağı tanımlaması ve serbest alanda akustik basınç seviyelerinin tahmini için kolayca kullanılabilir. Son zamanlarda, Casalino [24] ileri bir zaman yaklaşımı ile FW-H denkleminin gecikmiş zaman integral çözümü hesaplamıştır. Ayrıca formülü hareketli bir gözlemciye de genişletmiştir.

Sturm vd. [25] farklı bir metot olan Lattice Boltzmann ile izole edilmiş bir eksenel fanın tonal ses yayılımının etkisini araştırmışlardır. Bu sayısal yöntem; geniş bir hesaplamalı akış tabanında direkt akustik hesaplama yapmaya olanağı verdiği gibi, karmaşık akışlar için de uygundur. Klasik CFD metodunda süreklilik yaklaşımının aksine akış alanını mikro-dinamik olarak inceleyip akışkan partiküllerinin arasındaki etkileşimi esas alarak çözüm yapar.

Başka bir çalışma da Kim vd. [26] bir hava temizleyicideki fanın akış kaynaklı ses gücünü azaltmak için bir model ve geliştirilebilir bir algoritma ile optimizasyon yapmışlardır. Dönen fan kanatlarından elde edilen ses gücü geniş bant ve kanat geçiş frekans analizini

dar bant için ayrı ayrı incelenmiştir. Optimize edilmiş fan kanatları analitik ve deneysel olarak sonuçları örtüşmüş ve gürültü beklenildiği şekilde minimize edilmiştir.

Liow vd. [27], iki boyutlu silindir içi akış geçen viskoz akıştan gelen akustik yayınıma ilişkin sayısal bir araştırma yapmışlardır. Sıkıştırılamaz akış denklemlerinin önce sayısal olarak çözüldüğü, ardından akustik dalga denkleminin çözülmesiyle zamanla gelişen akustik alanın hesaplanması için iki adımlı aeroakustik tahmin yöntemi kullanılmıştır.

Li vd. [28] lokomotif kabin soğutma sistemi kanallarının aerodinamik akustik gürültüsü, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD) ve Hesaplamalı Aero akustik (CAA) yaklaşımı ile analiz etmişlerdir. Kanalların akış karakteristikleri CFD ile analiz edildikten sonra, sırasıyla BNS modeli ve FW-H modeli ile yakın-alan ve uzak-alan havadan akustik gürültü elde edilmiştir. Kanal yapısı, akış alanı ve ses alanının analizine göre optimize edilmiştir. Sonuçlar, en iyi hale getirilmiş kanal ile insan kulağı pozisyonundaki hassas frekans bandının gürültü karakteristiğinin önemli bir gelişme kaydettiğini göstermiştir.

Jeon vd. [29] bir elektrikli süpürge santrifüj fanındaki kararsız akış alanlarını ve akış kaynaklı gürültü ses basıncını hesaplamak için bir yöntem araştırmışlardır. Kararsız akış-alanı verileri girdap yöntemi ile hesaplanmıştır. Ses basıncı ise akustik bir analoji ile hesaplanmıştır. Akustik basıncın tahmini ton ses basınç seviyeleri ölçeği, 4dBA sapma aralığı ile ölçülen verilerle çok iyi bir uyum sağlamıştır.

Eksenel fan, ısı değiştiricisi ve hava kanalı olarak ele alınan sistemin akış kaynaklı gürültü yaklaşımını ve buna bağlı olan gürültü azalımı yapabilmek için literatürde de bahsedilen nümerik melez yöntem uygulanacaktır. Bu yöntem uygulanarak farklı türbülans modelleri ile basınç salınımlarını elde edilmesi konusunda etkisi incelenerek, sistemin gürültü davranışı sayısal yöntem ile doğru bir şekilde tahmin edilmeye çalışılacak ve akış kaynaklarını azaltarak bir optimizasyon gerçekleştirilip deneysel sonuçlarla da karşılaştırılacaktır.

# BÖLÜM 3

## HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ TEORİSİ

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD), akışkan akışı, ısı ve kütle transferi, kimyasal tepkimeler ve bunlarla ilgili olguları, yönetici matematik denklemlerinin sayısal olarak çözümlenmesi ve algoritmaların kullanımıyla problem sonuçlarını tahmin etmeyi sağlayan bir bilimdir. Hemen hemen tüm hesaplamalı akışkanlar dinamiği problemlerinin temeli, birçok tek fazlı (gaz veya sıvı, ancak ikisi değil) akışkan akışlarını tanımlayan Navier-Stokes denklemidir. Bu denklemler, Euler denklemlerindeki viskoz etkileri ortadan kaldırılması ile basitleştirilebilir. Son olarak, subsonik ve süpersonik akışlarda (transonik veya hipersonik olmayan) küçük dalgalanmalar için, bu denklemler doğrusallaştırılmış potansiyel denklemleri elde etmek için lineerleştirilebilir.

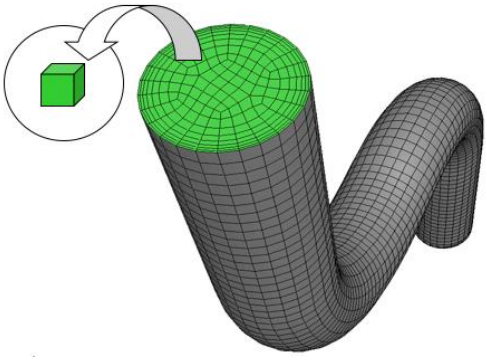
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminin avantajlarına değinecek olursak, klasik deneylerde kullanabileceğiniz ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. Oysa bir CFD analizinde, kullandığınız sayısal ağ elemanı kadar -çoğunlukla milyonlarca- ölçüm elemanınız vardır ve veri dağılımlarını, deneylerdeki gibi sadece ayrık veriler halinde değil, gradyenler olarak geniş bir alanda görülebilir.

CFD, akış özelliklerini, akışı bozmadan incelemenize olanak tanır. Geleneksel ölçüm yöntemleriyle bu çoğunlukla mümkün değildir. Şöyle ki; akış içerisinde hız ölçü yapmak istediğiniz bölgeye yerleştirilen pitot tüpü, aslında doğal akışı rahatsız ederek bozmaktadır, ya da bir pompa performansı ölçümü yaparken kullanılan debimetre, manometre gibi cihazlar akışın doğal davranışını etkilemektedir. CFD yönteminde her bir

sayısal ağ elemanı başlı başına bir ölçüm noktası olduğundan, bu tip cihazların etkilerinden bağımsız veriler elde etmek için olanak verir.

Bu tez kapsamındaki analizler ANSYS Fluent'e ait ticari kodları ile gerçekleştirilmiştir. ANSYS CFD çözücüleri sonlu hacimler yöntemini kullanır. Sonlu hacim yöntemi (FVM), özellikle büyük problemler, yüksek Reynolds sayı türbülanslı akışlar ve kaynak terimi baskın akışlar (akış kaynaklı gürültü, yanma gibi) için bellek kullanımı ve çözüm hızında bir avantaja sahip olduğu için CFD kodlarında yaygın bir yaklaşımdır.

Bu yöntemde yöneten kısmi diferansiyel denklemler korunum formunda yeniden düzenlenir ve daha sonra ayrı kontrol hacimleri üzerinde çözülür ve böylece belirli bir kontrol hacmi boyunca akışların korunmasını sağlar. Sonlu elemanlar yöntemi (FEM) katıların yapısal analizinde kullanılır, ancak akışkanlar için de geçerlidir. Sonlu hacim yaklaşımından çok daha kararlıdır. Bununla birlikte, daha fazla bellek gerektirebilir ve sonlu hacimler yönteminden daha yavaş bir çözüme sahiptir.



Şekil 3.1 Ağ örgüsü elemanı kontrol hacmi

Burada Q, korunan değişkenlerin vektörü, F, akışların vektörü V, kontrol hacim elemanının hacmi ve A, kontrol hacim elemanının yüzey alanıdır. Sonlu hacim denklemi, yöneten denklemlerini form halinde verir:

$$\frac{\partial}{\partial t}\iiint QdV + \iint FdA = 0 \tag{3.1}$$

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği genel olarak 3 aşamaya bölünmüştür. Çözüm öncesi aşamada; CAD programı ile geometri oluşturulup, problemi etkilemeyecek detaylar temizlendikten sonra akış hacmi elde edilir. Daha sonra uygun ağ yapısı oluşturulur ve

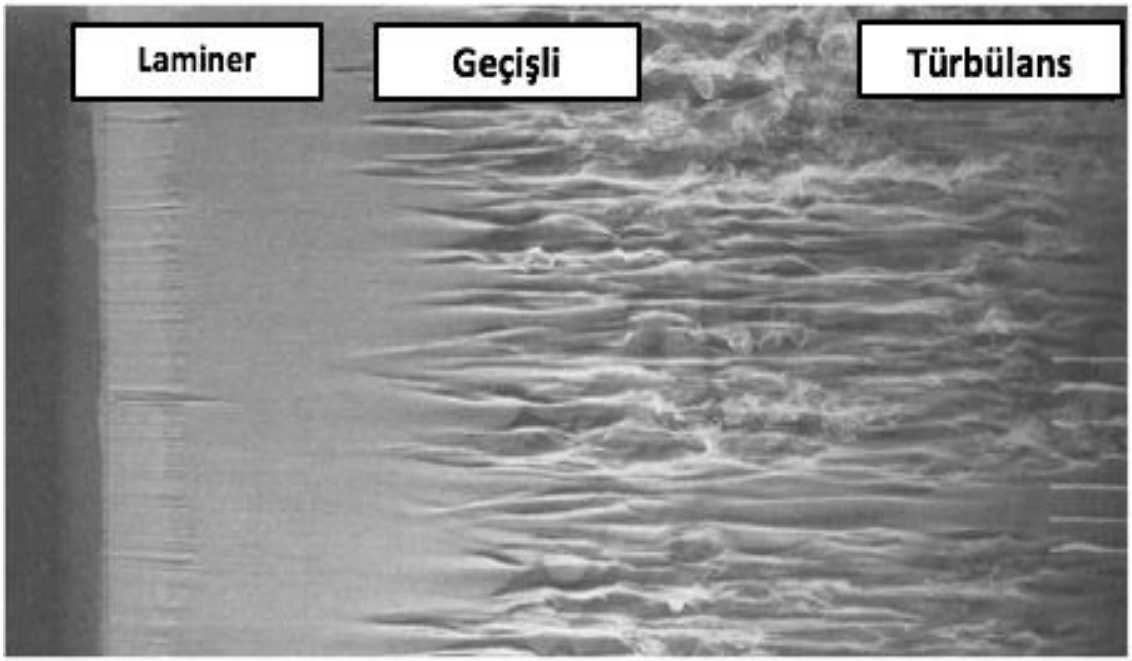
sınır şartları isimlendirilir. Daha sonra FLUENT programında sınır şartları ve çözücü ayarları yapıldıktan sonra çözüm aşamasına geçilir. Daha sonra incelenecek parametreler; akış davranışı, türbülans, ısı transferi, enerji, basınç, hız dağılımları vs. çözüm sonrası aşamada elde edilmiş olur.

Bu tez çalışmasında daha önce değinildiği gibi nümerik olarak akış kaynaklı gürültü davranışı elde edilmesi hedeflenmiştir. Gerçekçi bir yaklaşım elde edilebilmek için akış kaynaklı gürültü analizinde akustik sinyallere çevrilecek basınç salınımlarına türbülans modellerinin etkisi incelenecektir.

## 3.1 Türbülans

Türbülans akışın özelliğidir ve akışkanın kendisinin bir özelliği değildir. Türbülans veya çalkantı bir sıvının ya da gazın hareket halindeki düzensizliğidir. Akışkanlarda türbülansta kesin bir tanım yoktur ve türbülans teorisi yoktur. Türbülans, bu nedenle aşağıda açıklanacak birkaç gözlemlenebilir özellik ile karakterize edilir.

Türbülans hem zaman hem de boşluk olarak rastgele, düzensiz bir hareket olarak tanımlanmıştır. 1877'de Boussinesq [30], türbülans gerilmelerinin ortalama gerilim oranları ile lineer orantılı olduğu hipotezi hala en türbülans modellerinin temelini oluşturur. Akış alanında; laminer, geçişli ve türbülans şeklinde üç farklı rejim gözlemlenir.




Şekil 3.2 Akış yapısı

Laminer rejimdeki akışlar düzgündür, aerodinamiktir ve katmanlı sıvı tabakaları düzgün bir şekilde birbirine geçer. Geçiş, tabakalı bir akıştan türbülansa dönüşümü sağlayan laminer durumun istikrarsızlığından kaynaklanmaktadır.

Doğada ve endüstriyel uygulamalarda karşılaşılan akışların çoğu çalkantılıdır. Türbülansta, çeşitli uzunluk ve zaman ölçekleri ile düzensiz hareketi karakterize edilir. Türbülanslı akışlar enerjiyi dağıtmaktadır. Sıvının kinetik enerjisi, viskoz etkilere bağlı olarak en küçük ölçeklerde ısıya dönüştürülür. Türbülans sürdürülebilmesi için sürekli enerji gerektirir, azalması durumunda azalarak kaybolur. Ortalama akış gradyenlerinden enerji çekilmesi ile bu enerjinin en küçük ölçeklerde dağıtılması arasında bir dengenin mevcut olduğu bir enerji kaskadı kavramı, belirli bir akış için ölçek aralıklarını tahmin etmeyi mümkün kılar.

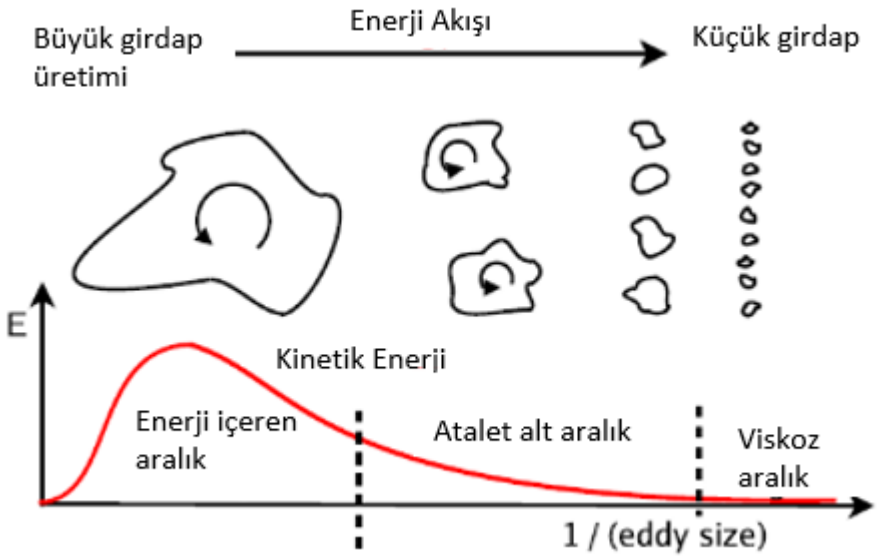
$$Re = \frac{UL}{v} \tag{3.2}$$

Burada U L ortalama akışın karakteristik hız ve uzunluk ölçekleri ve akışkanın kinematik viskozitesidir.

Türbülanstaki önemli unsurlardan bazıları; yüksek Reynolds sayısına sahip olması, geniş uzunluk ve zaman ölçeklerinde oluşması, tamamen üç boyutlu ve zamana bağlı olmasıdır. Türbülanslı akışlar laminer akışın aksine çok daha düzensiz ve aralıklıdır ve türbülans genellikle laminer akışın bir dengesizliği olarak gelişir. Viskoz bir akışkanlar için, bu dengesizlikler Navier-Stokes denklemlerinde bulunan doğrusal olmayan eylemsiz terimlerin ve viskoz terimlerin etkileşimlerinden kaynaklanır ki bunlar türbülanslı akışın dönel harekete sahip olması, üç boyutlu olması nedeniyle çok karmaşıktır ve zamana bağlıdır.

Şekil 3.1 Türbülanslı akışın enerji dağılımında gösterildiği gibi, türbülanslı akışta oluşan girdaplar için üç farklı bölge olarak tanımlanabilir. Bunlar girdap içeren enerji, atalet alt bölgesi ve dağılım alt-alanı tanımlanabilir. Akış geometrisi tarafından belirlenen integral ölçeği, türbülanslı kinetik enerjinin çoğunu içerir. Bu enerji, ortalama akışla sürekli olarak sağlanır. Taylor mikro-ölçeği atalet alt aralıktadır ve integral ölçeğinden çok daha küçüktür, ancak Kolmogorov ölçeğinden çok daha büyüktür. Atalet alt alanı bir parçası olan türbülans ölçekleri, türbülansta daha büyük ölçeklerden enerji alır ve daha sonra

daha küçük ölçeklere aktararak enerji kaybeder. Bu işleme "enerji katmanı" adı verilir. Enerji spektrumundaki en küçük uzunluk skalaları (Kolmogorov) dağılım alt aralığı içindedir. Bu seviyede viskozite önemlidir ve verdiklerin tüm kinetik enerjisi viskoz




Şekil 3.1 Türbülanslı akışın enerji dağılımı

dağılım ile ısıya aktarılır.

Yüksek Reynolds sayısındaki çalkantılı bir akış alanı, en büyükten en küçüğe doğru olan çeşitli boyutlardaki girdaplar oluşur. Her bir girdap hız, zaman ve uzunluk ölçeğine bağlı olabilir. Bu başlangıçtaki büyük ölçekli girdaplar, girdap gerilmesi nedeniyle daha küçük ve daha küçük ölçekli yapılara parçalanacaktır. Türbülanslı akışın 3 uzunluk ölçeği bulunmaktadır;

- İntegral ölçek ($\ell$)
- Taylor mikro ölçek ($\lambda_T$)
- Kolmogorov mikro ölçek (η)

Akıştaki en büyük girdap boyut büyüklüğü integral ölçeği $\ell$, en küçük olanı ise $\eta_k$ ile tanımlanmıştır. Kolmogorov ölçeğinde viskozite baskındır ve daha öncede bahsedildiği şekilde türbülans kinetik enerji sebebiyle gittikçe küçülen girdaplar en son ısıya dönüşür. Matematiksel olarak sabit türbülanslı akış için, küçük ölçeklerde tüketilen enerji büyük ölçeklerin sağladığı enerjiye eşit olmalıdır. Çok yüksek Reynolds sayısına sahip akış için, viskoz kuvvetler atalet kuvvetlerine göre giderek daha küçük hale gelir. Daha sonra

viskozite etkileri önem kazanana ve enerji dağıtılana kadar küçük ölçekli girdaplar üretilir.

Kolmogorov ölçekleri türbülanslı akışta en küçük ölçeklerdir. Davranışı tanımlamak için gereken iki fiziksel parametre; viskozite v ve türbülans kinetik enerjisinin dağılım oranı $\epsilon$ ifadesidir. Kolmogorov uzunluk ölçeği X'de zaman ölçeği de y'de tanımlanmıştır;

$$\eta_k = \left(\frac{v^3}{\epsilon}\right) \tag{3.3}$$

$$\tau_k = \left(\frac{v}{\epsilon}\right)^{1/2} \tag{3.4}$$

Bu uzunluk ölçeğini akıştaki en büyük ölçeklerle ilişkilendirmek için, geniş ölçekli akış özellikleri açısından dağılma oranının bir yaklaşım yapılır. Dağılım hızı kinetik enerji üretim oranına eşittir ve küçük ölçeklere kinetik enerjinin verilme hızı ifadesi $U^2$ orantılıdır. Büyük girdapların zaman ölçekleri genellikle devrilme zamanı (turnover time) L/U şeklinde ifade edilebilir. Gerekli kinetik enerji oranı bu zaman ölçeğinin tersiyle ilişkili olacağını varsaymak mantıklıdır. Bu dağılım oranı bu ilişki ile şu şekilde yazılabilir.

$$\epsilon = \frac{UU}{L/U} \backsim \frac{U^3}{L} \tag{3.5}$$

Bu yaklaşım ile dağılım oranı $\epsilon$ yerine yazıldığında Kolmogorov arasındaki ilişki bu şekilde olur;

$$\eta_k = \left(\frac{v^3 L}{U^3}\right)^{1/4} \tag{3.6}$$

Yukarıdaki denklemden de görüleceği üzere dağılım oranı $\epsilon$ viskoziteye bağlı değildir. Viskozite, sadece hangi boyutta dağılımı belirlemek için kullanılır. Elde edilen yaklaşım sonucu akışın en küçük ölçeği şu şekilde ifade edilebilir;

$$\frac{L}{\eta} \backsim \left(\frac{UL}{v}\right)^{\frac{3}{4}} = Re^{3/4} \tag{3.7}$$

Beklendiği gibi, en büyük ve en küçük uzunluk ölçeklerinin farkı Reynolds sayısı arttıkça artmaktadır.

Türbülansta yaygın olarak karşılaşılan bir diğer uzunluk ölçeği Taylor mikro ölçeğidir. Bu ölçeğin fiziği Kolmogorov ve integral uzunluk ölçeği gibi kolayca anlaşılamamaktadır, fakat dalgalanan gerilim oranı alanı için uygun bir tahmin sağlar. Taylor mikro ölçeği, $\lambda_T$ şu şekilde ilişkilendirilir;

$$\left(\frac{\partial u'}{\partial x}\right)^2 = \frac{u'^2}{{\lambda_T}^2} \tag{3.8}$$

Denklem (3.8)'deki u' dalgalanan ortalama hızı göstermektedir. Taylor mikro ölçeği türbülans dalgalanması ile ilgili olduğundan, bazen türbülans uzunluk ölçeği olarak da ifade edilmektedir. Reynolds sayısı Taylor mikro ölçeği ve ortalama hız salınımı ile de hesaplanabilir;

$$Re_\lambda = \frac{u'\lambda}{\nu} \tag{3.9}$$

## 3.2 Türbülans Modelleri

Türbülansın teorik analizi ve tahmini, akışkan dinamikleri, özellikle de hesaplamalı akışkan dinamiği (CFD) temel problemidir. En büyük zorluk, türbülans olgusunun rastgele veya kaotik doğasından kaynaklanmaktadır. Bu öngörülme engeli nedeniyle, akış denklemlerinin zaman ortalamalı formlarıyla çalışmak alışılmışın dışında bir şeydi ve kaçınılmaz olarak akış değişkenlerinin dalgalanan miktarlarının yüksek dereceli korelasyonlarını içeren terimlerle sonuçlanıyordu. Bu bilinmeyen korelasyonların hesaplanması için kullanılan yarı ampirik matematiksel modeller türbülans modellemesinin temelini oluşturmaktadır. Bu çalışmanın odak noktası, türbülans fiziklerinin incelenmesi, yakınsama modelleri ve spesifik akış koşullarına uygulanması da dahil olmak üzere türbülans modellemesinin temel prensiplerini araştırmaktır. Türbülanslı akış hesaplamaları genellikle ticari CFD türbülans kodları ile yapıldığından, bu çalışma boyunca bu modellerin farkını özel olarak vurgulanacaktır.

CFD'de çözümü etkileyen önemli üç ana aşama vardır:

- Ağ yapısı üretimi
- Algoritma geliştirme
- Türbülans modellemesi

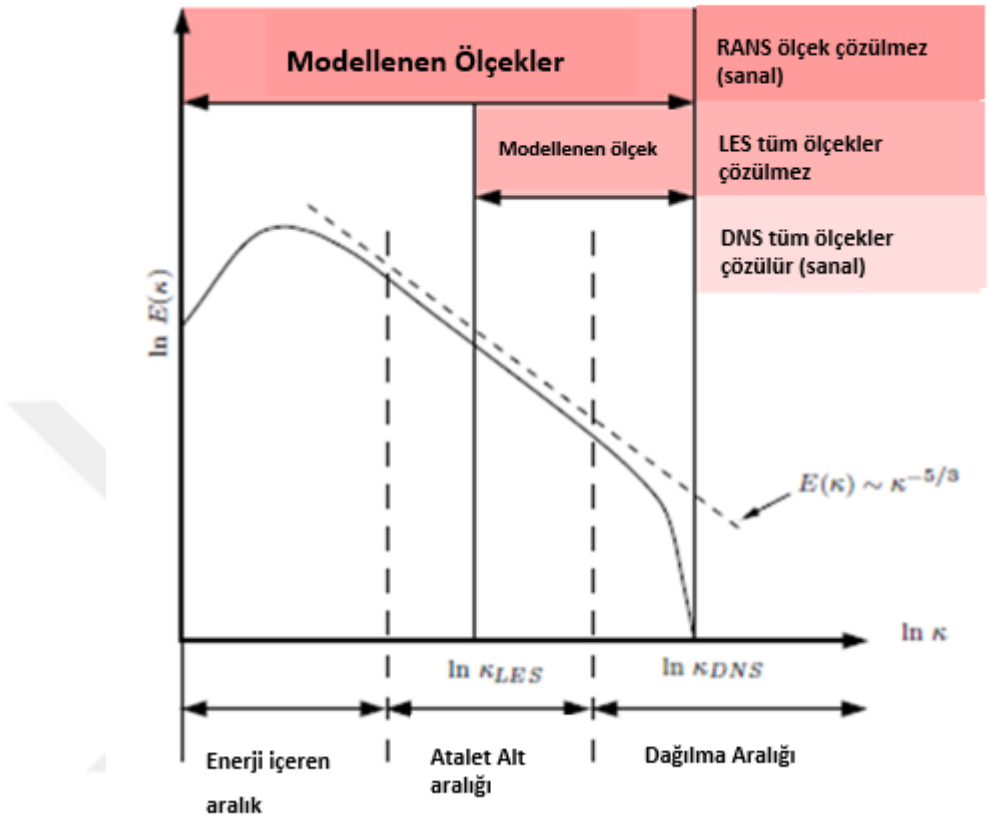
Bu çalışma için referans ve geliştirilen sistemin akış davranışını ortaya çıkarmak için RANS denklemlerinden k-w-SST, gelişmiş modellerden Large eddy simulation (LES) modeli ve melez model olan Scale Adaptive simulation (SAS) modeli uygulanacaktır. Akışın fiziksel davranışını yakalama kabiliyetleri ve aerodinamik gürültü sebep olan basınç salınımları yakalama özellikleri karşılaştırılıp deneysel olarak ses gücüne olan etkileri incelenecektir.

### 3.2.1 Direct Numeric Simulation (DNS) Türbülans Modeli

Türbülanslı akışları çözmek için en doğru sayısal yöntem; ortalama gerektirmeyen, sayısal ayrıklaştırma gerektirmeyen Direct Navier Stokes modelidir. DNS çözümlerinde, tüm zaman ve uzunluk ölçekleri hesaplanır. Dolayısıyla, hesaplanan sonuçlar deneysel olarak elde edilen sonuçlarla eşdeğerdir. Tüm türbülans ölçeklerinin yakalanmasını sağlamak için hesaplama alanı, fiziksel alan veya en büyük türbülans yapı - eddy - kadar büyük olmalı ve hesaplama meshinin boyutu Kolmogorov ölçeğinden daha büyük olmamalıdır. Dahası, bir DNS simülasyonunda kullanılacak mesh sayısını sınırlar. Zaman adımı ve mesh boyutu arasındaki ilişkiyi göz önünde tutulursa bir simülasyonun maliyeti, CPU süresi açısından Re3'e kadar yükselir. Mesh sayısı bilgisayar hızı ve bellek ile sınırlandığından DNS, basit geometrik alanlarla nispeten düşük Reynolds sayısındaki akışlar için mümkündür. DNS kullanarak elde edilen bilgi zenginliği akış fiziği hakkında bir anlayış geliştirmek ve dolayısıyla türbülans modeli oluşturmak için kullanılabilir.

LES türbülans modeli formülasyonunun Reynolds Ortalama Navier Stokes denklemlerinin formülasyonundan daha gerçekçi olduğu bilinmektedir (enerji spektrum ayrımında görülmektedir), yine de birçok uygulamada pratik olmasından dolayı URANS tercih edilmektedir. URANS'ın LES'e göre önemli bir avantajı, göreceli olarak kaba ağ yapılarda akış verilerini bir dereceye kadar doğrulukla öngörebilmesidir, bu nedenle hesaplama kaynağı ve işlemci zamanı gereksinimleri, LES'in gerektirdiğinden çok daha azdır. Günümüzde URANS modeli kullanımı, son teknoloji ürünü kişisel bilgisayarlarla ekonomiktir ve bu nedenle pek çok endüstriyel uygulama için uygundur. Ancak, daha

fazla kesinlik gerektiren uygulamalar için hala tatmin edici değildir. Özellikle küçük ölçekli türbülansta sesin özelliklerini belirleyen akustik için, URANS modelinin ortalamalı yaklaşımı yanıltıcıdır.




Şekil 3.4 Türbülans modelleri özellikleri

### 3.2.2 URANS k-w-SST Türbülans Modeli

İki denklemli modeller çok çeşitli mühendislik analizi ve araştırması için en popüler modeller olmuştur. Bu modeller, türbülans uzunluk ölçeği veya bazı eşdeğer parametreler için bağımsız transport denklemleri ve türbülans kinetik enerji sağlar. Bu iki değişkenin özellikleri ile, iki denklikli modeller tamamlanır; belirli bir akış senaryosu için modeli kullanmak için türbülans hakkında ek bilgi gerekmez. Bu modellerin, geniş bir akış yelpazesinde uygulanabileceği konusunda teşvik edici olmakla birlikte, iki denklemli bir modelin formüle edilmesinde yapılan kapalı varsayımların anlaşılması öğreticidir. Yeni bilgiler gerekmediği için tamamlanmışken, iki eşitlik modeli bir dereceye kadar temel varsayımlarının büyük ölçüde ihlal edilmediği akışlarla sınırlıdır. Özellikle, çoğu iki denklemli model, türbülanslı üretim ve dağılım dengesinin bulunduğu yerel denge ile

aynı temel varsayımı yapar. Bu varsayım ayrıca, türbülansta kullanılan ölçeklerin, ortalama akış ölçeği ile yerel olarak orantılı olduğunu; bu nedenle denge dışı akışlara uygulandığında, çoğu iki denklem modeli hatalı olacaktır. Biraz kısıtlı olmasına rağmen, iki denklikli modeller halen çok popülerdir ve uygun durumlarda uygulandığında mühendislik doğruluğunda iyi sonuç vermek için kullanılabilir.

Türbülanslı akış koşulları için ortalama akış özelliklerini analiz etmek için hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kullanılan en yaygın modeldir. Reynolds ile ortalama Navier-Stokes denklemleri (veya RANS denklemleri), akışkan akış için zaman ortalamalı hareket denklemidir. Denklemlerin ardındaki düşünce, Reynolds ayrışmasıdır; burada, anlık bir miktar, Osborne Reynolds tarafından önerilen bir fikir olan zaman ortalamalı ve dalgalanan miktarlara ayrıştırılır. RANS denklemleri, öncelikli olarak türbülanslı akışları tanımlamak için kullanılır. Navier-Stokes denklemlerine yaklaşık zaman-ortalama çözümler vermek için bu tür denklemler akış türbülansının özelliklerine dayalı tahminlere dayalı olarak kullanılabilir.

Geleneksel Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS), türbülans spektrumundaki tüm ölçeklerin simülasyonunun gerekliliğini ortadan kaldırmak için bir zaman ortalamasını kullanır. RANS yaklaşımı, Şekil 3.4'de gösterildiği gibi tüm türbülanslı spektrumu karakterize etmek için bir uzunluk ölçeği kullanmaktadır.

Aerodinamik olmayan akışlarda, sabit RANS çözümlerinin yeterli olmadığı çok sayıda problem (pistonlu motorlar, türbin kanadı soğutma ve kimyasal tepkimeler) vardır. Bu problemlerin birçoğu için, sabit RANS'dan (kararsız) zamana bağlı olmayan Reynolds-Averaged Navier-Stokes'a (URANS) basit bir geçişin yetersiz olduğu kanıtlanmıştır. k-omega türbülans modelinin kuvvetli serbest akış hassasiyetiyle başa çıkmak ve ters basınç gradyentlerinin tahminlerini iyileştirmek için çalışılmaktadır. SST modelinin formülasyonu fiziksel deneylere dayanır ve tipik mühendislik problemlerine çözüm önermeye çalışır. Son yirmi yılda model, belirli akış koşullarını daha doğru şekilde yansıtacak şekilde değiştirildi. Reynold'un Ortalama Eddy-viskozite, sahte bir kuvvettir ve sistemde fiziksel olarak mevcut değildir. Hesaplanan iki değişken genellikle tercüme edilir; böylece k türbülans kinetik enerjidir ve omega girdapların yayılma oranıdır.

Bu çalışma için RANS modellerinden biri olan k-$\omega$ SST modeli uygulanmıştır. Denklem 3.10 ve Denklem 3.11'da k-omega SST denklemleri verilmiştir. K-omega denkleminden farklı olarak denklem 3.10'da ek bir terim bulunmaktadır. Bu ek ifadenin içerisindeki parametrelerde belirtilmiştir.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j}=\rho P-\beta^*\rho\omega k+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_k\mu_t)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{3.10}$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j}=\frac{\gamma}{v_t}P-\beta\rho\omega^2+\frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\sigma_\omega\mu_t)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+2(1-F_1)\frac{\rho\sigma_{\omega 2}}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} \tag{3.11}$$

Denklem içerisindeki ifadeler şu şekilde tanımlanmıştır;

$$P=\tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \qquad \tau_{ij}=\mu_t\left(2S_{ij}-\frac{2}{3}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right)-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}$$

$$S_{ij}=\frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \qquad \mu_t=\frac{\rho\alpha_1 k}{\max(\alpha_1\omega,\Omega F_2)}$$

$$\phi=F_1\phi_1+(1-F_1)\phi_2 \qquad arg_1=min\left[\max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^*\omega d},\frac{500v}{d^2\omega}\right),\frac{4\rho\sigma_{\omega 2}k}{CD_{k\omega}d^2}\right]$$

$$F_1=\tanh(arg_1^4) \qquad CD_{k\omega}=\max(2\rho\sigma_{\omega 2}\frac{1}{\omega}\frac{\partial \mathrm{k}}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j},10^{-20})$$

$$F_2=\tanh(arg_2^2) \qquad arg_2^2=\max\left(2\frac{\sqrt{k}}{\beta^*\omega d},\frac{500v}{d^2\omega}\right) \tag{3.12}$$

Sabitler;

$\sigma_{k1}=0.85;\ \sigma_{\omega 1}=0.65;\ \beta_1=0.075$

$\sigma_{k2}=1.00;\ \sigma_{\omega 2}=0.856;\ \beta_2=0.0828$

$\beta^*=0.09;\ \alpha_1=0.31$

### 3.2.3 Large Eddy Simulation Türbülans Modeli

Türbülanslı akışlar geniş ve uzunluk ve zaman ölçeğine sahip girdaplar ile karakterize edildiği daha önce belirtilmişti. En büyük girdaplar tipik olarak ortalama akışın karakteristik uzunluğuyla karşılaştırılabilir boyutta iken, en küçük girdaplar türbülanslı kinetik enerjinin dağılmasında rol oynar. Teorik olarak, Doğrudan Sayısal Simülasyon

(DNS) yaklaşımını kullanarak türbülans ölçeklerin tüm spektrumunun çözümü mümkündür. DNS'de hiçbir modelleme gerekmemekle birlikte, hesaplama çabası o kadar yüksek ki mühendislik problemleri için anlamsızdır. Dahası, DNS'nin hesaplama maliyeti Reynolds sayısının üçüncül gücüyle orantılıdır, bu yüzden pratik olarak (çok) düşük Mach sayıları için uygulanabilir.

Large Eddy Simülasyonu (LES), türbülansın geniş yapılarının akışın türbülans enerjisinin büyük bir bölümünü içerdiğinin bilgisini kullanır. Türbülans enerjisi büyük yapılardan daha küçük yapıya aktarılır ve en sonunda en küçük yapılar vasıtasıyla dağılır. Büyük yapılar tutarlı, homojen olmayan ve enerjiktir, oysa küçük yapılar izotropik, homojen ve dağılabilirdir. Küçük yapıların etkisi viskozite ile kıyaslanabilir. Bu nedenle, yalnızca enerjik olanları çözmek ve bütün yapı çeşitlerini çözmek yerine dağılma bölümünü modellemek iyi bir yaklaşımdır.

LES yaklaşımı, DNS ve RANS'ın arasında ara bir yöntem olarak kullanılmıştır. LES'in altında yatan öncellik, herhangi bir türbülanslı akışın yüksek enerjili girdaplardan oluşması ve geniş spektrumda ölçek içermesidir. LES'in arkasındaki teori şu şekilde özetlenebilir: Momentum, kütle, enerji ve diğer pasif skalerler çoğunlukla geniş girdaplar tarafından aktarılır. Geniş girdaplar, akışın geometrisine ve sınır koşullarına daha fazla bağımlıdır. LES yaklaşımında, korunum denklemleri, Navier-Stokes denklemlerini mekansal olarak filtreleyerek elde edilir. Büyük türbülanslı ölçekler doğrudan hesaplanırken, küçük ölçekler alt ağ ölçeği (SGD) modellenmiştir. SGS modelleri, çözülmüş ve çözülmemiş ölçekler arasındaki etkileşimleri tanımlamaktadır. LES, küçük türbülanslı yapıların, geniş gövdelerden daha evrensel olduğu gözlemine dayanır. Bu nedenle, fikir, büyük, enerji taşıyan yapıların momentum ve enerji transferine katkılarını hesaplamak ve sayısal şema ile çözümlenemeyen küçük yapıların etkilerini modellemektir. LES yaklaşımı, RANS yaklaşımından daha geneldir ve büyük ölçekli girdaplı alanlar için sınır koşullarına RANS bağımlılığını önler. LES yaklaşımı, üç boyutlu, zaman bağımlı bir çözüm verir ve bu nedenle, diğer ölçeklerden çok daha yüksek Reynolds sayıları için kullanılabilir.

Yalnızca büyük girdapları çözmek, LES'de DNS'den çok daha iri ağ ve daha büyük zaman adım boyutları kullanmasına izin verir. Bununla birlikte, LES hala RANS hesaplamaları için

tipik olarak kullanılanlardan daha ince ağ yapıları gerektirir. Buna ek olarak, modellenmekte olan akışın kararlı istatistiklerini elde etmek için LES modelinin yeterince uzun bir akış zamanı için çalıştırılması gerekir. Sonuç olarak, LES ile ilgili hesaplama maliyeti, normal olarak, bellek (RAM) ve CPU zamanı açısından sabit RANS hesaplamalarından daha yüksek olan büyüklük sıralamalarıdır.

Bu adımda hız, $u_i\ (x,t)$, filtrelenmiş bir parçaya ve hızın bir alt ağ bileşenine ayrıştırılır.

$$u_i(x,t) = \overline{U}_l(x,t) + U'_i(x,t) \tag{3.13}$$

Burada $\overline{U}_l$ filtrelenmiş kısmı gösterir ve büyük girdapların hareketini hesaplarken, $U'_i(x,t)$ alt ağ yapısı ölçeği ile artık hız alanını göstermektedir.

Benzer şekilde, skaler $\phi$ şu şekilde ayrıştırılır:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \tag{3.14}$$

Burada, $\bar{\phi}$ 'ye çözülen kısım denir ve $\phi'$ ise skaler $\phi$'nin alt ağ yapısı ölçekli kısmı denir. Ardından belirli bir alan D üzerindeki filtreleme işlemi;

$$\bar{\phi}(x) = \int_D \phi(x')G(x,x')dx' \tag{3.15}$$

Bu matematiksel yaklaşım, koniklik çekirdeği olarak adlandırılan ve filtreleme sürecini tanımlayan bir filtreleme operatörü G ile skaler ϕ'nin konvolüsyonudur. Filtreleme operatörü Reynolds operatörlerine benzese de çoğunlukla farklıdır. İki önemli ayrım var. İlki, skalerlerin ikinci filtrelemesinin ilk filtrelemeye eşit olmadığıdır.

$$\bar{\bar{\phi}}(x) = \int_D \bar{\phi}(x,t)G(x,x')dx' \neq \bar{\phi}(x) = \int_D \phi(x)G(x,x')dx' \tag{3.16}$$

Bu, dalgalanma değişkeninin filtrelenmesinin sıfır vermediğini göstermektedir. Buradan hareketle;

$$\overline{\phi'}(x) = \bar{\phi}(x) - \bar{\bar{\phi}}(x) \neq 0 \tag{3.17}$$

Denklem (3.18) bir kez daha filtrelenirse;

$$\overline{\phi'}(x) = \bar{\phi}(x) - \bar{\bar{\phi}}(x) \neq 0 \tag{3.18}$$

Filtre ve alt ağ yapısı ölçekli model uyumluluğu LES türbülans modeli çok önemli bir konudur. Genel olarak, filtreleme sonlu hacim ayrıklaştırmasıyla örtüşerek yapılır, böylece çekirdek $G(x, x')$;

$$G(x, x') = \begin{cases} \frac{1}{V}, & x' \in v \\ 0, & x' \end{cases} \tag{3.19}$$

Burada V hücre hacmidir. Denklemdeki çekirdek denklem için uygulandığında, filtreleme denklemi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\bar{\phi}(x) = \frac{1}{V}\int_V \phi(x')dx', \quad x'\epsilon v \tag{3.20}$$

Akışı tanımlayan temel denklemler, kütlenin korunumu ve momentum korunumu denklemleridir. Genel formda, t zamanındaki $x_i$ yönündeki kütlenin korunumu,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{3.21}$$

Denklemdeki $\rho$ yoğunluk, $u_i$ ise i yönündeki hızı göstermektedir. Momentumun korunumu,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i u_j\right) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{3.22}$$

Burada, p basınç ve $\tau_{ij}$ stres tensörüdür. Zamana bağlı sıkıştırılamaz Navier-Stokes denklemlerine denklem (3.21) uygulanırsa, sonuçtaki süreklilik ve momentum transport denklemleri,

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \tag{3.23}$$

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial(\overline{u_i u_j}}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{Re}\frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_i \partial x_j} \tag{3.24}$$

Denklemin sol tarafındaki $u_i u_j$ teriminin doğrudan doğruya kullanımını engelleyen doğrusal olmayan denklemi getirdiği açıktır. Böylece, $\bar{u}$ ve u' gibi kabul edilebilir değişkenler açısından bir ayrışma yapılmalıdır.

Değişken u, $\bar{u}$ ve u' ifadelerinin toplamından oluşur. Lineer olmayan terim yerine konulursa,

$$\overline{u_i u_j} = \overline{(\overline{u_i} + u_i')(\overline{u_j} + u_j')} \tag{3.25}$$

$$\overline{u_i u_j} = \overline{\overline{u_i}\,\overline{u_j}} + \overline{\overline{u_i} u_j'} + \overline{u_i' \overline{u_j}} + \overline{u_i' u_j'} \tag{3.26}$$

Her iki taraftan da $\overline{u_i}\,\overline{u_j}$ ifadesi çıkartılırsa,

$$\overline{u_i u_j} - \overline{u_i}\,\overline{u_j} = \overline{\overline{u_i}\,\overline{u_j}} + \overline{\overline{u_i} u_j'} + \overline{u_i' \overline{u_j}} + \overline{u_i' u_j'} - \overline{u_i}\,\overline{u_j} \tag{3.27}$$

Daha sonra denklemi (3.27) denklem (3.24)'e yerleştirdikten sonra, filtrelenmiş sıkıştırılamaz momentum denklemi,

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial (\overline{u_i u_j}}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 \overline{u_i}}{\partial x_i \partial x_j} \tag{3.28}$$

Bu formülde i indeksi kartezyen koordinat sistemindeki üç yöndür. Ayrıca, p, filtrelenmiş basıncı temsil eder ve $\tau_{ij}$ terimi, Navier-Stokes denkleminin konvektif kısmının filtrelenmesinden doğan alt ağ yapısı ölçeği gerilimi (SGS) tensörü olarak adlandırılır.

Bundan başka, $\tau_{ij}$ alt grubu gerilme tensörü üç tensöre ayrılabilir;

$$\tau_{ij} = L_{ij} + C_{ij} + R_{ij} \tag{3.29}$$

Burada bu ifadeler şu şekilde tanımlanmıştır;

$$L_{ij} = \overline{u_i}\,\overline{u_j} - \overline{u_i}\,\overline{u_j} \tag{3.30}$$

$$C_{ij} = \overline{\overline{u_i} u_j'} + \overline{u_i' \overline{u_j}} \tag{3.31}$$

$$R_{ij} = \overline{u_i' u_j'} \tag{3.32}$$

Burada belirtilen üç ifadeden, $L_{ij}$ Leonard gerilme tensörüdür ve büyük ölçekler ile ortalama akış arasındaki etkileşimi modeller. Denklemdeki $C_{ij}$ ifadesine çapraz stres

tensörü denir ve büyük ve küçük ölçekler arasındaki ilişkilere karşılık gelir. Son olarak $R_{ij}$'ye Reynolds gerilme tensörü denir ve çözülmüş bölgedeki küçük ölçeklerin hareketini gösterir.

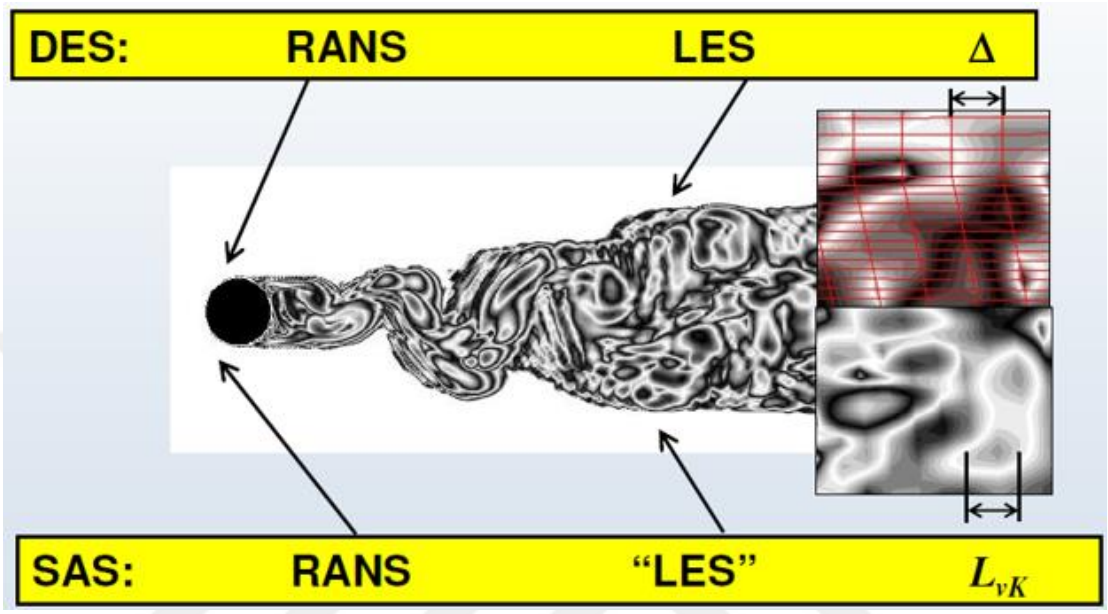
Daha önce de belirtildiği gibi, SGS modelleri çözülmüş ve çözülmemiş ölçekler arasındaki etkileşimleri tanımlamaktadır. Bir alt ağ yapı ölçekli modelin asıl görevi, büyük ve alt ölçekli ölçekler arasındaki enerji aktarımını taklit etmektir. Enerji, büyük ölçeklerden küçük olanlara taşınır. Bu nedenle, alt ağ yapı ölçekli bir model, yeterli enerji dağılımı vasıtası sağlamalıdır. Bu model ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır ve hala devam etmektedir.

### 3.2.4 Scale Adaptive Simulation Türbülans Modelleri

Menter ve ark. [32,33] böyle bir istenmeyen ağ yapısı hassasiyetini önlemek için ayrık akışlarda LES benzeri bir davranış sağlayabilen geliştirilmiş bir URANS yöntemi geliştirdiler. Ölçek Uyarlamalı Simülasyon (SAS) adı verilen bu kavram von Kárman uzunluk skalasının türbülans ölçekli denklemine girmesine dayanmaktadır. Von Kárman ölçeği, dinamik olarak SAS modeli, akış alanının kararsız bölgelerinde LES benzeri bir davranışa neden olan kararsız yapıları çözer. Von Karman ölçeğinin tanıtımı, Rotta'nın integral uzunluk ölçeği denkleminin yeniden formüle edilmesine dayanmaktadır.

Bir URANS'ın avantajlarını bir LES'in daha yüksek çözünürlüğü ile birleştirmek için, Detached Eddy Simülasyonu (DES) veya SAS gibi gelişmiş türbülans modelleri gibi melez yöntemler geliştirilmiştir. SAS konsepti von Karman uzunluk ölçeğinin türbülans ölçekli denklemine girmesine dayanır. Von Karman uzunluk ölçeği tarafından sağlanan bilgiler SAS modelinin URANS analizinde çözülen yapılara dinamik olarak ayarlanmasını sağlar ve akış alanının kararsız bölgelerinde LES benzeri bir davranışa neden olur. Aynı zamanda, model kararlı akış bölgeleri için standart RANS yetenekleri sağlar. Von Karman uzunluk ölçeği, Rotta'nın [32] integral uzunluğu ölçeği için denkleminin yeniden formüle edilmesine dayanmaktadır. Von Karman uzunluk ölçeğini içeren terim, SST modelinin bir SAS modunda çalıştırılmasını sağlayan SST türbülans modeline dönüştürülür.

SAS türbülans modeli çözülen girdap yapılarını algılar ve buna göre ayarlar. Egorov ve Menter [32,33] SST-SAS modelinin hareket denklemleri denklem (3.34) ve denklem (3.35) türbülanslı girdap frekansı w için taşıma denkleminde ek SAS kaynak terimi $Q_{SAS}$ tarafından SST-RANS modelinden farklıdır.




Şekil 3.5 Türbülans modelleri farkı

SST modeline dönüşümün başlangıç noktası, Menter ve Egorov [33] tarafından verilen $k - v_t$ formülasyonudur. Aşağıdaki iki eşitlik, k ve $\Phi = \sqrt{kL}$ değişkenleri için türetilmiştir;

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + U_j \frac{\partial \rho k}{\partial x_j} = P_k - c_\mu^{3/4} \rho \frac{k^2}{\Phi} + \frac{\partial}{\partial y}\left[\frac{\mu_t}{\sigma_k}\frac{\partial k}{\partial y}\right] \tag{3.33}$$

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial t} + \frac{\partial \rho U_j}{\partial x_j} = \zeta_1 \frac{\Phi}{k} P_k - \hat{\zeta}_2 \mu_t s |U''| \frac{\Phi^2}{k^{3/2}} - \zeta_3 \rho k + \frac{\partial}{\partial y}\left[\frac{\mu_t}{\partial \Phi}\frac{\partial \Phi}{\partial y}\right] \tag{3.34}$$

$$v_t = c_\mu^{\frac{1}{4}} \Phi \tag{3.35}$$

Denklem (3.34) içerisindeki ifadeler şu şekilde verilmiştir;

$$\hat{\zeta}_2 = \zeta_2 \max\left(c_{SAS}, \left|\frac{L'}{K}\right|\right) \quad |U''| = \sqrt{\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_k^2}\frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j^2}} \quad |L'| = \sqrt{\frac{\partial L}{\partial x_j}\frac{\partial L}{\partial x_j}} \tag{3.36}$$

Burada S gerinim oranının mutlak değerini ve $P_k$, türbülans kinetik enerjinin üretim hızı göstermektedir. İfadelerdeki katsayılar,

$c_\mu = 0.09, k = 0.41$

Rotta'nın tahminlerine göre; $\zeta_1 = 0.8, \zeta_2 = 3.51$ ve $\zeta_3 = 0.0326$ değerlerine sahiptir ve denklemlerin duvarın logaritmik yasasını karşılaması gerektiği ortaya çıkar.

$\Phi$ denklemindeki SAS ile ilgili terim ikinci türev $|U''|$ olan terimdir. Bu terimin sonucu olarak, yukarıdaki model ile öngörülen uzunluk ölçeği L, büyük ölçüde von Karman uzunluk ölçeği ile orantılıdır:

$$L_{vk} = k \left| \frac{\partial U/\partial y}{\partial^2 U/\partial y^2} \right| \tag{3.37}$$

Menter ve Egorov [33], U teriminin Rotta'nın tam uzunluk-ölçekli denkleminin sonucu olduğunu göstermiştir. Dolayısıyla, güçlü bir teorik dayanağı vardır ve denklem (3.34)'in merkezi terimlerinden biridir. SAS yeteneğini SST modeline de sağlamak için, $\phi$ denklemi aşağıdakileri kullanarak k-w çerçevesine dönüştürülür:

$$\Phi = \frac{1}{c_\mu^{1/4}} \frac{k}{\omega} \tag{3.38}$$

Sonuç olarak $\omega$ denkleminde $v_t$ yer alır. $\hat{\zeta}_2 = \zeta_2 . c_{sas}$ ve $L = \sqrt{k}/c_\mu^{0.25}\omega$. Denklem (3.36)'teki L' SAS rejiminde $c_{sas}$ baskın olduğu için ihmal edilmiştir. Denklemin sağ tarafındaki ilk üç terim, orijinal Wilcox modelinin standart koşullarıdır (Wilcox 1998). İfade şu şekildedir;

$$\frac{2\rho}{\sigma_\Phi} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

Bu terim, $k - \sigma$ modelinin $k - \omega$ modeline dönüştürülmesiyle elde edilen çapraz difüzyon terimidir. Zaten SST modelinde bölgelere ayrılmış bir şekilde dahil edilmiş ve modelin Wilcox modelinin serbest akış duyarlılığını önlemesine yardımcı olmaktadır. Parantez içindeki son terim sıfırdır, çünkü her iki eşitlikte de $k - \omega$ ve $k - \phi$ modeli aynı difüzyon sabitlerini kullanır. Bu nedenle kalan şartlar şunlardır:

$$F_{SST-SAS} = \frac{2\rho}{\sigma_\Phi}\frac{k}{\omega^2}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j} + \hat{\zeta}_2 K\rho S^2 \frac{L}{L_{vK}} \quad (3.39)$$

Dönüşümün amacı, SST modelini RANS rejiminde korumak ve URANS bölgelerinde SAS yeteneğini etkinleştirmektir. Denklem (3.39)'in sağ tarafındaki 1. ifade 2. ifadeye RANS rejiminde denk iken, SAS denkleminde 2. ifade 1. ifadeden büyüktür ve $F_{SST-SAS}$ ifadesi;

$$F_{SST-SAS} = \rho F_{SAS} \max\left[\hat{\zeta}_2 K S^2 \frac{L}{L_{vK}} - \frac{2k}{\sigma_\Phi}.\max\left(\frac{1}{\omega^2}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right), 0\right] \quad (3.40)$$

Sabitler, küçük düzeltmelerle $k-\phi$ modelinden alınmıştır:

$F_{SAS} = 1.25; \hat{\zeta}_2.c_{sas} = 1.755;\ \sigma_\Phi = 2/3$

# BÖLÜM 4

# SESİN TEMEL KAVRAMLARI

## 4.1 Ses ve Gürültü

Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerjidir. Sesin oluşması için bir titreşim hareketi gerekli olup, bu hareketin yayılması için de hava, su gibi akustik bir ortam şarttır. Ses, nesnel bir kavramdır. Ölçülebilir, varlığı kişiye bağlı olarak değişmez. Gürültü, hoşa gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses olarak tanımlanır. Gürültü, öznel bir kavramdır. Birçok gürültü tipi kişilere bağlı olarak rahatsız edici olabilir veya olmayabilir.

Ses, basınç dalgalanması olarak tanımlanır. Ses dalgası, bir ortamda ses hızında dalgalar halinde yayılım yapan bölüm olarak tanımlanırken, hidrodinamik basınç dalgalanması türbülans ile ilişkili basınç dalgalanmaları olarak tanımlanmaktadır. Ses kaynakları, ya katı bir vücut sıvısı etkileşimi ya serbest sıvı hareketi tarafından harekete geçirilir.

Sağlıklı ve genç bir insan için normal duyma aralığı yaklaşık olarak 20 Hz (Hertz)'den 20,000 Hz (20 kHz)'e kadardır. Kulak en iyi orta ve yüksek frekanslara (500 Hz-4000 Hz) en kötü düşük frekanslara (63 Hz –250 Hz) tepki verir.

Bir kaynağın yakın alanı, ses basıncının ve akustik parçacık hızının fazda olmadığı bir kaynağa yakın bölgedir. Bu bölgede ses alanı, uzak alanda olduğu gibi kaynağın uzaklığı arttığında her biri 6 dB azalmaz. Yakın alan, kaynaktan yaklaşık bir dalga boyuna eşit uzaklıkta veya ses kaynağının en büyük boyutuna (hangisi büyükse) eşit bir mesafeyle sınırlıdır.

## 4.2 Desibel

Desibel (dB), belirli bir referans güç ya da miktar seviyeye olan oranı belirten, genelde ses şiddeti için kullanılan logaritmik ve boyutsuz bir birimdir. Desibel daima iki değer arasındaki karşılaştırmadır. Bunun sonucu olarak da çoğu kez ölçülen güç değeri değişik olmasına rağmen desibel sayısı aynıdır.

## 4.3 Ses Gücü

Bir kaynaktan birim zamanda yayınan ses enerjisine ses gücü denir. Birimi Watt'tır.

$$L_W = 10 \log \frac{W}{W_{ref}} \tag{4.1}$$

$$W_{ref} = 1 \times 10^{-12} \quad [\text{Watt}] \tag{4.2}$$

## 4.4 Ses Basıncı Seviyesi

Ses basıncının, referans ses basıncına oranı olarak tanımlanmıştır.

$$SPL = 10 \log_{10} \left( \frac{p^2}{p_{ref}^2} \right) \tag{4.3}$$

$$p_{ref} = 20 \times 10^{-6} \tag{4.4}$$

## 4.5 Ses Yayılma Hızı

Ses hızı ortamın fiziksel özelliklerine (yoğunluk, sıcaklık, gazın tipi vb.) bağlıdır.

## 4.6 Ses Şiddeti (Yeğinliği)

Vektörel ve ölçülebilir bir büyüklüktür. Ortamdaki, ses yayınımına dik bir birim alandan, birim zamanda geçen akustik enerjidir. Birimi $W/m^2$'dir. I ile gösterilir. Kaynaktan olan uzaklık arttıkça azalır. Ses basıncı ile parçacık hızının çarpımlarının zaman ortalaması olarak ifade edilir.

## 4.7 Ses Düzeyi

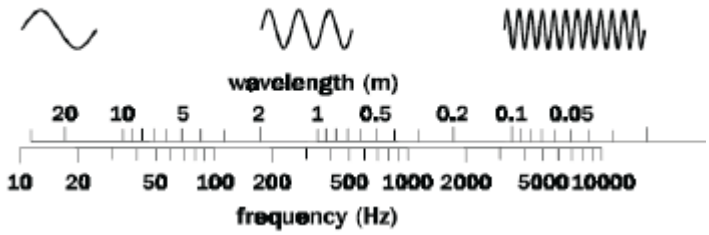
Ses düzeyi, ses basınç düzeyinin belli bir eğriye göre ağırlıklı olarak bulunmuş şeklidir. Bir çeşit filtreleme olarak kabul edilebilecek olan ağırlıklandırma işlemi için A,B,C ve D olmak üzere dört farklı tipte ağırlık eğrisi geliştirilmiştir. A ağırlıklama eğrisi, insan kulağının duyarlılık eğrileri ile doğrudan ilişkisi nedeniyle insanların gürültüye gösterdikleri tepkiyi ölçmede kullanılır. D ağırlıklama eğrisi, uçak gürültüsü ölçümlerinde kullanılır.

## 4.8 Oktav bandı

Tüm frekans spektrumunu kapsayan filtreleme için, oktav bant denilen frekans aralıkları kullanılır. Bir oktav bandında, bandın üst değeri, alt değerinin iki katıdır ve her bandın üst değeri bir sonraki bandın alt değeridir. Her bandın merkez frekansı ise alt ve üst sınırların geometrik ortalamasıdır.

## 4.9 Frekans ve Dalgaboyu

Harmonik dalgaların zamansal değişimi, frekansı f veya açısal frekansı ω = 2πf ile tanımlanırken, uzaysal değişim, dalga boyu λ veya dalga boyu k = 2π / λ'ye göre tanımlanır.



# BÖLÜM 5

## HİBRİT AEROAKUSTİK YAKLAŞIM METOTLARI

Akustik, ses üretiminin, yayılımının ve bunların etkilerini içeren bir ses bilimidir. Akustik teori, akışkanlar mekaniğinden türemiştir ve ses dalgalarının matematiksel tanımlamasına odaklanmaktadır.

Hesaplamalı Aero-Akustik (CAA), ses dalgalarının akış dinamikleri ve matematiksel denklemler yardımıyla gürültü oluşturma ve yayılım mekanizmalarını araştırmak için kullanılır. Ana hesaplama yaklaşımları, ses alanını doğrudan türbülanslı akış verilerinden değerlendirir ve akışın aerodinamik hareketi ile ilgili ses emisyonu arasındaki ilişkiyi kavrar.

Hesaplamalı akış kaynaklı gürültü, akış alanı hesaplamasının klasik yaklaşımlarını akustik ile birleştirir. Akıştan üretilen gürültü hesaplama yöntemleri, doğrudan hesaplama ve dolaylı ya da melez (hybrid) hesaplama olmak üzere iki türlü ayrılabilir. Doğrudan yaklaşım, sesi, modelleme olmadan yönetim denklemlerini çözerek kendi akışkan dinamik kaynak alanıyla birlikte hesaplar. Kolmogorov ölçeği ile hesaplama alanındaki ses dalgalarının kapsadığı mesafeye kadar tüm ölçekleri çözdüğünden doğrudan yaklaşım DNS yönteminden çok pahalıdır. Doğru bir analiz yapabilmek için yüksek kaliteye sahip ağ örgüsüne ihtiyaç duymaktadır. Melez yaklaşımda, akış hesaplamaları ve akustik sinyal hesaplanmasından ayrılır ve bu, aeroakustik analojiye dayanan bir işlem sonrası aşamada gerçekleştirilebilir.

Modern melez CAA teknikleri iki aşamaya ayrılabilir; ilk adım, kararsız akış verisinin belirlenmesidir ve ikinci adım akustik sinyalin hesaplanmasıdır. Zamana bağlı akış

alanının hesaplamalı yöntemle çözümü, sınırlı zaman ve konuma bağlı çözümler ve deneysel test olanaklarının çok maliyetli olması gibi deneylerin dezavantajlarını ortadan kaldıran hesaplama yöntemleri ile öngörülebilir. Hesaplamalı teknolojide etkin olan akış simülasyon metodolojilerindeki son gelişmeler, kabul edilebilir CPU zamanları içinde ses üretimi ile ilgili sorunları yüksek doğrulukla incelemek için kullanılabilir.

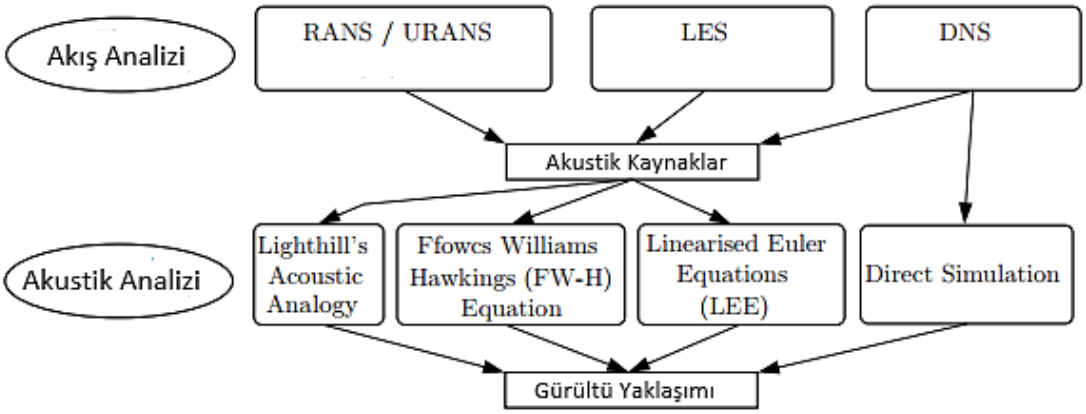
Aerodinamik gürültüyü hesaplamak için FLUENT, doğrudan yaklaşım, geniş bant gürültü kaynaklı modelleri kullanan bir yöntem ve FW-H akustik benzetmesine dayanan integral yöntemi olmak üzere üç yaklaşım sunmaktadır.

Türbülans olaylarının genel tahmini teorisinin yokluğunda, pratik yaklaşımlar modelleme ve simülasyon yöntemlerine başvurur. Bu çeşitli yaklaşımlar, türbülans viskozitesi hipotezine dayanan istatistiksel modellemeden, daha sonra sayısız ulaşım denklemini içeren daha gelişmiş modellemeden çalkantılı büyük girdap sayısal simülasyonlarına kadar değişen farklı karmaşıklık seviyelerine sahiptir. Bu çeşitli yöntemler rekabetçi olmaktan çok tamamlayıcıdır, her biri kendi performanslarına ve kısıtlamalarına sahip farklı açıklama seviyelerine karşılık gelir.

Akustik alanının DNS ve LES modeli ile doğrudan hesaplanması hem kararsız akış alanını hem de onunla ilişkili akustik sinyali hesaplayabilir. Ses alanının doğrudan hesaplanması için, sorunun çözülmekte olduğu alan, gürültü oluşturma bölgesi ve akustik alanın en azından bir bölümünü içermelidir [33]. DNS modeli, Navier-Stokes denklemini herhangi bir modelleme yaklaşımı olmadan çözer ve zaman ve uzunluk ölçeklerinin tüm aralığını çözmeyi amaçlar. DNS modeli, türbülansın geniş ve enerji ölçeklerini çözen ve küçük ve dağılmış ölçeklerin hem kararsız akış alanını hem de onunla ilişkili akustik sinyali hesaplamak için kullanılabileceğini gösteren bütün ölçeklerden Kolmogorov ölçeğine ve LES yöntemlerine çözer. Bu yöntemlerin en büyük dezavantajı, doğrudan hesaplamaların muazzam hesaplama maliyeti olmasıdır; bu sebeple, düşük Reynolds sayısındaki basit akış yapıları incelenmektedir.

Hesaplama zamanından kazanmak ve yapıların etkilerini eklemek için melez yaklaşımlar kullanılabilir. Direkt yöntemlerin tersine melez yöntemler iki ana kısımdan oluşur. Önce, kararsız akış alanı hesaplanır. Kararsız akış alanı, zamana bağlı Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri, Large Eddy Simülasyonu veya Direct Sayısal Simülasyon

kullanılarak hesaplanabilir. Kullanılabilir CPU kapasitesi ve akış karakteristikleri (Re, Ma gibi), simülasyon modelinin seçimi için ana kısıtlamalar olur. Ardından ikinci adımda akustik kaynaklar hesaplanır.




Şekil 5.1 Hirbrit Yöntemler

Bu yaklaşımda, akış hesaplama alanı farklı bölgelere ayrılır; böylece yöneten akustik veya akış alanı farklı denklemler ve sayısal tekniklerle çözülebilir. Bu, iki farklı sayısal çözücü, öncelikle tahsis edilmiş Hesaplamalı akışkanlar dinamikleri (CFD) aracı ve ikinci olarak akustik bir çözücü kullanmayı gerektirir. Akış alanı daha sonra akustik kaynakları hesaplamak için kullanılır.

Hem zamana bağlı olmayan durum (RANS, SNGR (Stokastik Gürültü Oluşumu ve Radyasyon)), ve zamana bağlı durum için (DNS, LES, DES, URANS, ...) akışkan alanı çözümleri kullanılabilir. Bu akustik kaynaklar, akustik yayılımı hesaplayan ikinci çözücüye verilir. Akustik yayılım aşağıdaki yöntemlerden biriyle hesaplanabilir:

1. Integral Metodu
    1. Lighthill'in analojisi
    2. Kirchhoff integral yöntemi
    3. FW-H metodu
2. LEE
3. Pseudospectral
4. EIF
5. APE

Bu çalışmada sadece gürültü tahmin yaklaşımı analizlerinde kullanılan integral metotlarına değinilecektir.

## 5.1 İntegral Metotları

Bir ses kaynağının akustik uzak alanını hesaplamak için akustik dalga denkleminin bilinen bir çözümüne dayanan birden fazla yöntem vardır. Serbest uzayda dalga yayılımı için genel bir çözüm tüm kaynaklarda integral olarak yazılabilir çünkü bu çözümler integral metotlar olarak özetlenebilir. Akustik kaynaklar, farklı bir kaynaktan bilinmelidir (örneğin, hareketli bir mekanik sistemin Sonlu Elemanlar simülasyonu veya hareketli bir ortamdaki kaynakların akışkan dinamik CFD simülasyonu). Bütünleşik kaynağın belirli bir gözlemci konumuna geldiği sinyalden gönderilme zamanı olan gecikmiş zamanda (kaynak zamanı) bütün kaynaklardan alınır. Bütün integral yöntemlerin ortak noktası, dalga denkleminin teorik bir çözümünü kullandıkları için ses hızındaki veya kaynak ile gözlemci arasındaki ortalama akış hızındaki değişiklikleri hesaba katamazlar. Lighthill teorisini [1,2] Navier Stokes akışkanlar mekaniği denklemlerine uygularken, bir tanesi hacimsel kaynaklar elde ederken, diğer iki analoji bir yüzey integraline dayalı uzak alan bilgisini sağlar. Akustik analojiler, dalga denkleminin bilinen çözümü kullanıldığı için çok verimli ve hızlı olabilir. Uzaktaki bir gözlemci, en yakın gözlemciyi alır. Tüm analojilerin uygulanması için ortak olan ek sayısal problemlerin ortaya çıkmasına yol açan çok sayıda katkının tamamlanmasıdır (birçok büyük sayının toplama / çıkarma işlemi sıfıra yaklaşır). Dahası, integral bir yöntem uygularken, genellikle kaynak etki alanı her nasılsa sınırlıdır. Teoride kaynakların sıfır olması gerekirken, uygulama her zaman bu koşulu yerine getiremez. Özellikle CFD simülasyonları ile bağlantılı olarak, bu büyük kesme hatalarına neden olur. Alanın çıkışında yavaş yavaş kaynağın sönümlenerek veya bu son etkiyi düzeltmek için bazı ilave terimler ekleyerek, bu kesme hataları en aza indirilebilir.

## 5.2 Dalga Denklemi

Dalga denklemi, fizikte çok önemli yere sahip bir kısmi diferansiyel denklemdir. Bu denklemin çözümlenmesinden ses, ışık ve akışkan dalgalarının hareketlerini betimleyen fiziksel nicelikler çıkar. Kullanım alanı olarak genellikle akustik, akışkanlar

mekaniği ve elektromanyetikte oldukça fazladır. Akışkanlar dinamiğinin temel koruma yasaları başlangıç noktası olarak kullanılır.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \tag{5.1}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j - \tau_{ij}) + \frac{\partial p}{\partial x_j} = F_i \tag{5.2}$$

Denklem (5.2)'deki $F_i$ dış kuvvetleri, $\tau_{ij}$ kayma gerilmesini gösterir:

$$\tau_{ij} = \mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}) \tag{5.3}$$

Momentum denklemi, viskoz bir akışkan (μ = 0), üniform akış (∂ (ρuiuj) / ∂xi = 0) ve dışsal kuvvetler (Fi = 0) olduğu varsayılarak basitleştirilebilir. Bu da;

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial p}{\partial x_j} = 0 \tag{5.4}$$

Bu denklemin türevini süreklilik denkleminin zaman türevinden çıkararak, $\partial^2(\rho u_i)/\partial t\,\partial x_i$ terimi ortadan kaldırılır.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p}{\partial x_i\,\partial x_j} = 0 \tag{5.5}$$

Sonsuz, homojen bir akışkanın değişkenleri $\rho = \rho_0 + \rho'$ ve $p = p_0 + p'$ şeklinde doğrusallaştırılabilir. Burada, alt indis 0 sabit arka plan akışının özelliklerini etkilemekte ve p' arka plan akışı üzerine gelen akustik bozuklukları etkilemektedir. Bu doğrusallaştırma ve izentropik akışlar için termodinamik ilişki $\partial p/\partial \rho = c_0^2$ 'nin yerine geçerek, homojen dalga denklemi elde edilir.

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2\frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = 0 \tag{5.6}$$

Homojen ve hareketsiz bir sıvıdaki bir ses dalgasının yayılımı, homojen dalga denklemiyle açıklanmaktadır. Homojen dalga denkleminin yalnızca ses dalgalarının yayılımını tanımlamaktadır. Bu denklemde ses kaynakları mevcut değildir. Bir ses kaynağının

varlığında, denklemin sağ tarafına bir kaynak terimi Q eklenir. $2^n$ kaynak terimine sahip homojen olmayan dalga denklemi aşağıdaki gibi yazılmıştır.

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^n Q_{ij\dots}}{\partial x_i x_{j\dots}} \tag{5.7}$$

Green'ın formül bu tür denklemleri çözmek için uygun bir yöntemdir. Green'ın formülü ile genelleştirilmiş dalga denkleminin çözümü aşağıdaki gibidir:

$$4\pi c_0^2 \rho'(\vec{x}, t) = \frac{\partial^n}{\partial x_i \, \partial x_{j\dots}} \int_{-\infty}^{\infty} Q_{ij\dots} \frac{\overrightarrow{dy}}{r} \tag{5.8}$$

Burada r kaynaktan uzaklığı temsil etmektedir. Sıvının kinetik enerjisi akustik enerjiye dönüştürüldüğünde bir ses kaynağı ortaya çıkar. Böyle bir dönüşüm, kütle, momentum veya kuvvet dalgalanmaları ile gerçekleşebilir. Bunlar dalga denkleminin, tek kutuplu (monopole), çift kutuplu (dipole) ve dört kutuplu (quadrupole) kaynaklarla temel çözümlerdir.

Akışkanın kütle dalgalanmaları 1. derece ses kaynakları, diğer bir deyişle tek kutuplu akustik kaynakları üretir. Bu tür ses kaynakları için örnekler titreşen bir küre, bir hoparlör diyaframı veya bir pervaneli kanatın hacim yer değiştirmesidir. 2. dereceden kaynak terimi çift kutuplu kaynak olarak adlandırılır ve dalgalanan bir momentum nedeniyle üretilir. Bu tür ses kaynakları, katı cisimlerin titreşimleri veya yüzeylerde değişen aerodinamik kuvvet alanlarından dolayı katı yüzeylerinde görülür. Dalga denkleminin son temel çözümü 4. derece kaynak terimi, dörtlü kutuplu kaynaktır. Dört kutuplu kaynak, akış alanındaki dalgalanmalar nedeniyle üretilen, türbülans etkisi ile oluşan aerodinamik ses kaynaklarıdır. Önemli bir gerçek, ses kaynağının her türünün eskisinden daha az etkili olmasıdır. Dört kutuplu kaynak, en az etkili olan kaynak türüdür. Bu kaynak çeşidi, düşük frekanslarda, diğer bir deyişle yüksek dalga boylarında daha fazla önem kazanmaktadır.

### 5.2.1 Lighthill Anolojisi

Lighthill'in aerodinamik olarak üretilen ses çalışması, akış kaynaklı gürültünün bir kilometre taşıdır. Aerodinamik dinamik miktarlara bağlı olarak yayılan sesi hesaplamak

için bir metodoloji geliştirdi. Çalışmaları öncelikle jet gürültü, üretimi veya radyasyonu etkileyen katı cisimlerin etkisi olmadan değerlendirdi. Dalga denkleminin türetilmesine analoji, başlangıç noktası akışkan dinamiklerinin korunum yasalarıdır. Burada, kütle ve momentum denklemlerinin korunumu orijinal formlarında, yani göz ardı edilebilir viskozite ve düzgün akış varsayımları olmadan kullanılır. Böylece, homojen dalga denkleminin türetilmesinde ihmal edilen terimler $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j - \tau_{ij})$ hesaba geri dönülür. Akış sınırsız olduğundan dış kuvvet yoktur, yani $F_i = 0$.

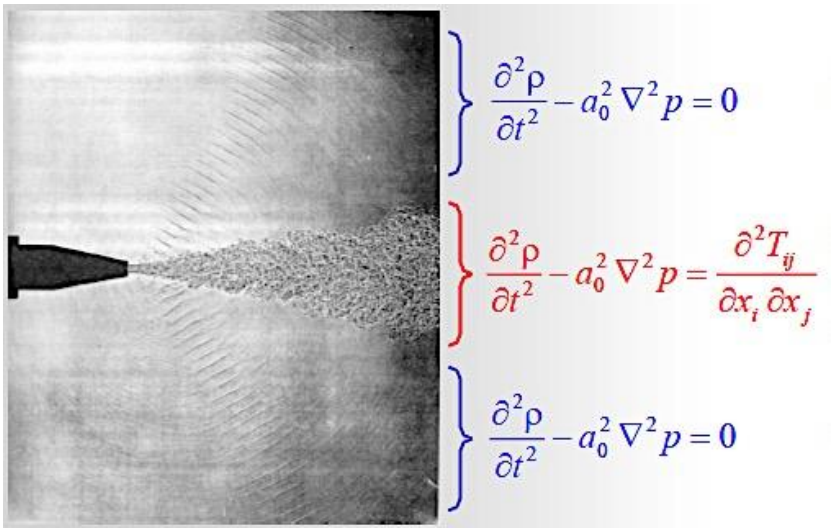
$$c_0^2 \nabla^2 \rho = c_0^2 \frac{\partial^2 (\rho \delta_{ij})}{\partial x_i \, \partial x_j} \tag{5.9}$$

Homojen olmayan dalga denklemi şöyle olur:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^n T_{ij}}{\partial x_i x_j} \tag{5.10}$$

Burada $T_{ij}$ şu şekilde tanımlanır:

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + (p' - c_0^2 \rho') \delta_{ij} - \tau_{ij} \tag{5.11}$$




Şekil 5.2 Lighthill denklemleri

Lighthill'in denkleminin koruma yasalarının doğrudan sonucu olduğuna dikkat edin. Lighthill'in tensörünün türetilmesi sırasında basitlik yapılmaz; dolayısıyla kütle ve

momentumun korunumu denklemleri, dış kuvvetler olmaksızın herhangi bir rastgele akış için geçerlidir.

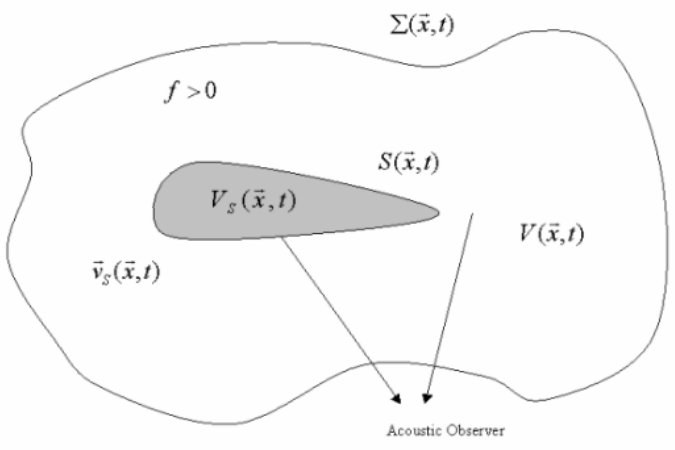
Lighthill'in denklemi yardımıyla, ses alanı aerodinamik akış alanından çıkarılır. Akış alanında sesin geri tepkisi engellenir. Neyse ki teori ve deneyler, sesi çoğaltmak için bir rezonatör mevcut olmadıkça, üretilen sesinin üretilen hareketlere kıyasla çok zayıf olduğunu, önemli bir geri tepkinin beklenemeyeceğini göstermektedir.

Lighthill'in denklemi yalnızca ses kaynaklarını kapsamakla kalmaz, aynı zamanda akışla $(\rho u_i u_j)$ konveksiyontan kaynaklanan ses dalgalarının yayılımını, ısı iletiminden kaynaklanan yayılımı $(p' - c_0^2 \rho')$ ve viskoz etkilerden kaynaklanan dağılımı $(\tau_{ij})$ akustik enerjinin viskoziteden kaynaklanan dağılımı pratikteki hemen hemen tüm akışlarda önemsizdir. Bu terim $(p' - c_0^2 \rho')$ akışın izentropik durumdan sapmasını gösterir. Yanma gibi hızlı kimyasal reaksiyonların gerçekleştiği durumlarda bu terim önem kazanır. Aksi takdirde küçüktür ve izentropik akışlar için sıfır olur. Dolayısıyla pratik uygulamaların çoğunda, akıştan kaynaklanan konveksiyon, Lighthill'in tensöründe baskın olan kısımdır ve $(\tau_{ij})$, $(\rho u_i u_j)$ 'ye yakınlaştırılabilir. Bu yaklaşım basınç değişimleri, yoğunluk dalgalanmaları ile ses hızının kare katı $(p' \approx \rho' . c_0^2 \approx M^2)$ orantılı olduğundan $M^2$ derecesinden bir hatayı içerir. Özellikle düşük Mach sayısı akışları için, Lighthill'in tensörü ortalama akış hızının karesi sırasıdır (Tij ~ 2). Aerodinamik ses kaynaklarının radyasyon alanı, Lighthill'in tensörünün kuvvetinin çarpımı ve akustik sinyal frekansı karesi ile orantılıdır. Teori ve deneyler, aerodinamik ses frekansının, ortalama akış hızıyla orantılı olduğunu göstermektedir; bu nedenle, sadece aerodinamik ses dalgalarının ışınımı, ortalama akışın sekizinci gücü, $u^8$'dir.

Lighthill'in akustik benzetmesi katı yüzey sınırların etkisini ihmal eder. Katı sınırlar aerodinamik ses alanını iki şekilde etkiler:

- Aerodinamik olarak üretilen dört kutuplu kaynaklar, katı sınırlardan dolayı yansıtılır veya kırılır.
- Katı sınırlarda ilave ses kaynakları oluşturulur. Bu çift kutuplu kaynakları katı cisimlerin titreşimlerinden veya akıştan sınırlara uygulanan aerodinamik kuvvetlerinden kaynaklanmaktadır.

Curle [4] sabit katı sınırlar için Lighthill'in denklemini geliştirmiştir. Daha sonra, Ffowcs Williams ve Hawkings, katı sınırları hareket ettirmek için formülü daha da geliştirdiler [5]. Hareketli katı sınırların akustik alan üzerindeki etkisini anlamak için, hacim V olan yüzey S ile çevrilmiş bir sıvı akışına yerleştirilen geçirimsiz bir katı gövdeyi ele alınır.




Şekil 5.3 Hareketli yüzeyler için akustik analoji

Katı cisim hacim $V_s$'dir ve yüzey S, bir fonksiyon f (x, t) ile tanımlanır. Yüzey kesintisiz düzdür. $\overrightarrow{v_s}$ hızı ile keyfi olarak hareket edebilir ve şeklini ve yönünü değiştirebilir.

$$f(\vec{x},t)\begin{cases}<0 & \text{katı yüzey içinde}\\ =0 & \text{k atı yüzey üzeri}\\ >0 & \text{katı yüzey dışında}\end{cases} \tag{5.12}$$

Katı sınır sızdırmaz ve akışkanın viskoz olması nedeniyle sınırdaki akışkan hız sınırın hızına eşittir, yani f = 0 $\vec{u}(\vec{x},t)=\overrightarrow{v_s}(\vec{x},t)$ ve $\vec{u}(\vec{x},t).\vec{n}(\vec{x},t)=u_n(\vec{x},t)=0$, burada n dışarıda yönlendiren katı sınırın normal vektörüdür. Bu durumda süreklilik ve momentum denklemleri aşağıdaki şekilde yazılmıştır.

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i)=\rho_0 v_{si}\delta(f)\frac{\partial f}{\partial x_i} \tag{5.13}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)+\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\rho u_i u_j-\tau_{ij}\right)+\frac{\partial p}{\partial x_j}=p_{ij}\delta(f)\frac{\partial f}{\partial x_i} \tag{5.14}$$

Burada basınç dayanımı tensörü $p_{ij} = p'\delta_{ij} - \tau_{ij}$ ve dirac delta fonksiyonu $\delta$ olarak tanımlanır. Lighthill'in benzetimi ile aynı prosedürü uygulayarak, Ffowcs Williams ve Hawkings denklemi elde edilir.

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^n T_{ij}}{\partial x_i x_j} - \left(p_{ij}\delta(f)\frac{\partial f}{\partial x_i}\right) + \left(\rho_0 v_i \delta(f)\frac{\partial f}{\partial x_i}\right) \tag{5.15}$$

Bu denklemde, katı cisimlerin varlığı ve hareketinden kaynaklanan Lighthill'in denklemine ek olarak iki yeni terim görünür. Sağdaki ikinci terim yükleme gürültüsü olarak adlandırılır. Katı yüzeye etki eden aerodinamik kuvvetlerin etkilerini gösterir. Dolayısıyla bu bir çift kutuplu kaynaktır. Son terim kalınlık gürültüsü olarak adlandırılır. Sıvıda katı gövdenin hareketi bu terimin başlangıcıdır. Ses hacmi, tek kutuplu bir ses kaynağı gibi davranır.

Buraya kadar, ses kaynaklarıyla birlikte hareket eden bir referans çerçevesi kullanılır. Bununla birlikte, sayısız pratik durumlarda ses kaynakları akustik gözlemciye göre hareket eden bir uçak veya bir fan kanadı gibi hareket eder. Bu nedenle, pratikte, akustik gözlemciye göre hareketsiz olan bir referans çerçevesi seçmek daha elverişlidir. Ses kaynağına göre sabit olan ve ses kaynağının hızı, yani katı sınırın hızı $v_s$ ile gözlemciye göre hareket eden bir koordinat sistemi $\eta$'yi tanımlayalım.

Ses y'deki ses kaynağından x konumundaki gözlemciye, $\frac{|\vec{x}-\vec{y}|}{c_0}$ zamanında ses $c_0$ hızıyla dolaşmaktadır. Bu süre zarfı içinde, koordinat sistemi $\eta$'in orijini, $\vec{v}.\frac{|\vec{x}-\vec{y}|}{c_0} = \overrightarrow{M}.|\vec{x}-\vec{y}|$ mesafesi kadar ilerlemektedir. Her iki koordinat sisteminin de, bir t zamanında çakıştığı varsayılırsa, o zaman;

$$\vec{\eta} = \vec{y} + \overrightarrow{M}|\vec{x}-\vec{y}| \tag{5.16}$$

$$\partial\eta = \partial y + (1 - M_r) \tag{5.17}$$

Burada $M_r$, $\overrightarrow{M}$'nin bileşeninin $\vec{r} = \vec{x} - \vec{y}$ yönündeki büyüklüğüdür. Yayılım süresi $\tau_e$'de yayılan akustik sinyal $t_{obs}$ akustik gözlemci tarafından alınır.

$$\tau_e = t_{obs} - \frac{|\vec{x}-\vec{y}|}{c_0} \tag{5.18}$$

Yeni koordinat sistemi Ffowcs Williams ve Hawkings denklemine ilave edilir ve Green'in yaklaşımı onu çözmek için kullanılırsa aşağıdaki denklem elde edilir. Burada köşeli parantezler içerdeki değerin emisyon süresi $\tau_e$'ye ait olduğunu ima etmektedir.

$$4\pi c_0^2 \rho'(\vec{x},t) = \frac{\partial^2}{\partial x_i x_j}\int_V \left[\frac{T_{ij}}{r|1-M_r|}\right] d\eta - \frac{\partial}{\partial x_i}\int_S \left[\frac{p_{ij}n_j}{r|1-M_r|}\right] dS(\eta) - \frac{\partial}{\partial x_i x_j}\int_{V_s} \left[\frac{\rho_0 v_{si} v_{sj}}{r|1-M_r|}\right] d\eta - \frac{\partial^2}{\partial x_i\, \partial x_j}\int_{V_s} \left[\frac{\rho_0 v_{si} v_{sj}}{r|1-M_r|}\right] d\eta \quad (5.19)$$

Denklemin uzak alan yaklaşımı ve yeniden düzenlemelerinden dolayı, denklemdeki kalınlık gürültüsü, burada katı madde gövdesinin ivmesini içeren diğeri yüzey hızını içeren iki terim haline getirilir.

Pratik uygulamalarda, ses kaynağından büyük bir mesafede bulunan akustik sinyal ilgilenildiğinden, denklemin uzak alan yaklaşımı önem kazanır. Uzak alan yaklaşımını gerçekleştirmek için önce τ yayınım süresi değişkenini temsil eden keyfi bir fonksiyonun konumsal türevini $\phi(\vec{x},\tau)$ düşünülürse:

$$\frac{\partial \phi}{\partial x_i} = \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_i}\right)_{\tau_e} + \left(\frac{\partial \phi}{\partial \tau}\right)_x \left(\frac{\partial \tau}{\partial x_i}\right) = \left[\frac{\partial \phi}{\partial x_i}\right] - \left(\frac{\partial \phi}{\partial \tau}\right)_x \frac{r_i}{c_0 r(1-M_r)} \quad (5.20)$$

Eğer $\phi(\vec{x},\tau) = \frac{\varphi(\tau)}{r|1-M_r|}$, sonra

$$\frac{\partial \phi}{\partial x_i} = \left[-\frac{\varphi r_i}{r^3} - \frac{r_i}{c_0 r^2(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial \tau}\frac{\varphi}{r|1-M_r|}\right] = \left[-\frac{r_i}{c_0 r^2(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial \tau}\frac{\varphi}{|1-M_r|}\right] + O(r^{-2}) \quad (5.21)$$

Buna göre, ikinci dereceden boyutsal türevler aşağıdaki gibi değerlendirilebilir.

$$\frac{\partial^2 \phi}{x_i\, \partial x_j} = \left[\frac{r_i r_j}{c_0^2 r^3 (1-M_{r)}}\frac{\partial}{\partial \tau}\frac{1}{(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial \tau}\frac{\varphi}{|1-M_r|}\right] + O(r^{-2}) \quad (5.22)$$

$1/r^r$ ile düşen terimler, r mesafesinin ve r mesafesinin büyük olması bakımından ihmal edilirse, fonksiyon ϕ denklemindeki terimler ile değiştirilir ($\varphi = T_{ij}, \varphi = f_i, \varphi = \rho_0 \dot{v}_i$) ve ($\varphi = \rho_0 v_i v_j$), daha sonra Ffowcs Williams ve Hawkings Denklemi gerçekleştirilmiştir.

$$\rho'(\vec{x},t) = \frac{1}{4\pi c_0^4}\int_V \left[\frac{r_i r_j}{r^3(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{1}{(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{T_{ij}}{|1-M_r|}\right]d\eta + \frac{1}{4\pi c_0^3}\int_S \left[\frac{r_i}{r^2(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{f_i}{|1-M_r|}\right]dS(\eta) + \frac{1}{4\pi c_0^3}\int_{V_s} \left[\frac{r_j}{r^2(1-M_r}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{\rho_0 \dot{v_{si}}}{|1-M_r|}\right]d\eta + \frac{1}{4\pi c_0^4}\int_{V_s} \left[\frac{r_i r_j}{r^3(1-M_{r)}}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{1}{(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{\rho_0 v_{si} v_{sj}}{|1-M_r|}\right]d\eta \quad (5.23)$$

Ffowcs Williams ve Hawkings (FWH) denkleminin ilk terimi, Lighthill'in tensörünü içerir ve akıştaki türbülans dalgalanmalarından kaynaklanan tamamen aerodinamik ses kaynaklarını temsil eder. Bu terim tüm akışkan bölgenin üzerine entegre edilmiştir. Sağdaki ikinci terim, katı yüzeydeki çift kutuplu kaynaklarının sınırdaki aerodinamik kuvvetlerin dalgalanmasından kaynaklanan etkisini göstermektedir. Dalgalanan aerodinamik kuvvet $f_i$, basınç ve viskoz kayma gerilmesi dalgalanmalarından oluşur; $f_i = p_{ij}n_j = p\delta_{ij} - \tau_{ij}$. Lighthill, bir dörtlü kutuplu kaynağın ses yoğunluğunun, ortalama hızın sekizinci gücü sıralamasında olduğunu göstermiştir. Benzer bir mantık, bir çift kutuplu kaynağının yoğunluğunun, ortalama akış hızının 6. gücüyle orantılı olduğunu gösterir. Bu hususlar, sırasıyla $I_Q$ ve $I_D$, dört kutuplu ve dipol kaynaklarının ses şiddetlerinin aşağıdaki orantılılığı ile sonuçlanır.

$$\frac{I_Q}{I_D} \sim \left(\frac{u}{c_0}\right)^2 = M^2 \quad (5.24)$$

Düşük Mach sayılarında çift kutuplu kaynaklarının uzak alan akustik sinyaline katkısı dört kutuplu kaynaklardan daha fazladır. Dört kutuplu kaynakların yayınımı, çift kutuplu kaynaklarının radyasyonuna göre daha azdır. Akustik verimlilik $\eta_a$ akustik güç çıktısının akıma verilen toplam enerjiye oranı olarak tanımlanır. Buna göre, dipol kaynaklarının akustik verimliliği $\eta_{aQ} \sim M^3$ iken, dört kutuplu kaynağın verimliliği $\eta_{aQ} \sim M^5$'dir.

Denklem (5.23) e ait son iki terim hacmin yer değiştirme etkisini temsil etmektedir. Hareket eden katı cisim ivme, $\rho_0 \dot{v}_{si}$ sebebiyle çift kutuplu kaynak ve yüzey hızı, $\rho_0 v_{si} v_{sj}$ nedeniyle dört kutuplu kaynak oluşur. Bu kaynaklar, katı cismin hacmi üzerinde bütünleşir; katı cismin hareketinden dolayı yer değiştiren akışkanın hacmine eşittir. Katı

cisim durgunsa, yani $v_s = 0$ olduğunda, FWH denklemi, durağan yüzeyler için Lighthill'in denkleminin gelişmiş hali olan Curle denklemine indirgenir.

$$\rho'(\vec{x},t) = \frac{1}{4\pi c_0^4}\int_V \left[\frac{r_i r_j}{r^3(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{1}{(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{T_{ij}}{|1-M_r|}\right]d\eta + \frac{1}{4\pi c_0^3}\int_S \left[\frac{r_i}{r^2(1-M_r)}\frac{\partial}{\partial\tau}\frac{f_i}{|1-M_r|}\right]dS(\eta) \quad (5.25)$$

### 5.2.2 Ffowcs Williams-Hawking (FW-H) Akustik Modeli

FW-H denklemi esasen süreklilik denklemini ve Navier-Stokes denklemlerini manipüle ederek türetilebilen homojen olmayan bir dalga denklemidir;

$$\frac{\partial\rho'}{\partial t^2} - c_0^2\frac{\partial\rho'}{\partial x_i^2} = \frac{\partial}{\partial t}\left(\rho_0 V_{si}\delta(f)\frac{\partial f}{\partial x_i}\right) + \frac{\partial}{\partial x_i x_j}\left(\sigma'_{ij}\delta(f)\frac{\partial f}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial^2}{\partial x_i x_j}(T_{ij}H(f)) \quad (5.26)$$

FW-H denkleminde sağ taraftaki,

İlk ifade, yüzeylerin hareketi sırasında sıvının hacim yer değiştirmesinden dolayı bir yüzey dağılımı olan tek kutuplu (monopole) kaynak veya kalınlık kaynağını,

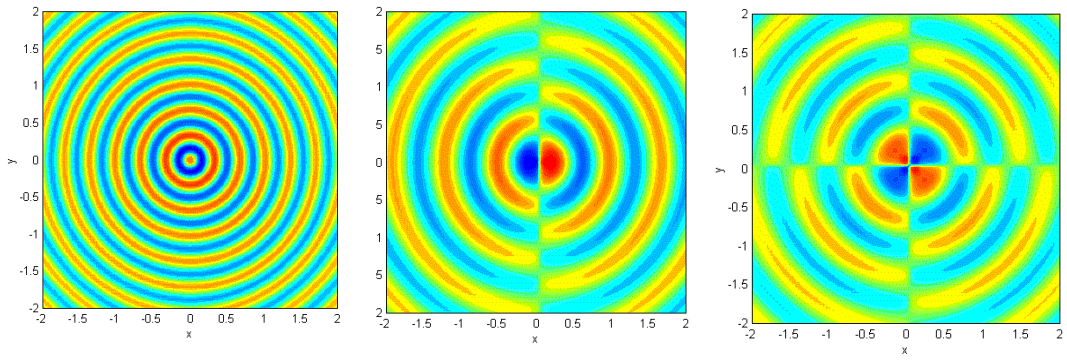
İkinci ifade, akışın hareketli cisimlerle etkileşimi nedeniyle bir yüzey dağılımı olan çift kutuplu (dipole) kaynağını veya yükleme kaynağını gösterir,

Üçüncü ifade, yüzeylerin dışındaki akış nedeniyle hacim dağılımı anlamına gelen dört kutuplu (quadrupole) kaynağı göstermektedir.

Tek kutuplu, akışın yayılmasından kaynaklanan ilgili gürültü kaynağıdır.

Çift kutuplu, akışın katı yüzey ile etkileşiminden kaynaklanır. Bu gürültü kaynağı, kanat yüzeyine veya hava kanalına çarpıp tekrar yayılan gürültüyü temsil etmektedir.

Dört kutuplu kaynak, sesin katı sınırların hareketi olmaksızın aerodinamik olarak üretildiği en az verimli enerji dönüştürme mekanizmasıdır ve bu gürültü kaynağı türbülans akışıyla ilişkilidir. Türbülans içerisindeki girdapların ve ters akışların sebep olmaktadır.



(a) (b) (c)

Şekil 5.4 Gürültü Kaynakları a) Monopole, b) Dipole ve c) Quadrupole Kaynak

### 5.2.3 Fast Fourier Transform (FFT)

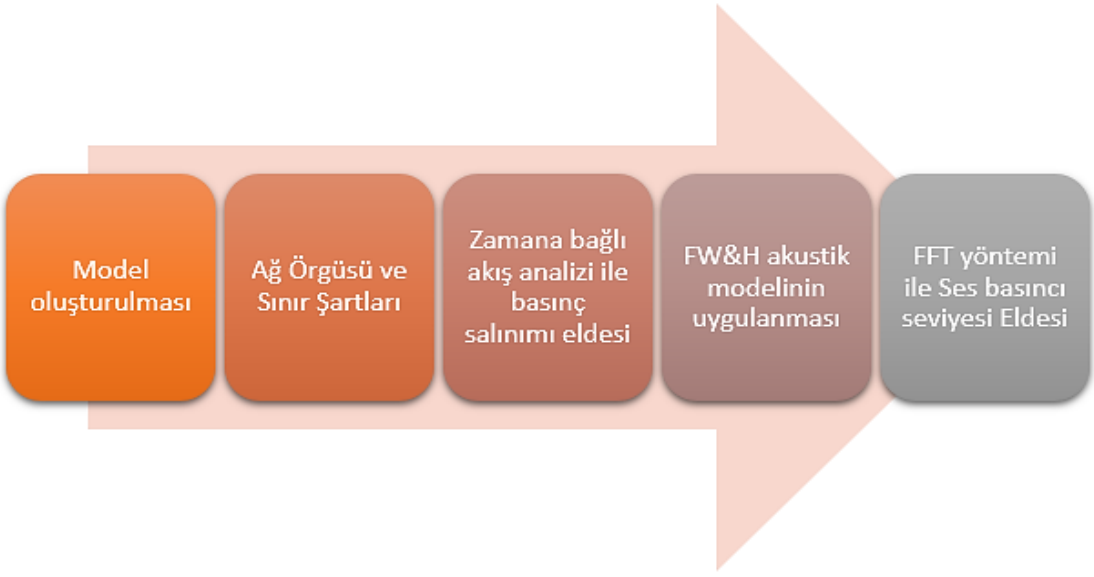
Hızlı Fourier dönüşümü (Fast Fourier Transform-FFT) titreşim analizinde kullanılan, istatistik tabanlı, matematiksel bir işlemdir. Karışık sinyal yumaklarını ayrıştırır ve hangi frekansta ne şiddette bir titreşim olduğunu gösterir. Kısaca FFT sinyallerimizi zaman alanından frekans alanına geçirirken kullandığımız bir işlemdir. FFT tekrarlanmayan sinyalleri dikkate almaz. Karmaşık sinyaller içinde periyodik olanları belirleyip harmonik bileşenlerine ayırır.

# BÖLÜM 6

# SAYISAL MODEL

## 6.1 Referans Model

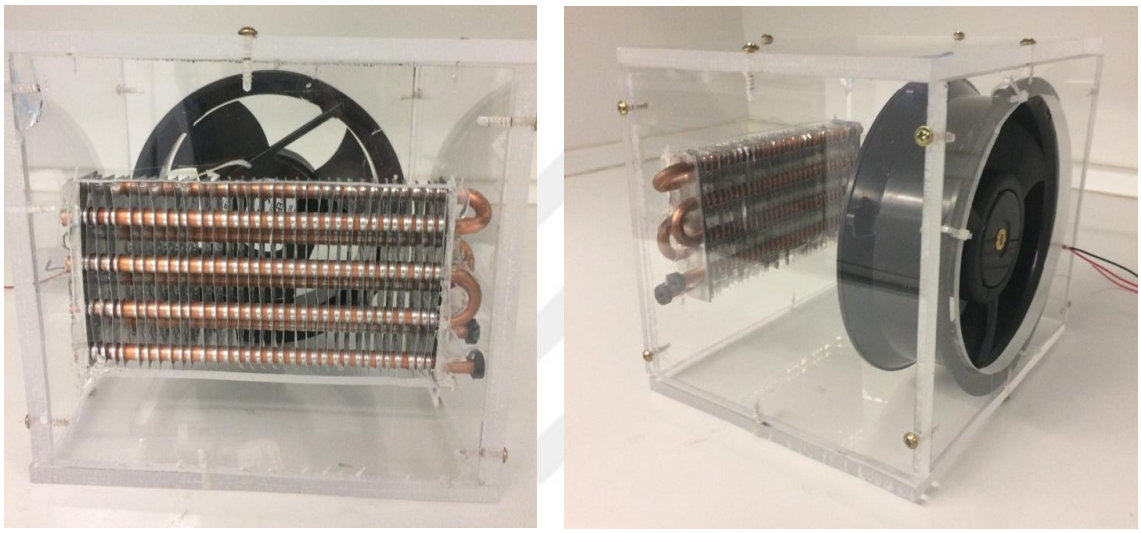
Hesaplamalı akışkan dinamiği yönteminde daha öncede bahsedildiği gibi akış kaynaklı gürültü yaklaşımı için melez (hybrid) aerodinamik ve akustik metotlar bulunmaktadır. Melez gürültü yaklaşımı yöntemleri üç aşamadan oluşup, yöntemin ilk aşamasında akış analizi yer almaktadır. Akış analizinde sistemin zamana bağlı olarak değişen basınç salınımları hesaplayıp daha sonra akustik model uygulanarak akustik sinyaller elde edilir. Bu sinyaller FFT yöntemi ile zaman tabanından frekansa çevrilerek ses basıncı seviyesinin frekansa bağlı grafikleri çizdirilir. Bu melez modelde gerçeğe yakın yaklaşımı elde etmek




Şekil 6.1 Akış kaynaklı gürültü analiz aşamaları

için her bir aşamanın iyi bir şekilde analiz edilmesi ve olabildiğince de pratik bir yöntem ile çözülmesi gerekmektedir.

Gürültü yaklaşımında türbülans modellerinin etkisini incelemek için eksenel fan, ısı değiştiricisi ve hava kanalından oluşan referans bir sistem seçilmiştir. Şekil 6.2'de görülen referans sistem; ortamdan alınan atmosfer basıncındaki hava, eksenel fan yardımıyla emilerek ısı değiştirici üzerinden geçirilip tekrar ortama atılmaktadır. Referans model ile melez gürültü yaklaşımı uygulanıp daha sonra akustik odada yapılan ölçüm sonuçları karşılaştırılacaktır.



Şekil 6.1 Deneysel prototip

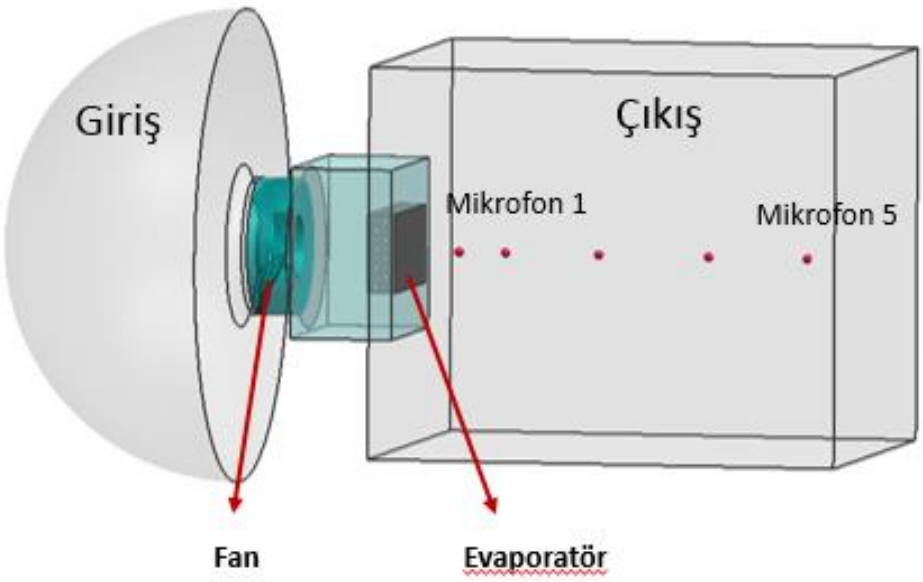
### 6.1.1 Referans Model Akış Analizi

Akış kaynaklı gürültü yaklaşımının ilk aşaması, akış davranışının iyi modellenmesi ve zamana bağlı değişimin doğru bir şekilde elde edilmesidir. Akışın fiziksel davranışı ile oluşan akustik kaynaklar sinyale çevrilip ses basıncı seviyesi elde edilir. Akustik gürültü kaynakları daha öncede değinildiği gibi; tek kutuplu, çift ve dört kutuplu olmak üzere üç şekilde tanımlanmıştır. Tek kutuplu gürültü kaynağı serbest akışın yayılmasından, çift kutuplu olan akışın katı yüzey ile etkileşiminden ve dört kutuplu akustik kaynak ise türbülanstan meydana gelmektedir. Doğru bir akış analizi yapılmadan bu kaynakları akustik sinyale doğru şekilde çevirmek mümkün değildir. Bu sebepten dolayı bu çalışmada, akış analizi aşamasında türbülans modellerinin etkisi incelenmektedir.

Akış analizi ile elde edilen basınç salınımlarının gerçeğe yakın ve pratik bir yaklaşım olması gerektiğinden farklı türbülans modelleri uygulanmıştır. LES modeli; çözmesi yüksek maliyetlere sebep olan küçük ölçekleri filtreleyerek göz ardı etse de yüksek kinetik enerjiye sahip girdaplar için geniş bir oranda tüm ölçekleri çözer. Yalnızca büyük girdapları çözmek, LES' de DNS' den çok daha iri ağ yapısı ve daha büyük zaman adım boyutları kullanmasına izin verir. Bununla birlikte, LES hala RANS hesaplamaları için tipik olarak kullanılanlardan daha sık ağ yapıları gerektirir. SAS modeli ise RANS ve LES in özelliklerini kullanarak, kararsız akışı iyi çözümleyip katı yüzey etkisini ortalamalı yöntem ile modellemektedir. Bu zaman adımını LES'ten daha büyük tutarak daha pratik ve hesaplı, aynı zamanda kararsız akış davranışı iyi modellemeyi sağlamaktadır. Bu modellerin gürültü yaklaşımı üzerindeki etkisini görebilmek için Fluent'in ticari kodlarından olan URANS, SAS ve LES türbülans modelleri ile hem referans hem de tasarım kanal için akış analizi gerçekleştirilmiştir.

Akış kaynaklı gürültü yaklaşımının incelendiği model, şekilde görüldüğü gibi bir ısı değiştirici, bir eksenel fan ve kanaldan oluşmaktadır. Sistemin gürültü davranışını incelemek için hem sayısal yaklaşım hem de deneysel ölçümler gerçekleştirilmiştir.

Uygulanacak sayısal modeller için akış hacimleri elde edilmiştir. Akış hacmi elde edilirken fan geometrisi basitleştirilmemiştir. Isı değiştirici kanatları ise sac metal olarak

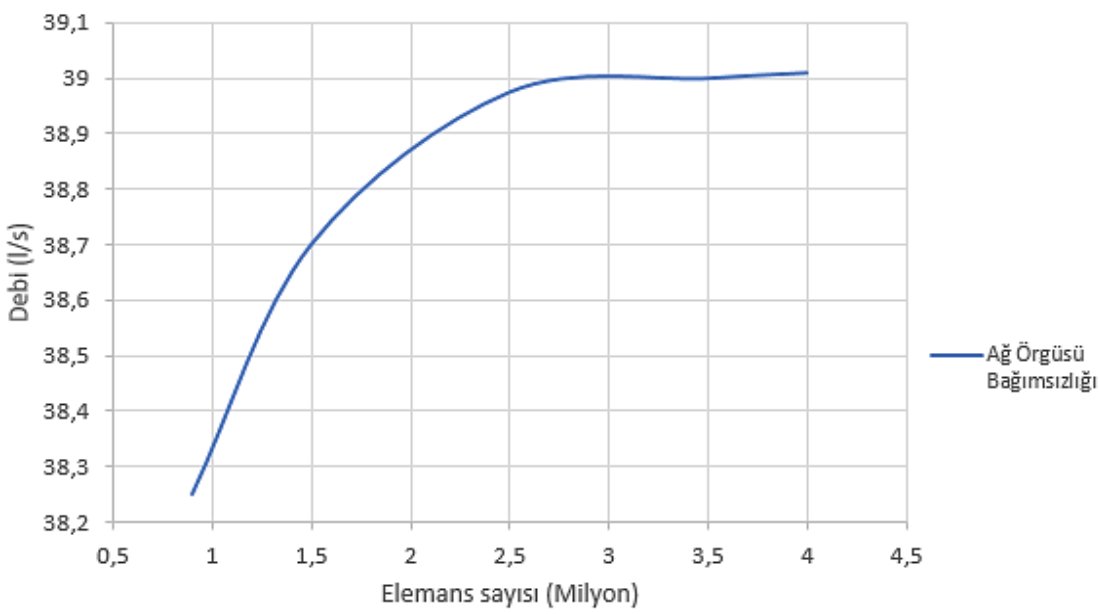



Şekil 6.3 Referans model akış hacmi

tanımlanmıştır. Elde edilen akış hacmi CFD analiz için uygun hale getirilmiştir. Ortamdan fan vasıtası ile emilen hava, ısı değiştiricisinden geçtikten sonra tekrar ortama göndermektedir.

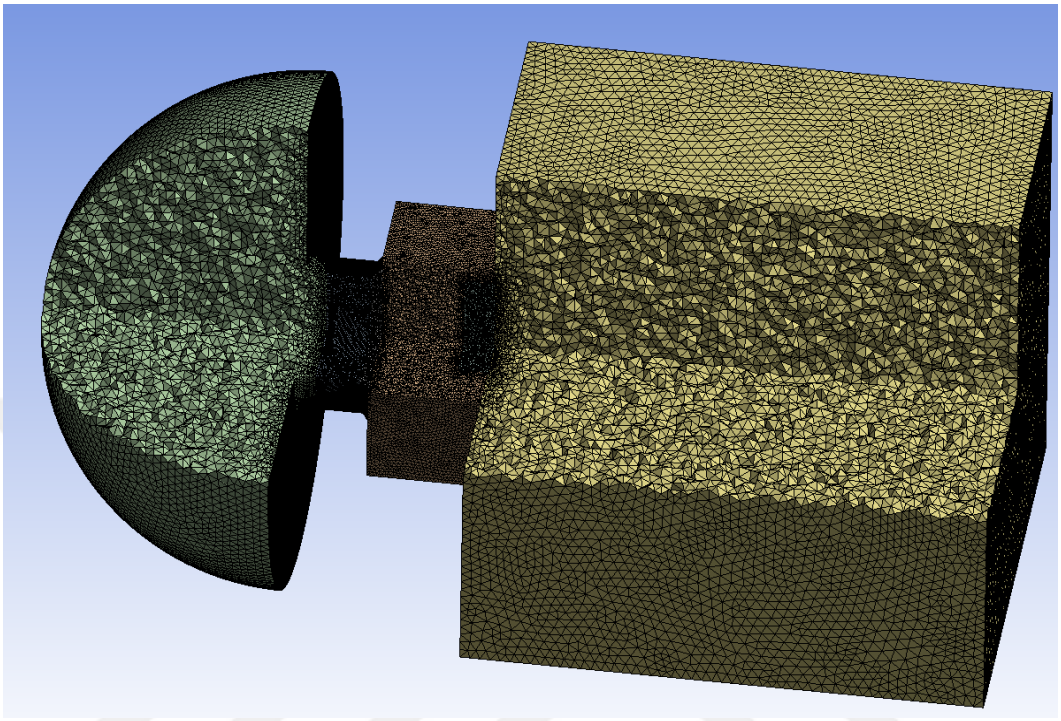
### 6.1.2 Ağ Örgüsü ve Sınır Şartları

Simülasyon modeli için ortamdan fan vasıtasıyla emip ısı değiştiricisinden geçen hava, tekrar ortama basılacak şekilde bir akış hacmi elde edilmiştir. ANSYS Meshing ile 700 bin, 2 milyon, 3.7 milyon 4.8 milyon üçgenler prizması elemana sahip ağ örgüleri oluşturulmuştur. İncelenecek sistem için elde edilen akış hacminin ağ örgüsü bağımsızlığı en düşük 3.7 milyon ağ elemanı ile sağlanmıştır. Şeklide görüleceği üzere, akışı etkileyecek bölgeler daha sık ağ örgüsü ile geçilmiştir. Akış kaynaklı gürültü analizinde basınç salınımlarını elde etmek için zamana bağlı olarak çözümlenmesi gerekir. Fan-gövde etkileşimi için zamana bağlı bir çözüm yapabilmek için, kararsız akış alanı kayan ağ (sliding mesh) modeli kullanılmıştır. Fan bölgesi 2000 dev/dak dönme hızı verilmiştir. Üç kanatlı fanın bir kanadı bir zaman adımında 3° dönecek şekilde toplamda 4 tur attırılmıştır.




Şekil 6.4 Ağ örgüsü bağımsızlığı

Kullanılan sınır koşulları; duvarlarda kaymama koşulu, giriş ve çıkış kısmında atmosfer basıncı tanımlanmıştır. Basınç giriş sınır koşulları, giriş basıncının bilinmesine rağmen akış hızı bilinmediğinde kullanılabilir.



Şekil 6.5 Referans Modelin Ağ Yapısı

### 6.1.3 Çözücü Ayarları

Bu tezde yapılan sayısal analizler akış çözücü FLUENT ile gerçekleştirilmektedir. Aerodinamik gürültü analizinin ilk aşaması olan akış modelinin çözümün kalitesini ve dolayısıyla akustik tahminin doğruluğunu etkileyen kodun önemli özellikleri de kısaca tartışılmaktadır.

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin başlangıç noktası fizik olayları tanımlayan matematiksel bir modeldir. Matematik model, viskoz akışkanlar veya sıkıştırılamaz akışlar gibi çeşitli varsayımlar nedeniyle gerçek akışkan dinamiklerinden sapabilir. Bu tür

varsayımlar bazı pratik uygulamalar için çok uygundur ve matematiksel modeli basitleştirir.

CFD'nin ikinci basamağı, matematiksel modelin ayrık hale getirilmesidir, diğer bir deyişle, diferansiyel denklemlerin uzayda ve zamandaki farklı konumların bazı kümelerindeki akış değişkenlerinin fonksiyonları olan bir cebirsel denklem sistemi ile yakınsamasıdır. CFD kodu FLUENT, Sonlu Hacim Metodu (FVM) üzerine kuruludur. Hesaplama ağ örgüsü; eksenel fan, ısı değiştiricisi ve kanal etrafında yapılandırılmış bloklardan meydana gelmiştir. FLUENT'de, mekansal boşluk bırakma, birinci veya ikinci dereceden doğru yöntemlerle gerçekleştirilebilir. Bu tez çerçevesinde, mekansal boşluk ayrımı için ikinci dereceden merkezi farklılaşma şeması kullanılmıştır.

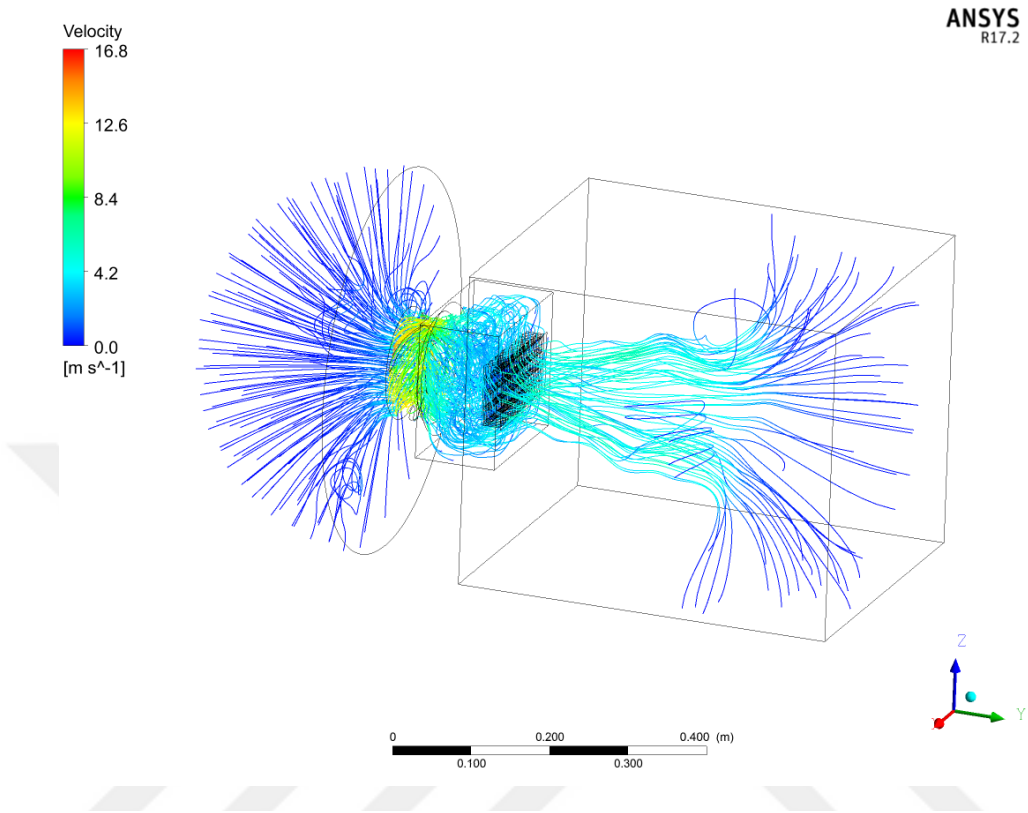
Oldukça yaygın ve pratik bir kullanıma sahip URANS modeli, zamana bağlı kararsız akışları çözümlemek için yetersiz kalmaktadır. LES modeli ise, RANS hesaplamaları için tipik olarak kullanılanlardan daha ince ağ yapıları gerektirir. Buna ek olarak, modellenmekte olan akışın kararlı istatistiklerini elde etmek için LES'in yeterince uzun bir akış zamanı için çalıştırılması gerekir.

Sonuç olarak, LES ile ilgili hesaplama maliyeti, normal olarak, bellek (RAM) ve CPU zamanı açısından sabit RANS hesaplamalarından daha yüksek olan büyüklük sıralamalarıdır. Bu sebeple, URANS ve LES'in melez modeli olan SAS modeli uygulanmıştır. SAS modeli, katı yüzey üzerinde URANS çözerken serbest kararsız akış bölgesinde LES modelini uygular. Böylece çözüm süresi kısalırken, akış içerisindeki basınç salınımlarını daha iyi elde edilir.

Zaman adımı olarak LES, SAS ve URANS için sırasıyla; 2,5*10^-5, 5*10^-4 ve 5*10^-4 kullanılmıştır.

Literatürde belirtildiği gibi akış kaynaklı gürültünün sayısal yaklaşımı üç aşamadan oluşmaktadır. İlk önce hazırlanan model için kayar mesh yöntemi ile eksenel fanın döndürülüp ortamdan emilen havanın kanaldan geçirilerek ısı değiştirici üzerinden geçirilmesi sağlanmıştır. İkinci aşamada, elde edilen basınç salınımları üzerine tonal gürültüleri incelemek adına Ffowcs-Williams & Hawkings akustik modeli uygulanmıştır. Bu sırada belirlenen gürültü kaynakları ve alıcılarına göre çözdürülen akışkan basınç

salınımları için akustik sinyal elde edilir ve son aşama olarak Fast Fourier Transform (FFT) ile frekansa bağlı ses basıncı seviyesi elde edilmiştir.




Şekil 6.6 Referans kanal akım çizgileri

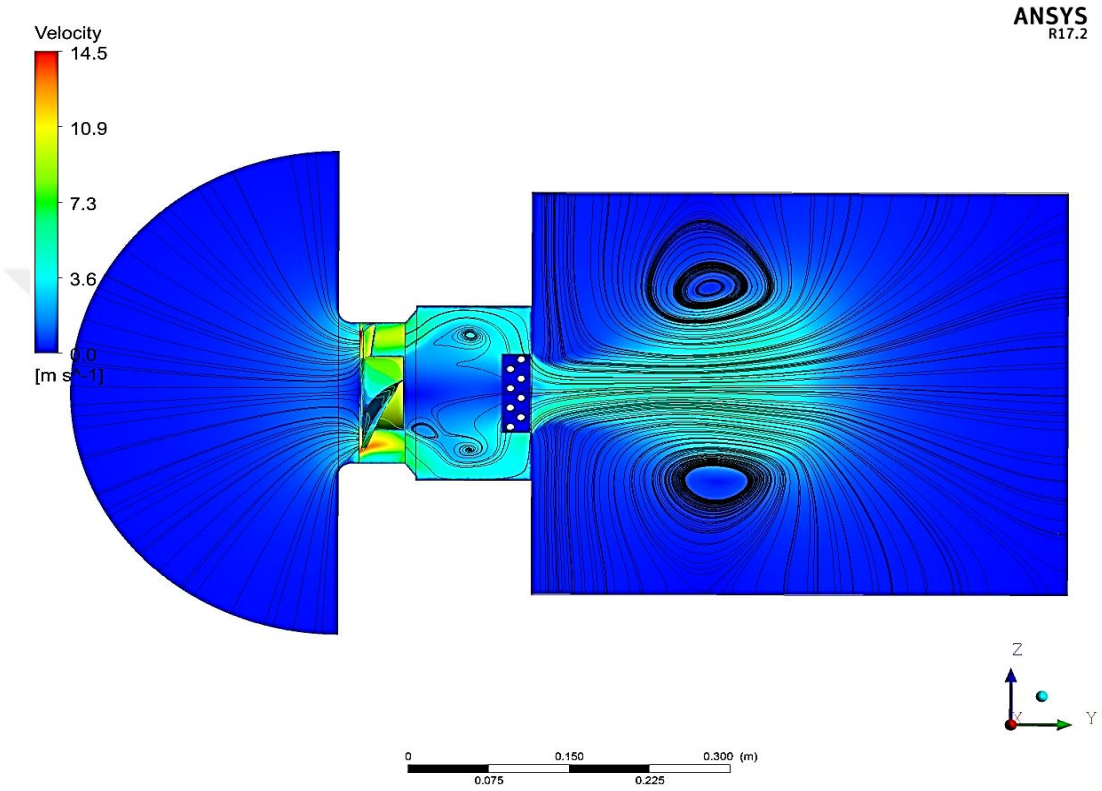
### 6.1.4 CFD Sonuçları

Bu bölümde referans sistemin akış alanının elde edilmesi için farklı türbülans modellerinin etkileri karşılaştırılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar yöntemi ile kararsız akış alanını çözümlemek için URANS, SAS ve LES modelleri uygulanmıştır. Akış kaynaklı gürültüde akustik kaynakların elde edilmesi noktasında önemlidir. Aynı zamanda buradaki modellenen akış yapısının sonuçlarına dayanarak tasarım kanalında değiştirilmesi ve düzeltilmesi gereken noktalara da değinilecektir.

#### 6.1.4.1 URANS Türbülans Modeli

URANS türbülans modeli arkasındaki teorisi gereği türbülans ölçeklerini çözmek yerine ortalamalı Navier-Stokes denklemlerini kullanmaktadır. Akış modelleme de çok popüler

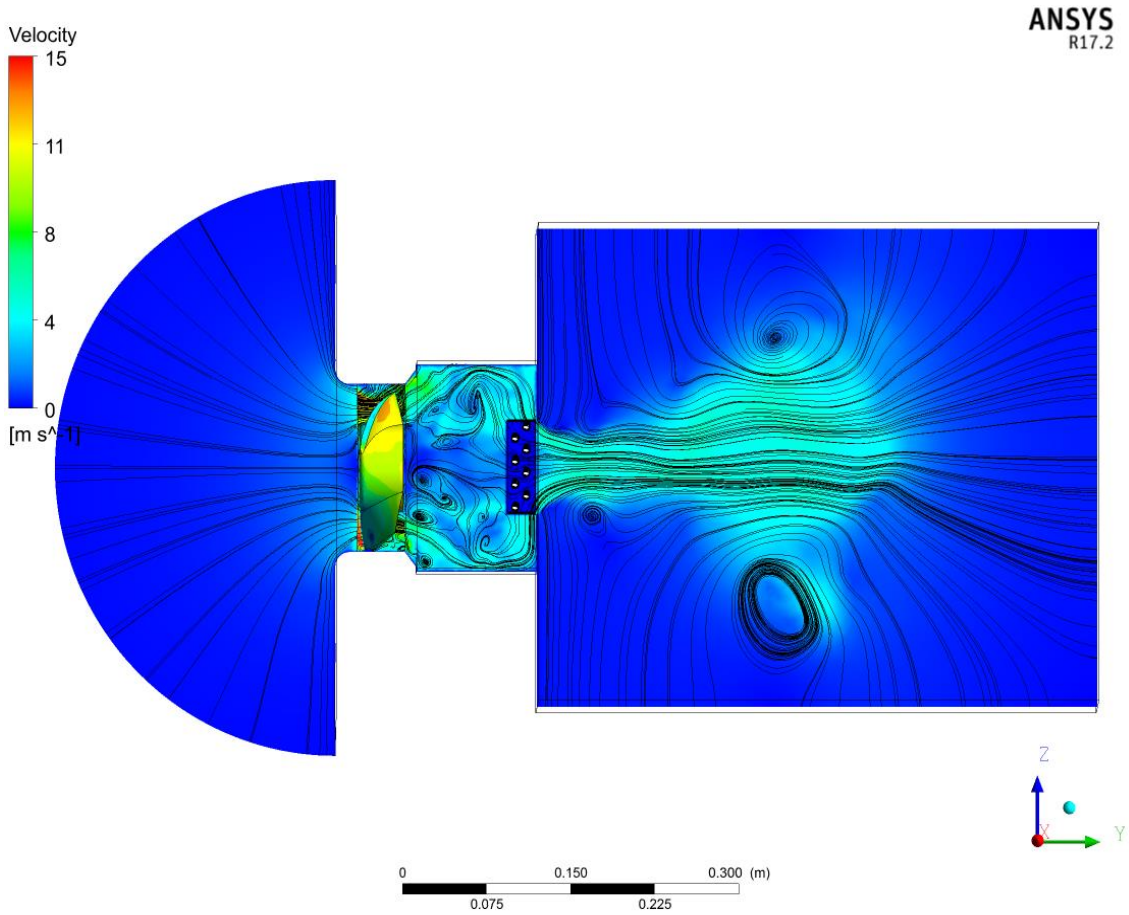
olan bu model, oldukça pratik olmasına rağmen akışın zamana bağlı değişimlerinin önemli olduğu yanma, çift fazlı, akış kaynaklı gürültü analizi gibi olaylar için doğru sonuç vermeyecektir. URANS modelinin akış yapısı incelendiğinde akış genel hatları ile benzer olsa da diğer modellerin akım çizgilerine bakıldığında oldukça farklıdır. Hız değerleri, aynı akış ara yüzeyinden alınan debi değerleri benzerdir.




Şekil 6.7 URANS türbülans modeli hız dağılımı

### 6.1.4.2 LES Türbülans Modeli

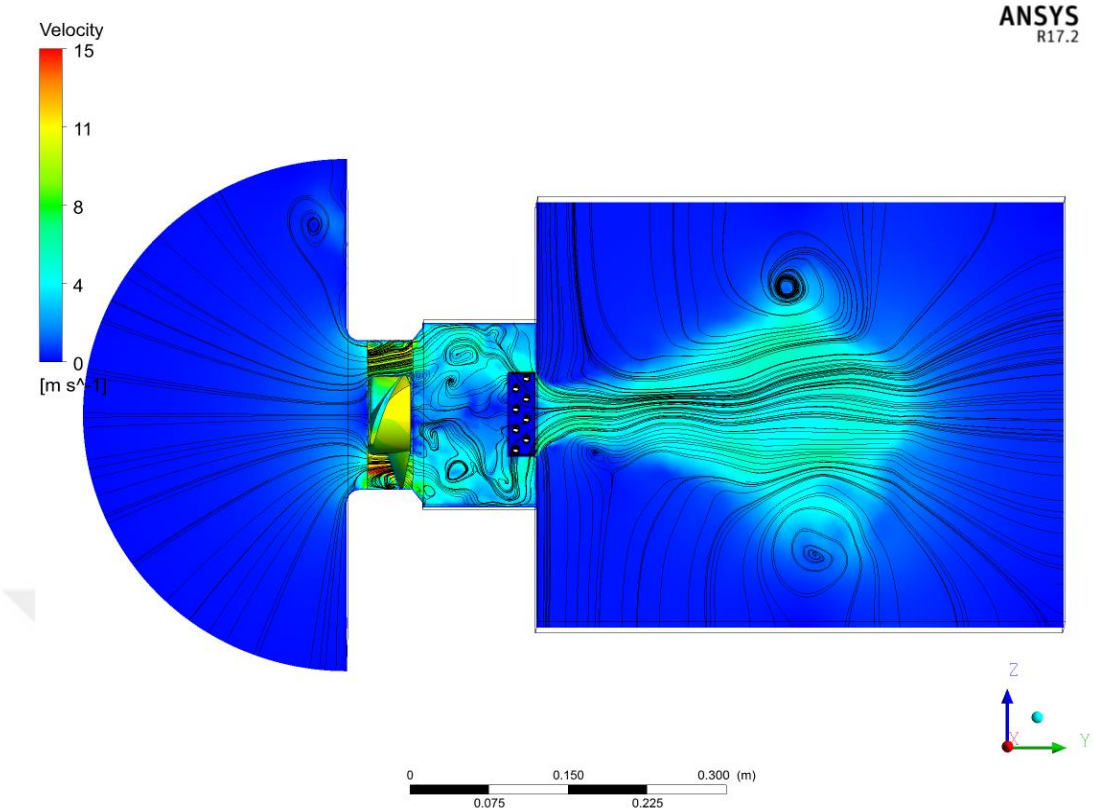
LES modeli arkasındaki teorisi gereği, yüksek enerjili girdapları geniş ölçekte çözmesi sebebi ile gerçeğe daha yakın bir çözüm elde etmektedir. Fakat bunun için oldukça sık ağ yapısı kullanılıp, zaman adımı sayısı da oldukça küçük tutulmuştur. Aynı düzlemden alınan akış yapısı ve akım çizgileri incelendiğinde akış içerisindeki girdaplar ve ters akış bölgeleri oldukça iyi çözümlenmiştir. Kanal içerisindeki köşeli yapılar ve fan göbeği art bölgesinde oluşan girdaplar akış gürültüsüne sebep olacak kaynakları temsil etmektedir.



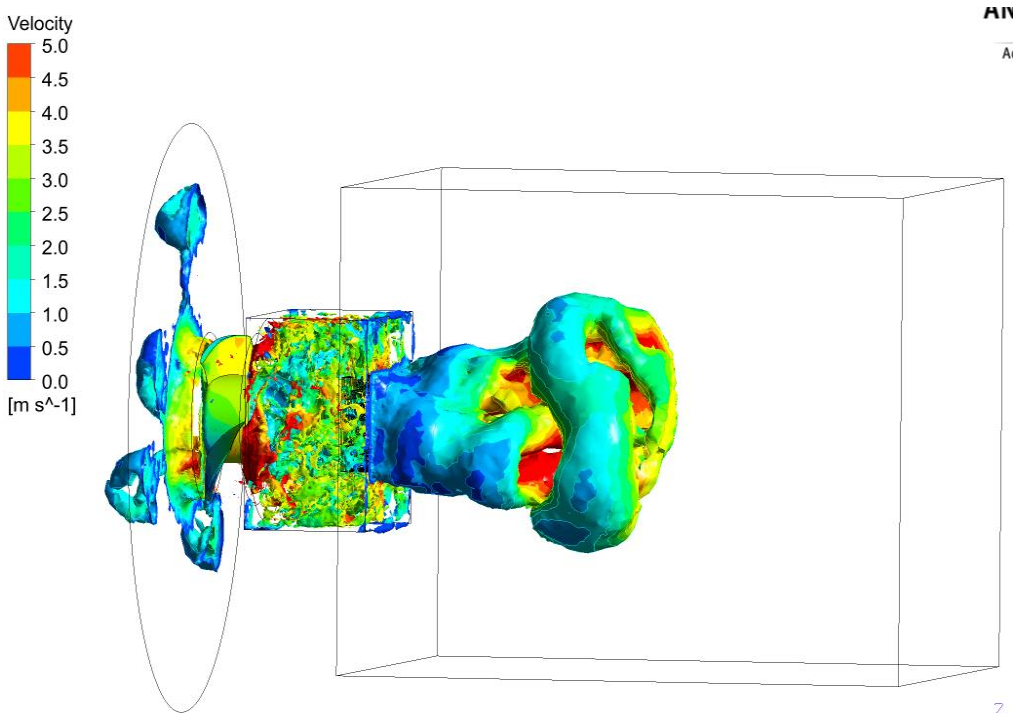

Şekil 6.8 LES türbülans modeli hız dağılımı

### 6.1.4.3 SAS Türbülans Modeli

Basınç dalgalanmaları için, gelişmiş SAS-SST türbülans modellemesi kullanılarak zamana bağlı bir simülasyon gerçekleştirilmiştir. SAS türbülans modeli, kararsız akış koşullarında türbülanslı spektrumun çözünürlüğünü sağlayan gelişmiş bir URANS modeli formülasyonudur. SAS konsepti von Karman uzunluk ölçeğinin türbülans ölçekli denklemine girmesine dayanır. Von Karman uzunluk ölçeği tarafından sağlanan bilgiler, SAS modellerinin akış alanının kararsız bölgelerinde LES benzeri bir davranışla sonuçlanacak şekilde URANS simülasyonunda çözülmüş yapılara dinamik olarak uyum sağlamasına izin verir. Aynı zamanda, model kararlı akış bölgeleri için standart RANS yetenekleri sağlar.




Şekil 6.9 SAS türbülans modeli hız dağılımı




Şekil 6.10 Akış yapısı

#### 6.1.4.4 Referans Model Akustik Analizi

Aerodinamik etkilerden meydana gelen gürültüyü hesaplamak için FLUENT, doğrudan yaklaşım, geniş bant gürültü kaynaklı modelleri kullanan bir yöntem ve FW-H akustik benzetmesine dayanan integral yöntemi olmak üzere üç yaklaşım sunmaktadır.

Doğrudan yöntemde hem ses dalgalarının üretilmesi hem de yayılımı doğru akışkan dinamiği denklemleri ile doğrudan çözülür. Ses dalgalarının öngörüsü, yönetim denklemlerinin zamana bağlı doğru çözümlerini gerektirir ve bu nedenle türbülans modeli, LES'in uygun bir model olduğu viskoz ve türbülans etkilerini yakalama yeteneğine sahip olmalıdır. Bununla birlikte, direkt yöntem hesaplamayla yüksek doğrulukta analiz, alıcılara kadar çok ince hesaplamalı kafesler ve akustik olarak yansımaz sınır şartları gerektirir. Yöntem aynı zamanda, rezonans ve geri besleme sağlamak için kontrol denklemlerinin sıkışabilir formunu gerektirir. Doğrudan yöntem, alanın aşırı akustik tahmini için en doğru yaklaşım olmasına rağmen, model aşırı hesaplama kaynakları gerektirdiğinden, bu çalışma için uygun değildir.

Geniş bant modeli, ses enerjisinin geniş bir frekans aralığında sürekli dağıldığı ve gürültünün herhangi bir ton içermediği varsayımına dayanmaktadır. Geniş bant modelinde, gürültü yayılımı, farklı kaynak modelleri olan RANS denklemlerinden ve geniş bant gürültü kaynağını bulmak için Lighthill'in akustik analojisinden hesaplanır. Geniş bant modeli en düşük hesaplama kaynaklarına ihtiyaç duymasına rağmen, sesi ayrı frekanslarda hesaplayamaz.

İntegral yöntemde, LES modelinden elde edilen yakın alan akışı FW-H formülasyonu ile sesi tahmin etmek için kullanılır. FW-H formülasyonu, tek kutuplu, çift kutuplu ve dörtlü kutuplu gibi hem sıkıştırılabilir hem de sıkıştırılamaz akışlar gibi eşdeğer akustik kaynaklar tarafından üretilen sesi tahmin edebilme yeteneğine sahiptir. Önceden belirlenmiş alıcı konumlarındaki ses basıncının veya akustik sinyallerinin zaman etki alanı integral formülasyonu, yüzey integrallerinin değerlendirilmesi ile doğrudan hesaplanır.

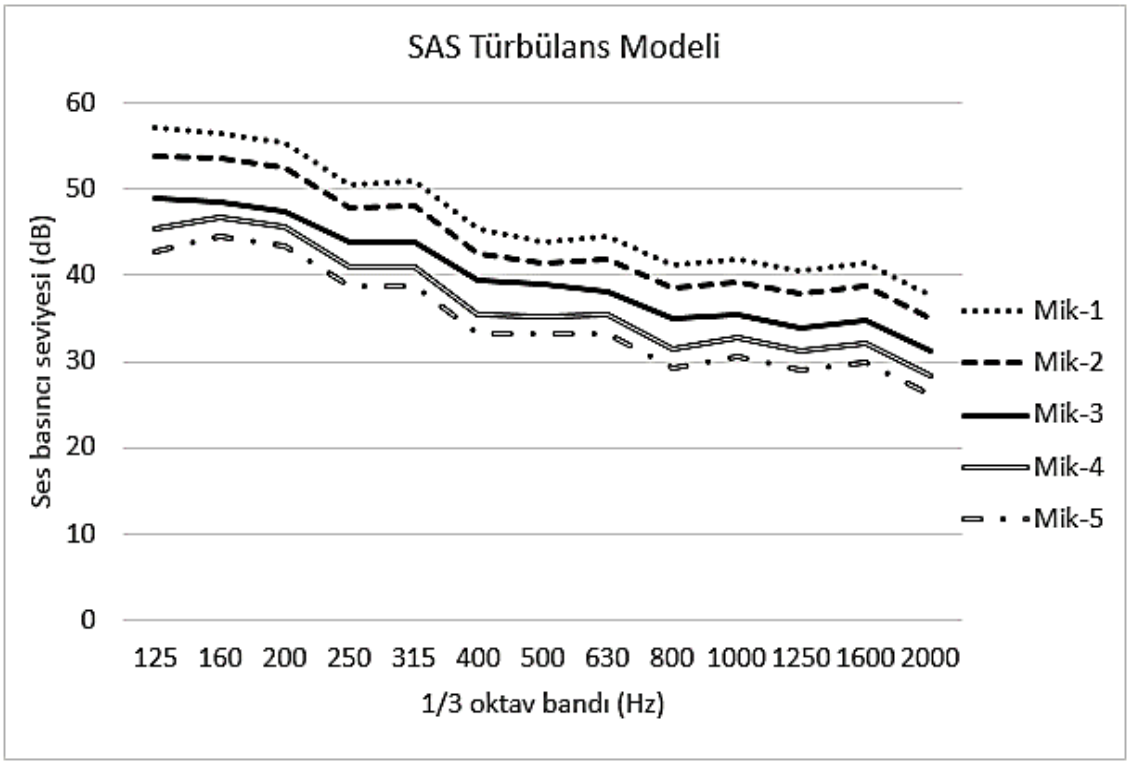
FW-H modeli sadece sabit duvarı değil aynı zamanda hareketli yüzeyleri, örneğin eksenel fanının pervane kanatları gibi de uygulanabilir. Ayrıca, gürültü kaynağı için hem geniş

bant hem tonal gürültü öngörülebilir. Bu çalışmada sayısal analizde tonal gürültüleri ses basıncını frekansa bağlı elde etmek için FW-H modeli kullanılmıştır.

#### 6.1.4.5 FFT Grafikleri ve Sonuçlar

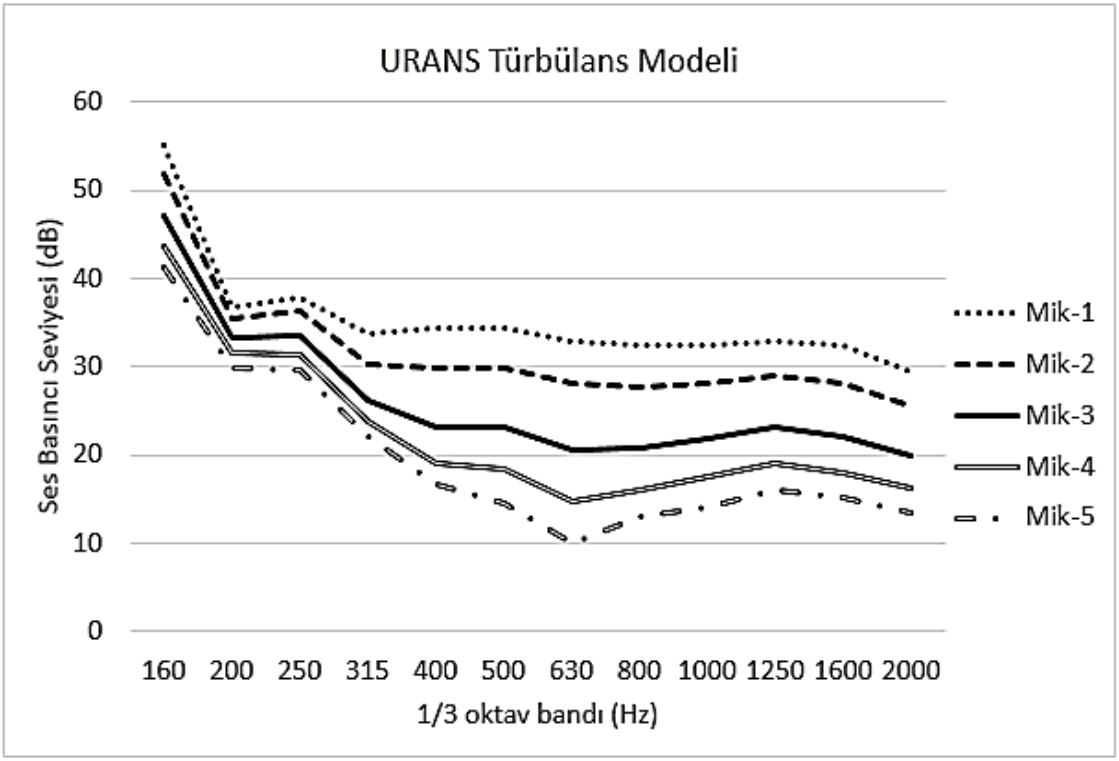
Akış kaynaklı gürültü elde etmek için yapılan akış analizinden elde edilen basınç salınımları FW-H modeli ile akustik sinyal verileri elde edilmiştir. Zamana bağlı elde edilen bu sinyaller FFT ile Ses basıncı seviyesi ve 1/3 oktav bandına frekans aralığına bağlı olarak çizdirilmiştir.

Daha önce belirtildiği gibi akustik kaynaklardan çift kutuplu yapısal sebeplerden dolayı ortaya çıkan gürültü oluşumu düşük frekanslarda meydana gelmektedir. Tek kutuplu ve dört kutuplu olan gürültü kaynakları akışın yayılımı ve akış içerisindeki ters akış ve girdaplardan meydana gelmektedir. Bu akustik kaynaklar ise tüm frekans aralığında olabilmektedir. Çizdirilen grafik incelendiğinde düşük frekanslı katı yüzeylerden kaynaklı gürültüye sebep olan elemanlar bulunmaktadır. Orta ölçekli frekans aralığında da akış gürültüsünün etkisi görülmektedir.




Şekil 6.11 SAS modeli ile referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği

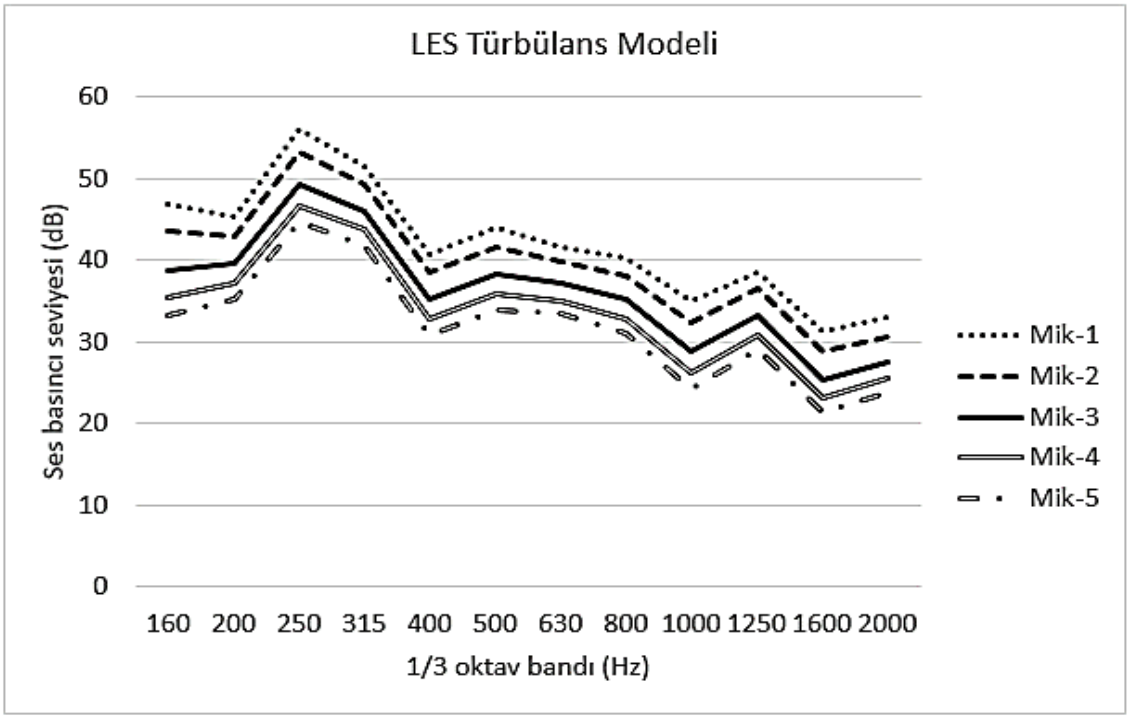
URANS türbülans modeli ile kararsız akış çözümlendikten sonra FW & H akustik modeli uygulanıp elde edilen akustik sinyaller FFT ile çizdirilmiş grafik Şekil 6.12'de görülmektedir. Grafiğe bakıldığında düşük frekanslarda yüksek basınç seviyeleri gözlenirken, yüksek frekanslarda sinyaller daha küçük bir aralıkta salınmaktadır. Bu URANS modeli ile akışın katı yüzeylerde etkileşimini çok baskın, fakat serbest akış ve türbülans etkilerini yakalama yeteneği düşük olması sebebiyle tek kutuplu ve dört kutuplu akustik kaynakları çözümleyememiştir.




Şekil 6.12 URANS modeli ile referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği

LES türbülans modeli ile elde edilmiş grafik Şekil 6.13'de görülmektedir. LES türbülans modeli, diğer modellere göre basınç salınımlarını elde etme konusunda daha başarılıdır. Buda, dört kutuplu ve tek kutuplu akustik kaynakların neden olduğu akış yayılmasını ve girdap, ters akışını geniş bir enerji aralığına sahip uzunluk ölçeği kullanarak çözümlemesinden kaynaklanmaktadır. Tüm modellerde düşük frekanslarda olağandan

daha farklı elde edilmiştir. Bu çift kutuplu kaynakların etkilerini yakalama konusunda hala geliştirilmeye ihtiyaç olduğunu göstermektedir.




Şekil 6.13 LES modeli ile referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği

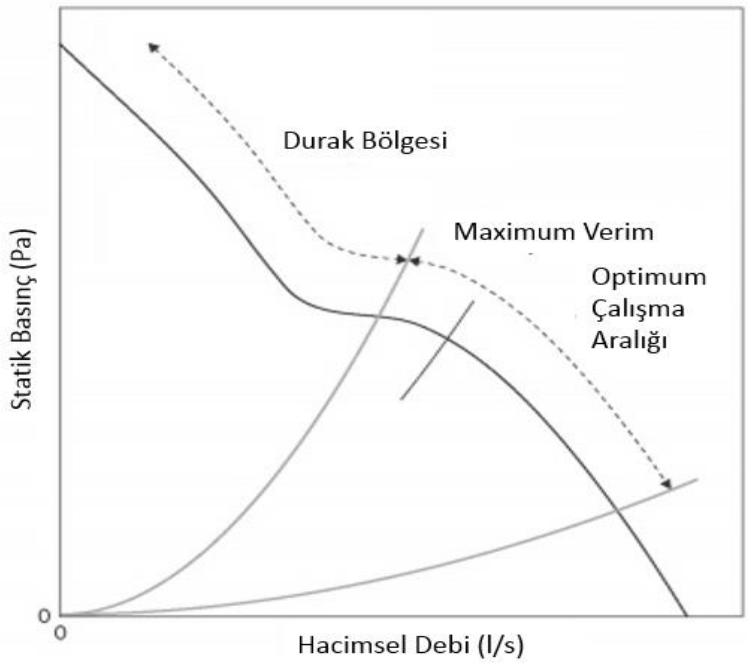
## 6.2 Tasarım Model

Referans kanalın sayısal olarak türbülans modelleri yardımıyla akış davranışı incelenmiş ve akışta problem yaratan noktalar belirlenmiştir. Akış içerisindeki ters basınç alanı ve girdap bölgeleri kanal geometrisi değiştirilerek iyileştirilmeye çalışılmıştır. Yapılan değişiklikler, önce sayısal olarak modellenerek akışın homojenliği optimize edilmeye çalışılmıştır. Bu bölümde tasarlanan kanalın akış davranışı, basınç salınımları elde edilerek gürültü yaklaşımı yapılmıştır.

### 6.2.1 Akış Analizi

Referans modelde gürültüye sebep olan akustik kaynaklardan katkısı en çok olan çift kutuplu kaynak, daha önce de belirtildiği gibi akışın katı yüzey ile etkisinden kaynaklanmaktadır. Aerodinamik kuvvetler ve akış çalkantılı olması akış içerisinde ters akış ve girdaplara sebep olmaktadır. Bu etkileri azaltmak için akışın olabildiğince homojen ve düzgün yayılmasını sağlamak gerekir. Referans sistemde bulunan köşeli

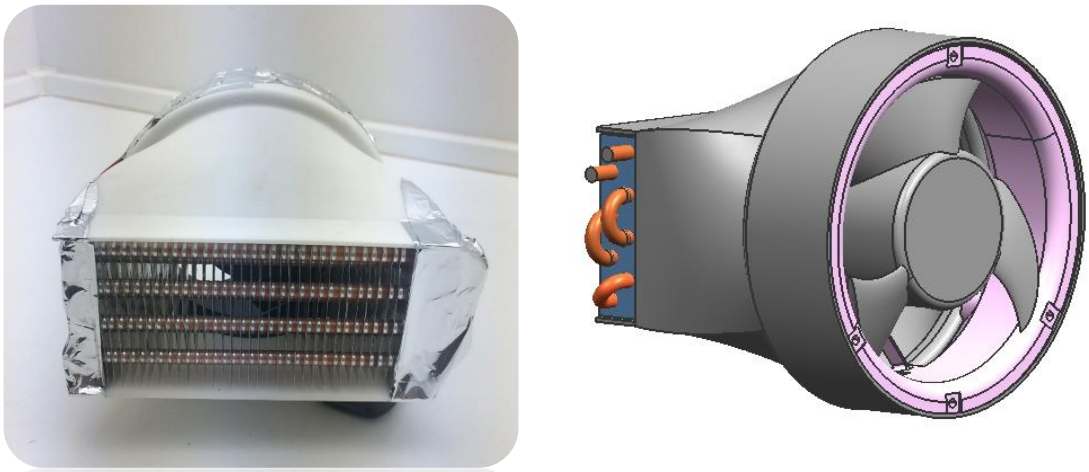
yapılar, akışın içerisinde ters basınç etkisi yaratarak kayıpları arttırmaktadır. Klasik bir fanın karakteristik eğrisi göz önüne alındığında, Şekil 6.14'deki gibi fanın karşılaştığı




Şekil 6.14 Fan karakteristik eğrisi

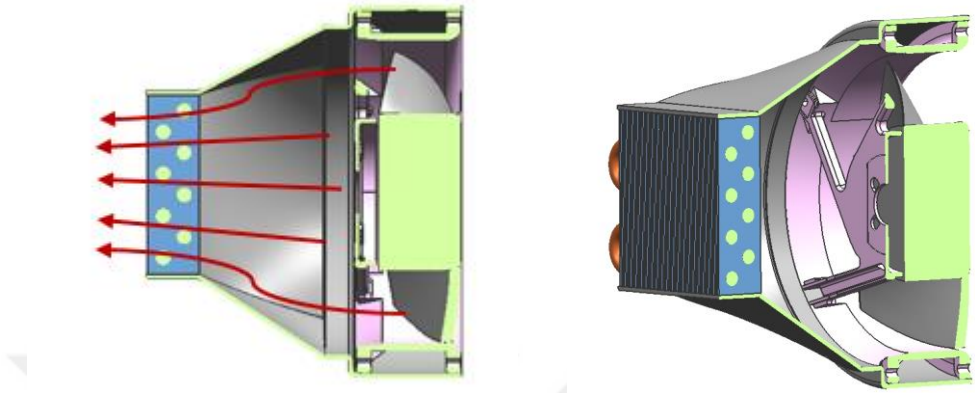
direnç basınç arttıkça, basacağı debi düşmektedir. Bu da aynı fan kullanılan sistemde basınç ekseninde daha yukarda çalışmamıza neden olmaktadır.

Sistemin yarattığı basınç kaybını azaltmak, akış içerisindeki ters akışları ve girdapları azaltacak bir kanal tasarlanmıştır. Bu aynı zamanda fanın durak bölgesinden



Şekil 6.15 Tasarım Kanal

uzaklaştırılıp daha kararlı çalışmasını sağlayacaktır. Şekil 6.15'de görüldüğü gibi kanal fan gövdesinden ısı değiştiricisine örülürken olabildiğince keskin köşelerden kaçınılacak şekildedir. Şekil 6.16'de tasarım kanalın kesit görüntüsünde de görüleceği gibi, kanal dışarısında görülen kademe, fanın gövdesinin oturup akış bölgesini bozmayacak şekilde



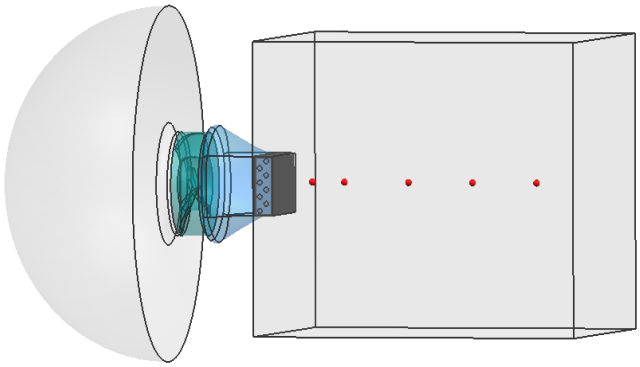
Şekil 6.16 Tasarım kanal kesit görüntüsü

tasarlanmıştır.

Tasarım kanalın akış analizi gerçekleştirmek için referans sistemdeki gibi ortamdan emip, tekrar ortama basabileceği akış hacmi elde edilmiştir. Fan modeli ve ısı değiştirici aynı geometriye sahiptir. Tasarlanan kanalında akış hacmi yine sisteme adapte edilmiştir.

### 6.2.2 Tasarım Model Akış Analizi Sonuçları ve FFT grafikleri

Şekil 6.17'de görülen tasarım kanalın modelinin akış kaynaklı gürültü analizi için referansa uygulanan tüm aşamalar gerçekleştirilmiştir. Doğru basınç salınımları elde edilmesi için farklı türbülans modelleri ile yapılan sayısal analizlerin sonuçları ve FFT

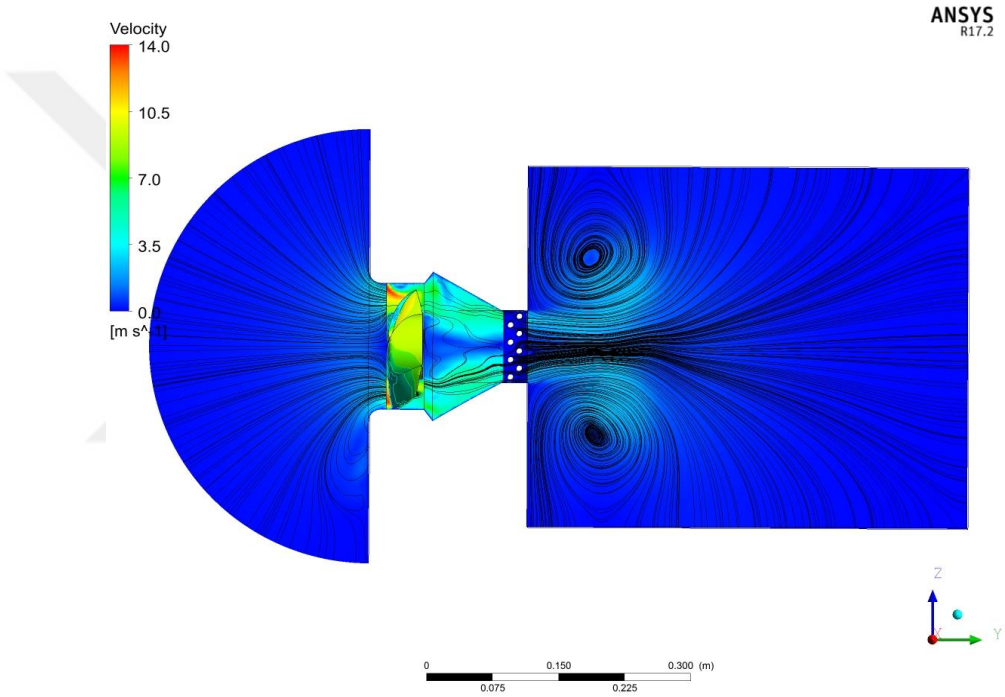


Şekil 6.17 Tasarım kanal akış hacmi

grafikleri bölüm içerisinde verilmiştir, karşılaştırma 8. Bölümde detaylı olarak anlatılmıştır.

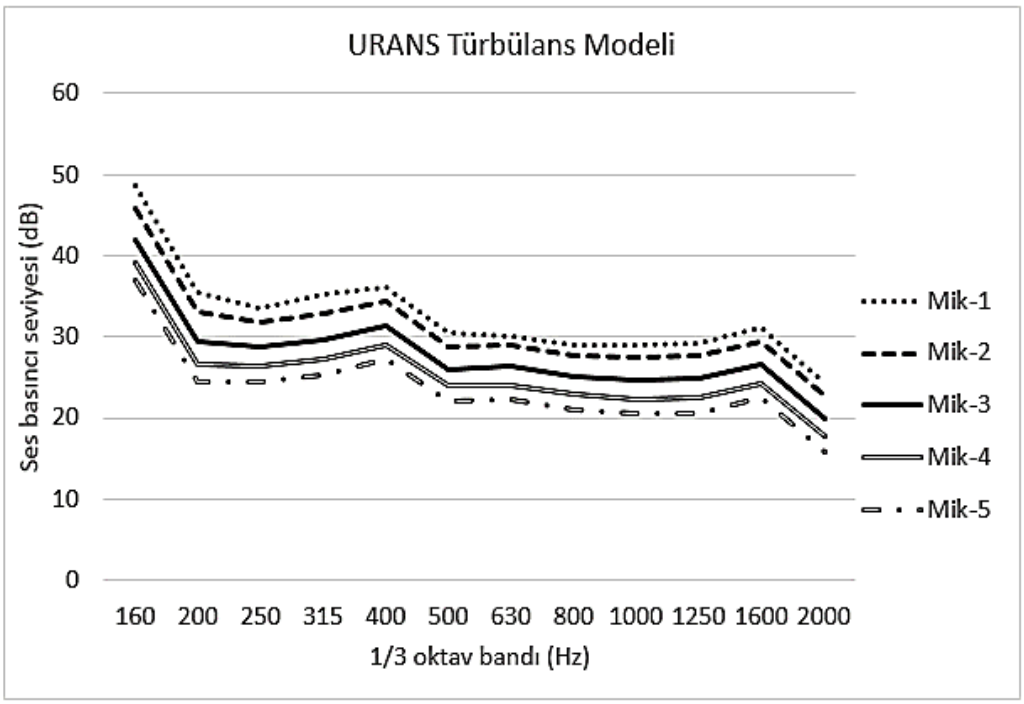
#### 6.2.2.1 URANS Türbülans Modeli

Tasarım kanal için akış çözümleme konusunda oldukça pratik türbülans modeli olan URANS modeli ile elde edilmiş akış yapısını Şekil 6.2'de verilmiştir. Çok detaylı çözüm yapamasa da URANS modeli referans kanala göre tasarım kanalın akış içerisinde daha homojen bir akış elde edildiği görülmektedir.




Şekil 6.20 Tasarım kanal URANS modeli ile akış analizi

Akış davranışını modellemekte yeterli olan URANS modeli, ortalamalı teorisinden dolayı basınç dinamikleri konusunda başarısız olduğundan, elde edilen akış analizi sonrası uygulanan Şekil 6.19'da verilen akustik model sonuçlarına bakıldığında oldukça gerçekten uzak bir yaklaşım elde etmiştir. Bu model gürültü yaklaşımı yapmak için uygun değildir, fakat akış yapısını incelemek ve homojenleştirmek için kullanılabilir.

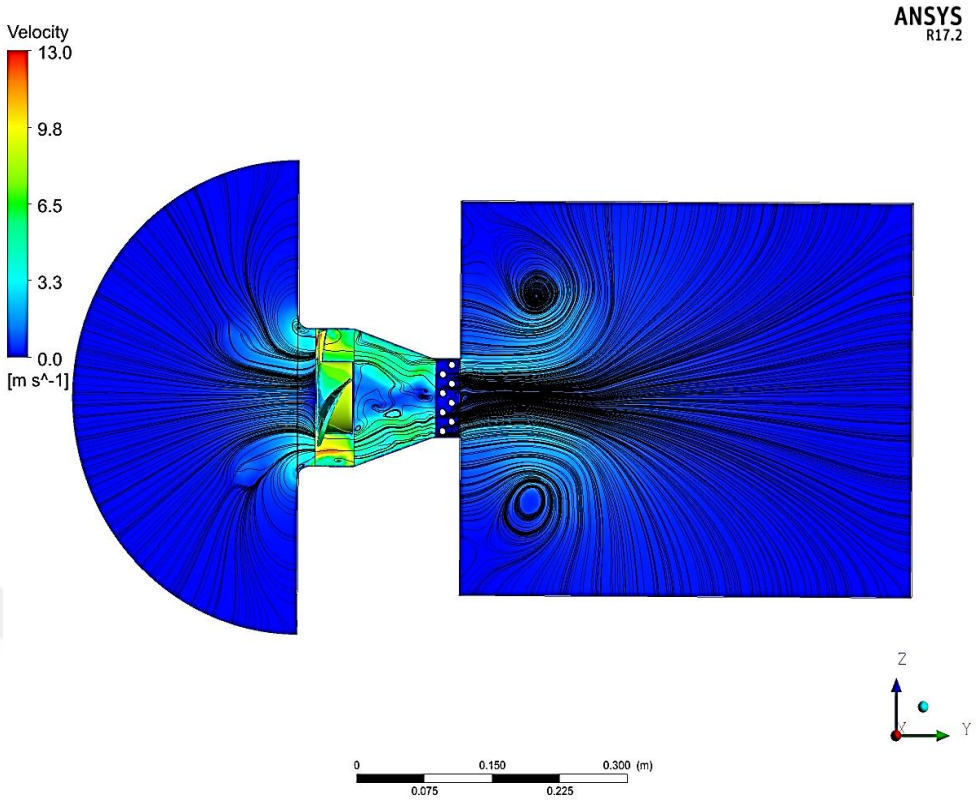



Şekil 6.19 URANS modeli ile tasarım kanal ses basıncı seviyesi grafiği

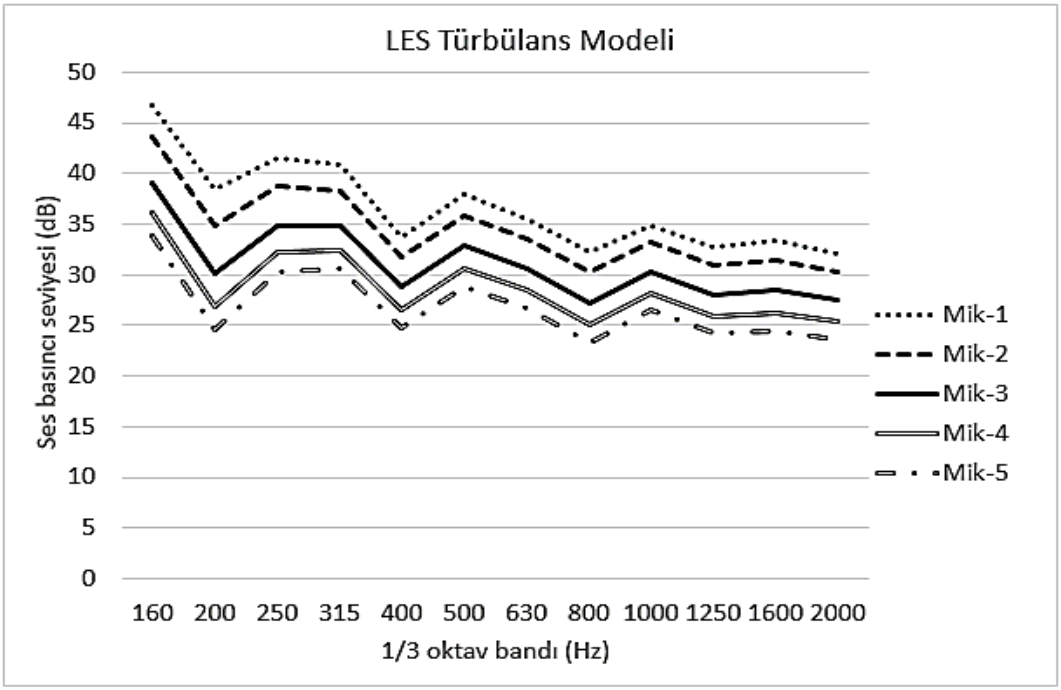
#### 6.2.2.2 LES Türbülans Modeli

Tasarım kanal için LES türbülans modeli ile yapılan analizin akış yapısı incelendiğinde, yine referans kanala göre oldukça homojen bir akış elde edilmiştir. Referans modeldeki akış yapısı hatırlanırsa, fan göbeğinin büyük olmasından dolayı hemen sonrasındaki bölgeye akış ulaşamamaktadır ve bu da bir miktar ters basınç alanı yaratmasından dolayı ters akışların oluşmasına neden olmaktadır. Bu model daha detaylı bir çözüm elde edilmiştir ve akış yapısına dikkat edilirse, çift kutuplu ve dört kutuplu akustik kaynak oluşumuna sebep olan bu ters akış bölgesi de oldukça azalmıştır.

Şekil 6.21'de ise LES türbülans modeli ile yüksek girdap enerjili akış alanı çözümlenip basınç salınımları elde edildikten sonra akustik model analiz sonuçlarının FFT grafiği verilmiştir. Akustik yaklaşım yöntemlerinde düşük frekanslardaki ses gücü tahmininde başarısız olsa da orta ve yüksek frekanslardaki gürültü tahmininde oldukça başarılı sonuç vermiştir. Referans kanalın FFT grafik değerleri ile karşılaştırıldığında da tasarım kanalın gürültü seviyesi azaltıldığı görülmektedir.




Şekil 6.20 Tasarım kanal LES modeli ile akış analizi

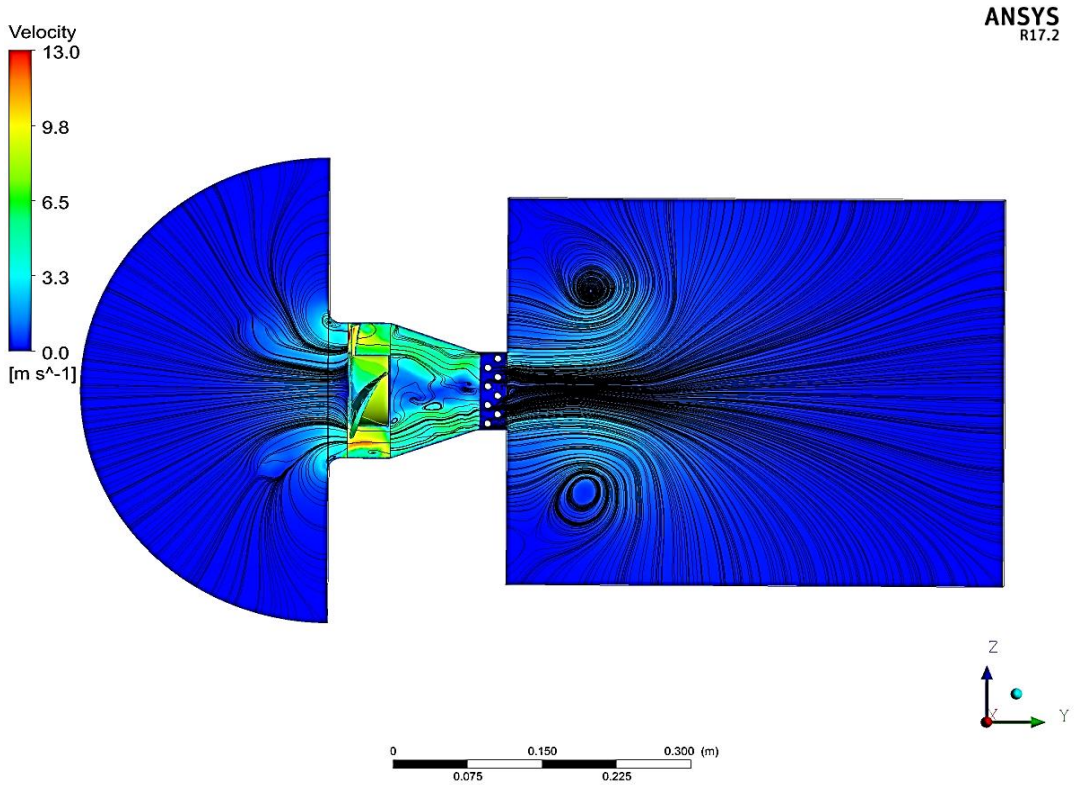



Şekil 6.21 LES modeli ile tasarım kanal ses basıncı seviyesi grafiği

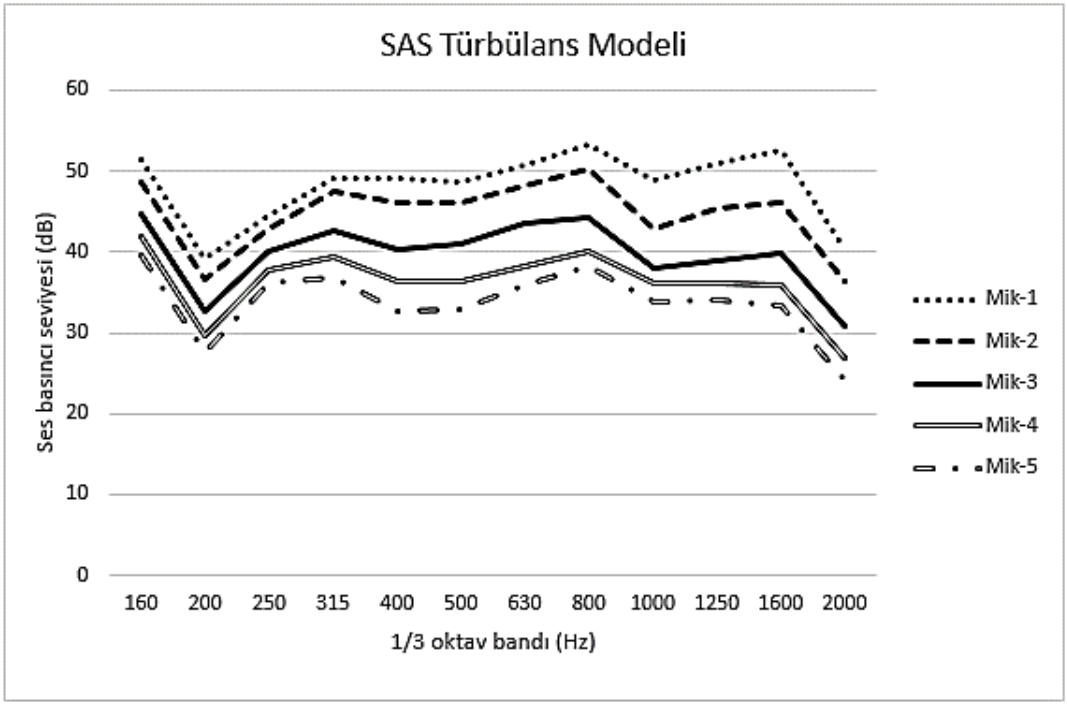
### 6.2.2.3 SAS Türbülans Modeli

Tasarım kanalın akış analizi için melez ve gelişmiş model olan SAS türbülans modeli uygulaması da gerçekleştirilmiştir. SAS türbülans modeli daha önceden de bahsedildiği gibi katı yüzeylerde RANS denklemleri kullanırken, denklemlerindeki ek terim sayesinde serbest akış bölgesinde LES gibi davranmaktadır. Bu da dinamik etkileri daha iyi yakalamasına olanak sağlarken, aynı zamanda RANS modelinin iri ağ yapısı ve geniş zaman adımı ile çözümünün getirdiği pratikliği sağlamaktadır. Şekil 6.22'de verilen SAS modeline ait akış yapısı incelendiğinde LES modeline ait akış ve hız dağılımı oldukça benzerdir. Bu da akış kaynaklı gürültü yaklaşımı gibi karmaşık ve çok adımlı analizlerde oldukça pratik ve hızlı bir çözüm sunmaktadır.

Şekil 6.23'de SAS türbülans modeli ile elde edilen akış analizi sonrası ses basıncı seviyesinin 1/3 oktav bandına göre çizdirilmiş FFT grafiği verilmiştir. Akustik ölçümlerde olduğu gibi yine aynı 5 mikrofon konumuna göre çizdirilmiştir. LES modeline göre yüksek frekanslarda bir miktar farklı sonuç elde etse de deneysel sonuçlarla karşılaştırıldığında kabul edilebilecek seviyededir.




Şekil 6.22 Tasarım kanal SAS modeli ile akış analizi




Şekil 6.23 SAS modeli ile tasarım kanal ses basıncı seviyesi grafiği

# BÖLÜM 7

# DENEYSEL YÖNTEM

## 7.1 Hacimsel Debi Ölçümleri

Tasarlanan kanal akış içerisindeki türbülans ve katı yüzeyler sebebiyle yaratılan kayıp basınç azaltılmak istenmiştir. Aynı fan ve ısı değiştiricisi kullanıldığından, ısı değiştiriciden gelen basınç kaybı değişmeyecektir. DC motorlu eksenel fan, sahip olduğu basınç eğrisine göre basınç kaybı ne kadar fazla olursa aynı voltajda daha az debi sağlayacaktır. Basınç kaybı azaltıldığı takdirde, fan daha düşük voltaj ile sürülebilir. Tasarım kanalda da akış içerisinde katı yüzey etkisi ve türbülans sebebiyle ortaya çıkan çift kutuplu ve dört kutuplu etki azaltılarak gürültü seviyesini düşürülmeye çalışılmaktadır.

Referans sistem ile tasarım kanal için hacimsel debi ölçümleri yapılmıştır. Şekil 7.1'de hacimsel debi ölçümünde kullanılan rüzgar tüneli gösterilmektedir. Referans ve tasarım kanal tünele üfleme tarafından kanal vasıtası ile sızdırmaz bir şekilde bağlanmıştır. Deney hazırlıklarının tamamlanmasından sonra deneyler oda koşullarında, uygun lüle kullanımı ile yapılmalıdır. Deneyler, tünel çıkışının tam kapalı ve tam açık olduğu durumlarda (gerektiğinde booster kullanarak) yapılır. Tünel çıkışının tam kapalı ve tam açık aralıkta 6 veya 7 konumda ölçüm yapılarak karakteristik eğri için gerekli noktalar belirlenir. Ölçüm noktaları lülelerin giriş ve çıkışlarında "AMCA 210-07" standardına uygun olarak yerleştirilen basınç prizleridir. 1 ile gösterilen prizler, fanın basınç değerini vermektedir, 3 ile gösterilen prizlerden okunan basınç değerleri ise lüleye ait olan değerlerdir. 3 ile gösterilen prizlerden okunan değerler, deneyde kullanılan lülenin eğrisi

ile debi değerine çevrilir. Bu iki kanaldan ölçülen değerler ile fanın basınç ve debi verileri toplanır. Deneyler, bütün sistemin bağlı olduğu bilgisayardan takip edilmektedir.




Şekil 7.1 Rüzgâr tüneli

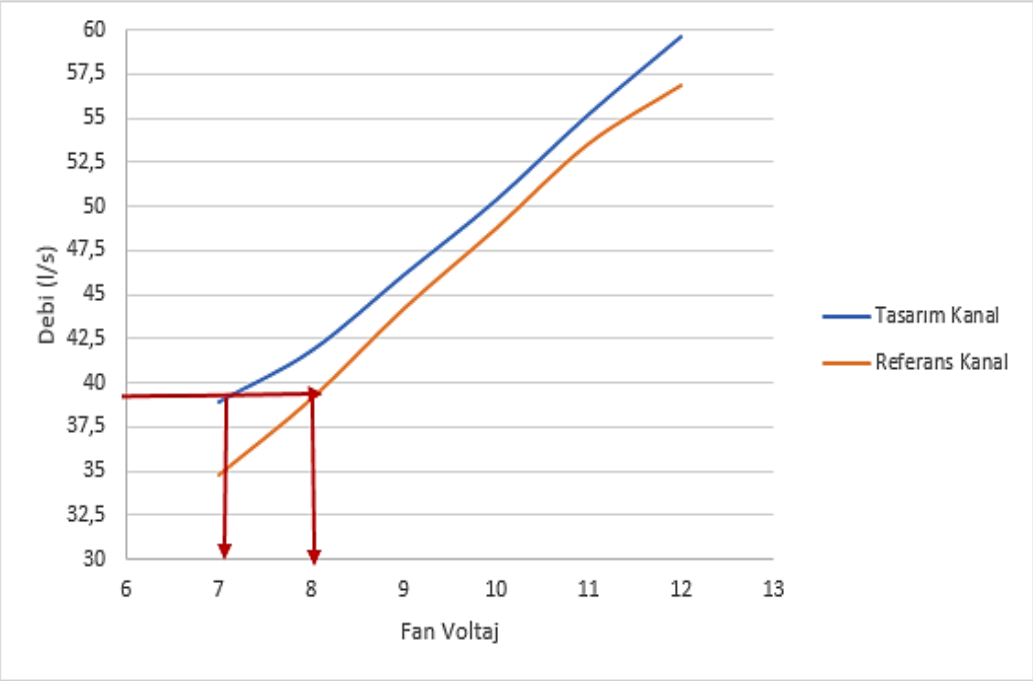
Debi ölçümleri referans ve kanal için AMCA standartlarına sahip rüzgar tünelinde ölçümü yapıldı. Aynı fan için yapılan ölçümlerde referans kanalda 1944 rpm de dönen fan istenilen debi değeri 39 l/s sağlamak için 4,48W güç harcarken, tasarım kanalda ters akışlar ve akış düzensizlikleri azaltıldığından 1727 rpm de 3,43W güç harcayarak yine aynı debi elde edilmiştir.

Çizelge 7.1 Referans kanal debi ölçümü

| DPLule(Pa) | PGiris(Pa) | Debi(l/s) | Güç(W) | Gerilim(V) | Akim(A) | RPM(d/d) | Referans Voltaj-Debi |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 37,02 | 0,02 | 34,84 | 3,5 | 7 | 0,5 | 1720 | |
| 47,58 | 0,03 | 39,234 | 4,48 | 8 | 0,56 | 1944 | |
| 59,93 | -0,2 | 44,22 | 5,67 | 9 | 0,63 | 2174 | |
| 72,67 | 0,57 | 48,76 | 7 | 10 | 0,7 | 2379 | |
| 87,42 | -0,95 | 53,54 | 8,47 | 11 | 0,77 | 2572 | |
| 98,39 | 0,6 | 56,84 | 10,2 | 12 | 0,85 | 2759 | |

Çizelge 7.2 Tasarım kanal debi ölçümü

| DPLule(Pa) | PGiris(Pa) | Debi(l/s) | Güç(W) | Gerilim(V) | Akim(A) | RPM(d/d) | Kanal Voltaj-Debi |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 39,56 | 0,03 | 38,9 | 3,43 | 7 | 0,49 | 1727 | |
| 51,77 | 0,02 | 41,8 | 4,4 | 8 | 0,55 | 1943 | |
| 65,07 | 0,29 | 46,11 | 5,67 | 9 | 0,63 | 2166 | |
| 77,49 | -0,25 | 50,37 | 7 | 10 | 0,7 | 2374 | |
| 92,97 | 0,9 | 55,23 | 8,36 | 11 | 0,76 | 2564 | |
| 108,25 | 0,5 | 59,65 | 10,08 | 12 | 0,84 | 2737 | |



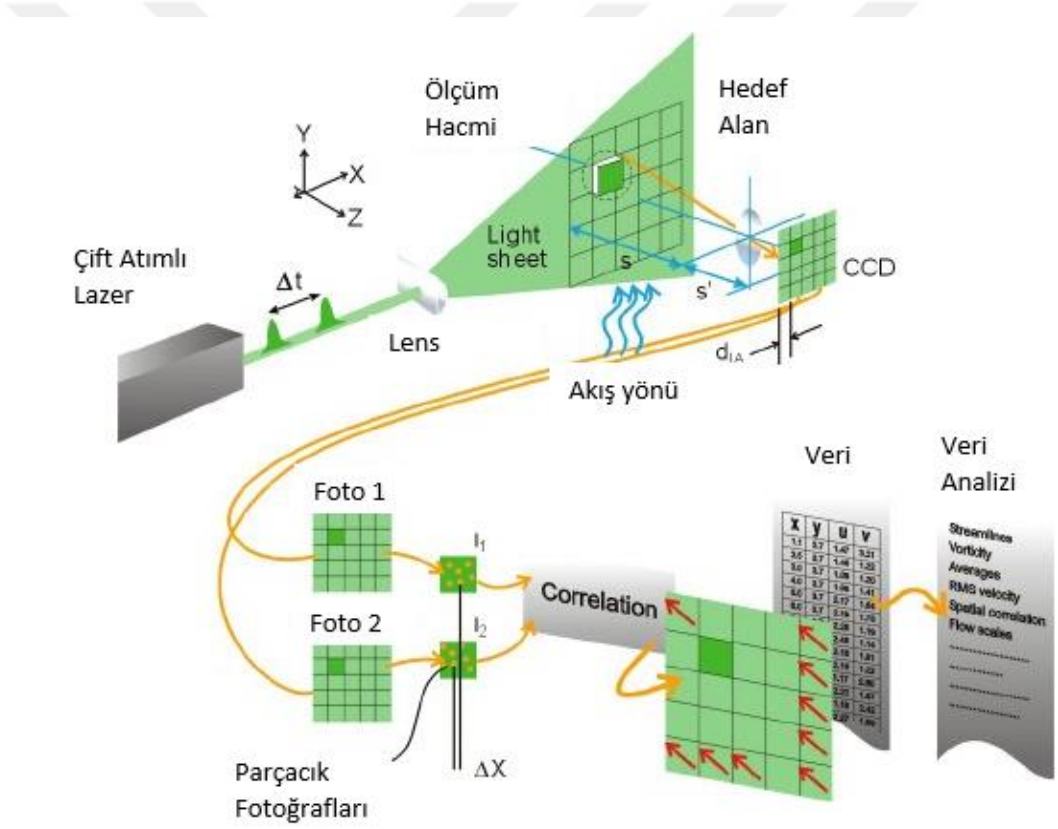

Şekil 7.2 Farklı voltaj noktalarında sistemlerin debi ölçüm noktaları

## 7.2 PIV Ölçümleri

Parçacık görüntülemeli akış ölçüm yöntemi olan PIV (particle image velocimetry), belli bir bölgedeki akışın davranışını incelemek amacı ile kullanılmaktadır. PIV yönteminin çalışma prensibi, günümüzde akış ölçümlerinde ve incelemelerinde sıklıkla kullanılan rotametre, ventürimetre, orifismetre ve pitot-prob tüpleri gibi metotlardan tamamen farklıdır. PIV sistemi, temel akışkanlar dinamiği konusundaki araştırmalardan, ürün geliştirme ve optimizasyon çalışmalarına kadar birçok alanda iç ve dış akış incelemelerinde kullanılmaktadır. Rüzgar tüneli, su tüneli, taşıt aerodinamiği vb. iç ve dış akış uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır.

Akışın hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile elde edilen davranışın doğruluğunu akış görselleme yöntemlerinden biri olan PIV yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. PIV sistemi kullanılarak istenilen hacim veya düzlemdeki hız değeri ve vektör yönü ölçülebilir. Akışkanın hız komponentleri, lazer ile aydınlatılan yüzeyden art arda iki fotoğraf çekilmesi ile hesaplanır. Yüksek hızla çekilen iki fotoğraf arasında çapraz-korelasyon (cross-correlation) yöntemi uygulanarak hız vektörlerine ulaşılır.

Akışı görselleyebilmek için duman jenarötürü kullanılmıştır. Lazer ölçüm yapılmak istenen düzleme yansıtılır. Tek kamera ile bir düzlemdeki iki boyuttaki hız komponenti hesaplanabildiği gibi, ikinci ek bir kamera kullanılarak, aynı düzlemdeki üç boyutlu hız vektörü de hesaplanabilir.




Şekil 7.3 PIV ölçüm yöntemi

PIV ölçümünde kullanılan, akışa eklenen parçacıkların ortalama çapı 1.5 mikrometredir ve yağ dumanından elde edilmiştir. 532 nm dalga boyunda ışık sağlayan, NewWave Solo III Nd:YAG modeli lazer kullanılarak parçacıkların aydınlatılmasında ışık kalınlığı ve aydınlatma zamanlaması hassas olarak ayarlanmıştır. Lazerin maksimum ışık verme

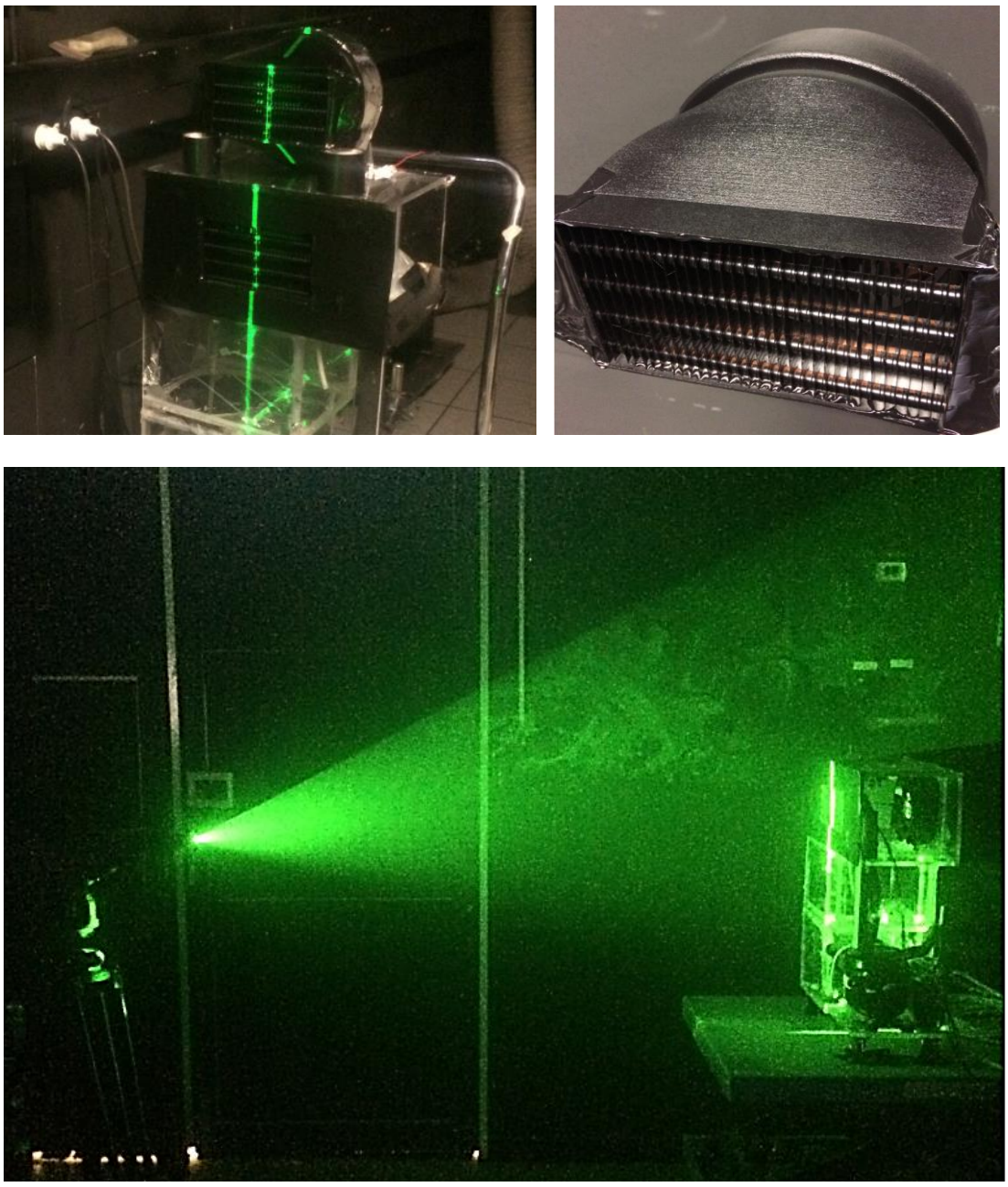
kapasite hızı 15 Hz dir ve maksimum performansta kullanıldığında 50 mJ enerji ile ışıma yapabilmektedir. Parçacıkların görüntüleri lazer düzlemine dik açıyla yerleştirilerek Şekil 7.4'deki 12-bit HiSense Mk II kamera ile 1344 x 1024 pixel çözünürlükte fotoğraflar elde edilmiştir. Kameranın maximum sağlayabildiği çözünürlük 1344 x 1024 pixel ve piksel boyutları 6.45 x 6.45 mikrometredir. Tezdeki referans ve tasarım kanal PIV ölçüm sonuçları verilen deneyler 4.5 Hz çekim hızında gerçekleştirilmiştir.



Şekil 7.4 Yüksek hızlı kamera ve lazer

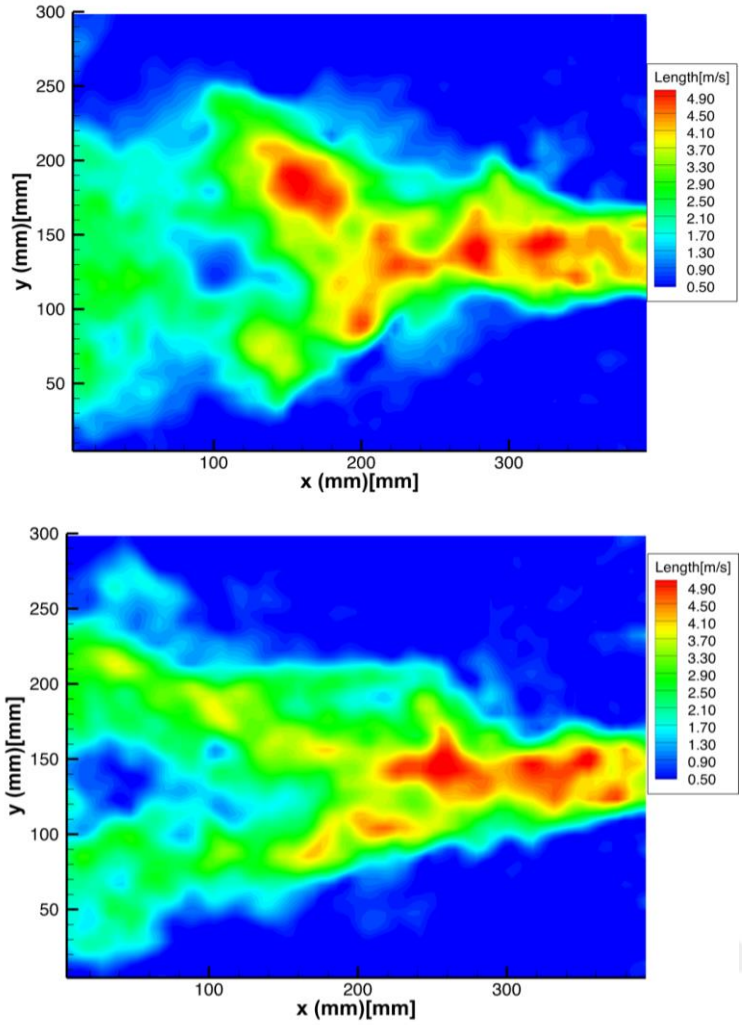
Ölçüm sırasında düzgün bir ölçüm yapılabilmesi için lazerden dolayı yansıma olamaması gerekmektedir. Bundan dolayı Şekil 7.6'da görüleceği gibi referans ve tasarım kanal siyaha boyanmıştır. Yine PIV ölçüm odası aynı sebepten dolayı siyah renktedir. PIV ölçümlerinde ısı değiştiricisinden sonra ortama atılan dış akış incelenmiştir. PIV lazer ölçüm düzlemi Şekil 7.6'da görüldüğü gibi kanalın orta noktasında ve yere dik bir şekilde konumlandırılmıştır. PIV yöntemi ile ölçümü gerçekleştirilmiş referans kanala ait anlık hız dağılımı görüntüleri Şekil 7.7'da görülmektedir.

PIV ölçümünde kullanılan yüksek hızlı kamera ile yaklaşık 40 cm*40 cm kadar bir alanın akışı görsellenebilmektedir. Bu sebepten dolayı ısı değiştiricisinden hemen sonraki dış akış bölgesi incelenmiştir.

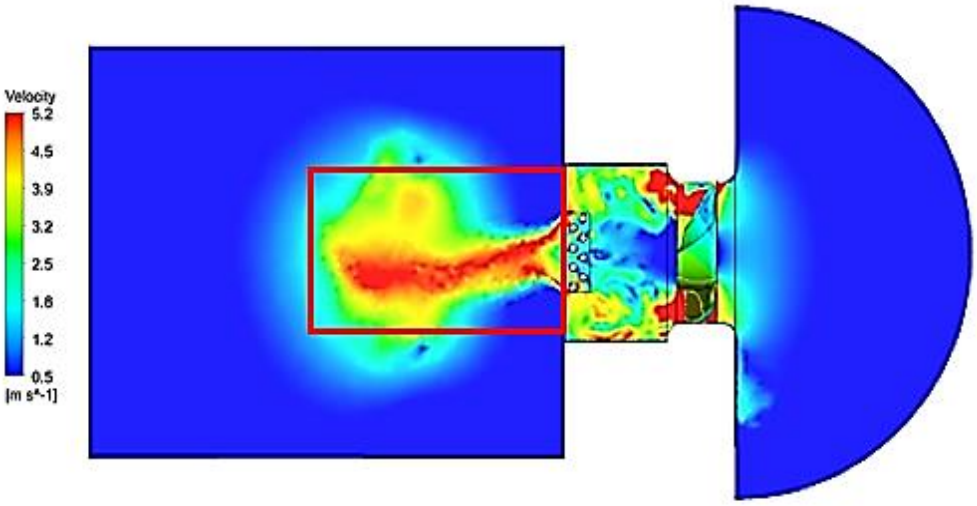


Şekil 7.5 PIV ölçüm düzeneği

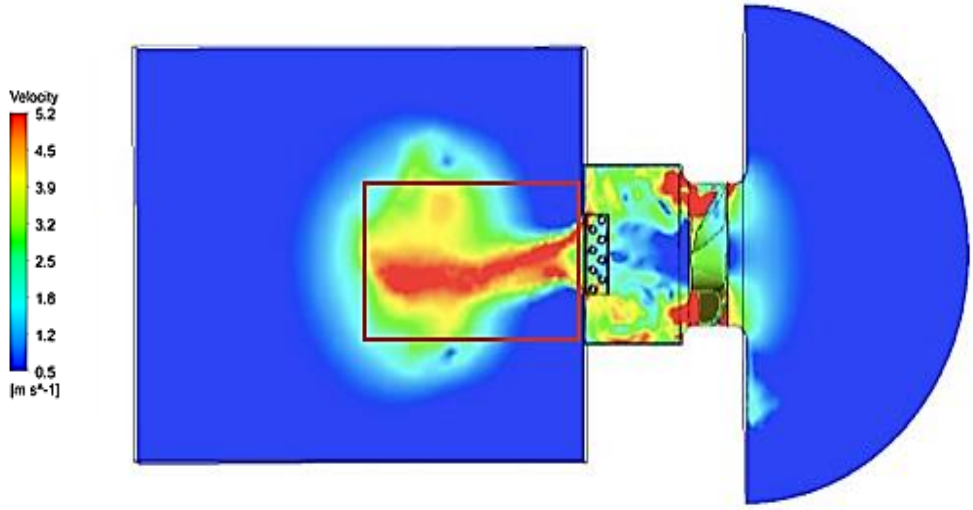
Şekil 7.7, Şekil 7.8, Şekil 7.9'de SAS, URANS ve LES türbülans modeller ile elde edilmiş sayısal sonuçlara ait hız dağılımı sonuçlarını göstermekte ve kırmızı kare ile belirtilen bölge PIV ile ölçüm yapılan bölgeyi temsil etmektedir. Sayısal ve PIV sonuçlara bakıldığında akışın orta ekseninde yüksek hızlara sahiptir. O hız kontörünün hemen çevresinde orta bölgenin momentumu ile sürüklenen hava ve oluşan girdaplar görülmektedir.



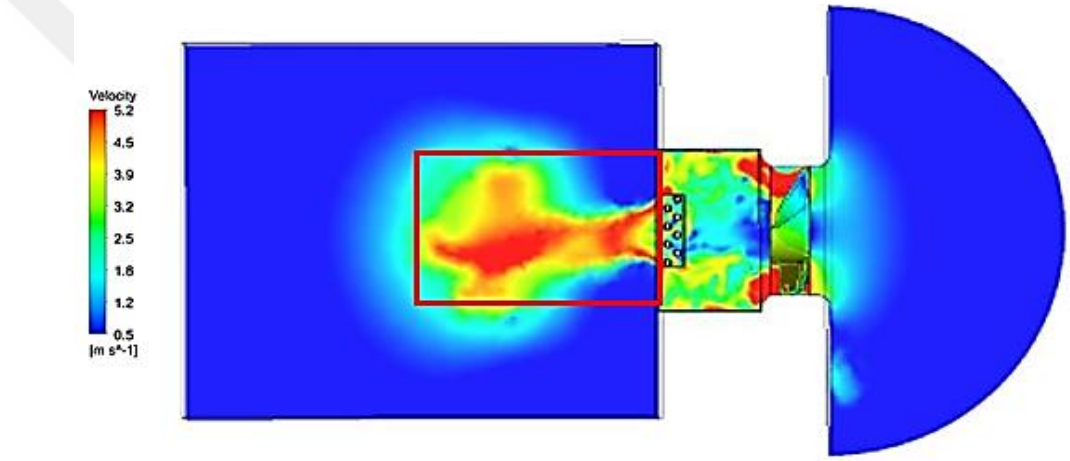

Şekil 7.6 PIV ölçümleri anlık hız dağılım görüntüleri




Şekil 7.7 SAS türbülans modeli hız dağılımı




Şekil 7.8 URAS türbülans modeli hız dağılımı

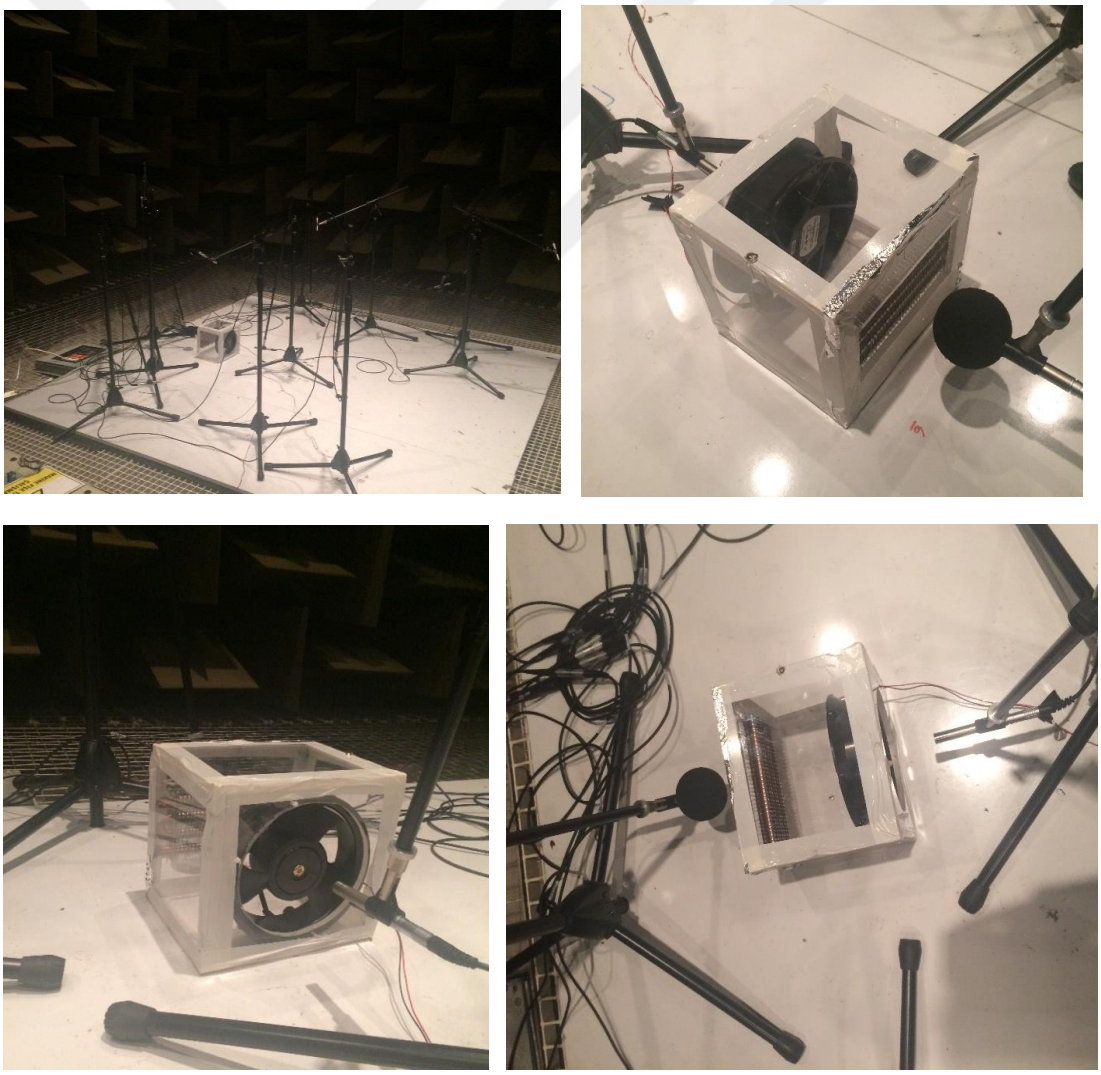



Şekil 7.9 LES türbülans modeli hız dağılımı

## 7.3 Akustik Ölçümler

Anekoik odalar, akustikte, nominal olarak "serbest alan" koşullarında deneyler yapmak için yaygın olarak kullanılırlar, serbest alan, yansıtılan sinyaller olmadığı anlamına gelir. Tüm ses enerjisi neredeyse hiçbiri geri yansıtılmadan kaynaktan uzaklaşır. Yaygın olarak kullanılan yankısız oda deneyleri, bir hoparlörün aktarım işlevinin ölçülmesini veya endüstriyel makinelerden gürültü radyasyonunun yönlendirilmesini içerir. Genel olarak, yankısız bir odanın iç kısmı çok sessizdir ve 10-20 dBA aralığında tipik gürültü seviyelerine sahiptir.

Yankısız akustik ölçüm odaları evlerdeki mikrodalga fırınların büyüklüğündeki küçük bölmelerden uçak hangarlarına kadar olan geniş bölmelere sahiptir. Tam yankısız akustik oda, iç duvarların tamamı yansımaya engel olan malzemelerle kaplanmış dolayısıyla oda içinde hiçbir kayda değer yansımanın olmadığı odadır. Eğer zemin yansıtıcı bir özelliğe sahip olarak yapılırsa bu odalara da "yarı-yankısız" oda ismi verilmektedir. Tam yankısız odalar her yönden enerjiyi emmeyi amaçlamaktadır. Yarı-yankısız odacıklar, tam yankısız odalarda bulunan emici kiremitlerin üzerindeki kafes zemin ızgarasının değil, araba, bulaşık, çamaşır makinesi veya endüstriyel makine gibi ağır maddeleri desteklemek için bir çalışma yüzeyi gibi davranan katı bir zemine sahiptir. Bu zemin, dışarıdaki titreşim veya elektromanyetik sinyallerden izole etmek için emici tamponlar üzerinde sönümlenir ve asılıdır.

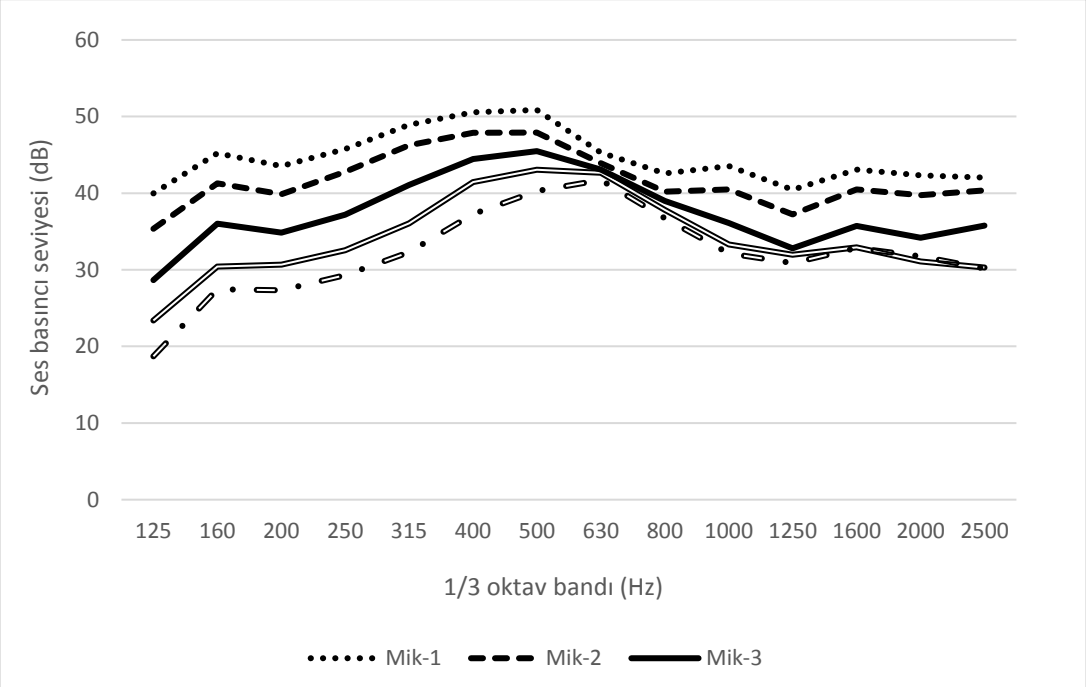


Şekil 7.10 Akustik ölçüm düzeneği

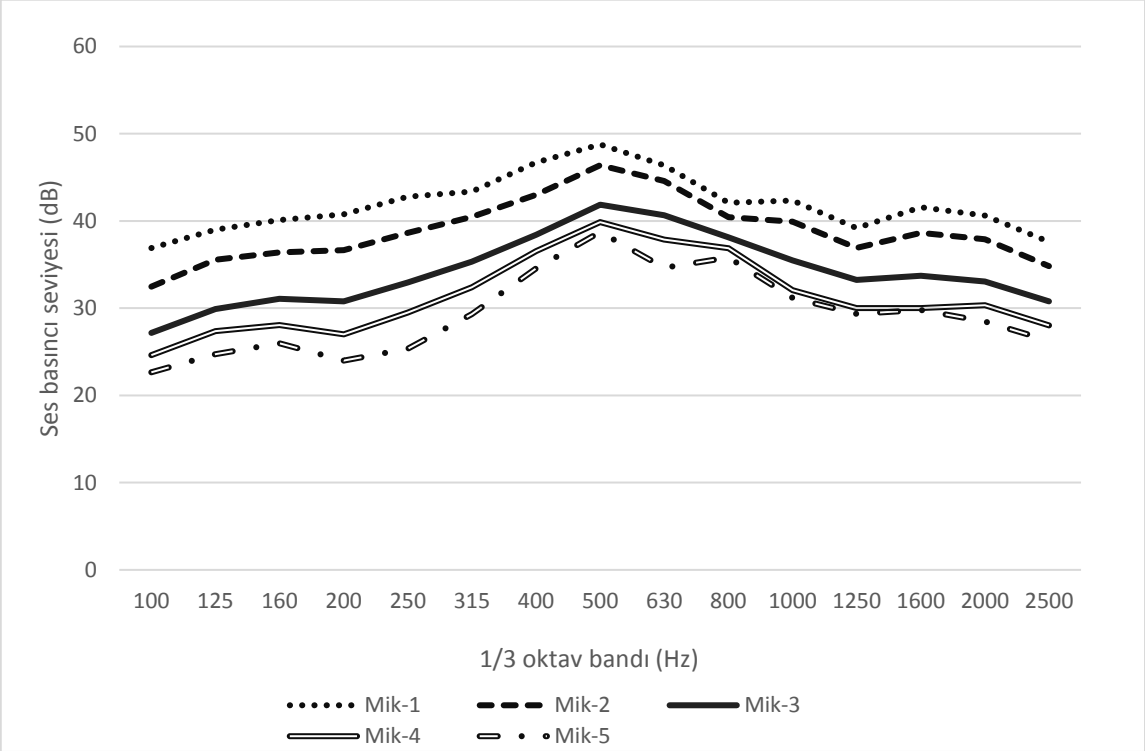
Odanın boyutları bağlı kalınan standart, test edilen cihazın büyüklüğü ve uygulanacak teste göre farklılık gösterir. Kullanılan sönümleyici malzemelerin cinsini ve şeklini belirleyen parametre ise uygulanacak test frekansıdır.

Sayısal analizleri yapılan referans ve tasarım kanal modelin deneysel ölçümleri ISO 3744 standardına sahip hem tam yankısız hem de yarı yankısız odada yapılmıştır. Fakat aralarında kayda değer bir fark gözlenmemiştir. Akustik ölçümler sırasında yakın mesafe ölçüm yapılacağı ve akış sesi ölçüleceği için mikrofonlara rüzgarlık aparatı takılmıştır. Akustik sinyaller, 30 saniye boyunca alınmıştır. Fakat analizlerde ölçümü 0.12 süre, 3 kanatlı fanın bir kanadı 4 tur atacak şekilde ayarlanmıştır.

Akustik ölçümler sonucu alınan ses basıncı seviyesinin 1/3 oktav bandına göre çizdirilmiş grafik şekil B'deki gibidir. Her bir mikrofon ölçüm uzaklığı sayısal modellerle aynı noktalarda olup 5 ayrı noktadan ölçüm alınmıştır. Birinci mikrofon en yakındır ve 1. ve 2. Mikrofon arası 5 cm, diğer her bir alıcı arası 10 cm mesafeye sahiptir. Grafikte de görüldüğü gibi, mesafe arttıkça ses basıncı seviyesi azalmaktadır. Pratikte ölçümlerde ağırlıklandırılmış ses gücü hesabı yapılırken mikrofonların 125 Hz den daha altındaki değerler hesaba katılmamaktadır. Her mikrofon konumundan alınan ölçüm sonuçları referans kanal için Şekil 7.11'de ve Şekil 7.12'de verilmiştir.




Şekil 7.11 Referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği




Şekil 7.12 Tasarım kanal ses basıncı seviyesi grafiği

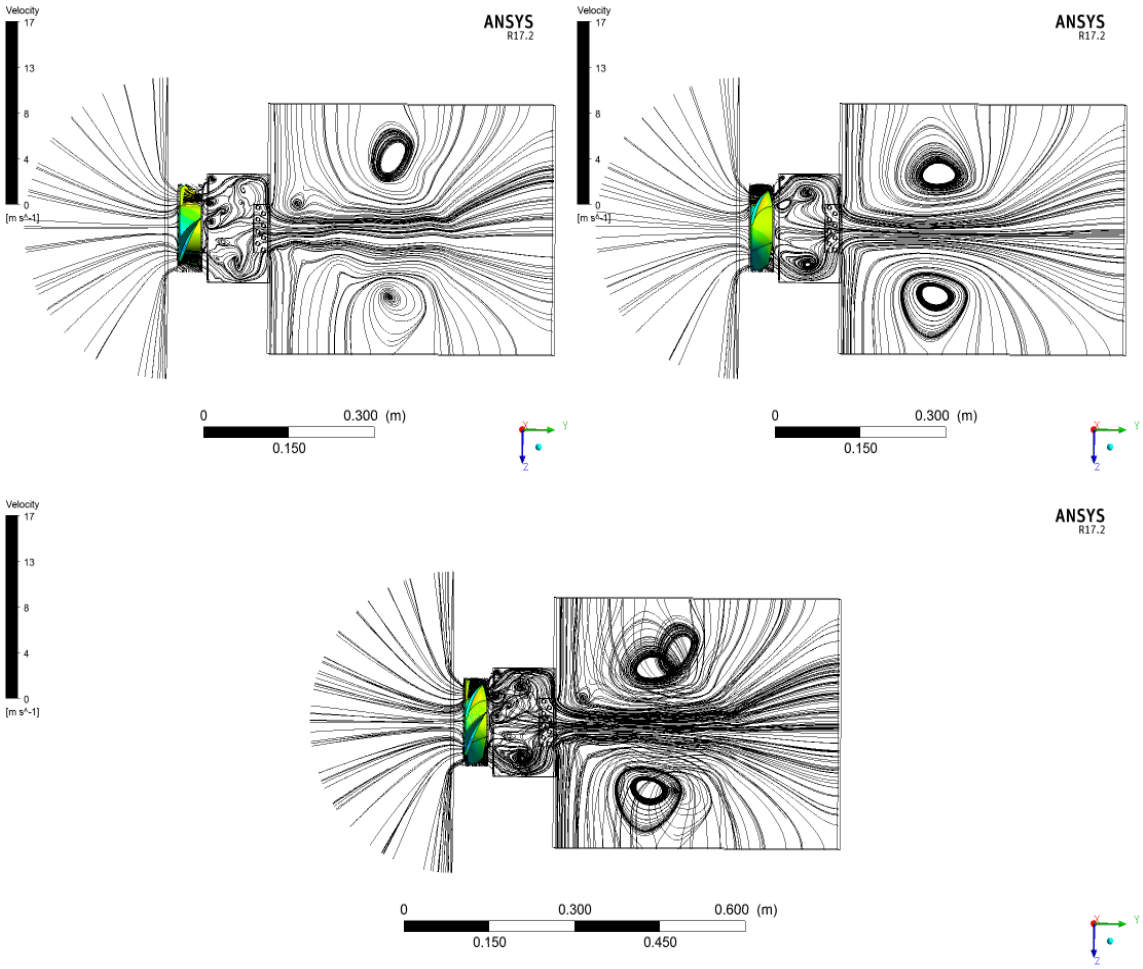
# BÖLÜM 8

# SONUÇ ve ÖNERİLER

## 8.1 Farklı Türbülans Modellerin Karşılaştırılması

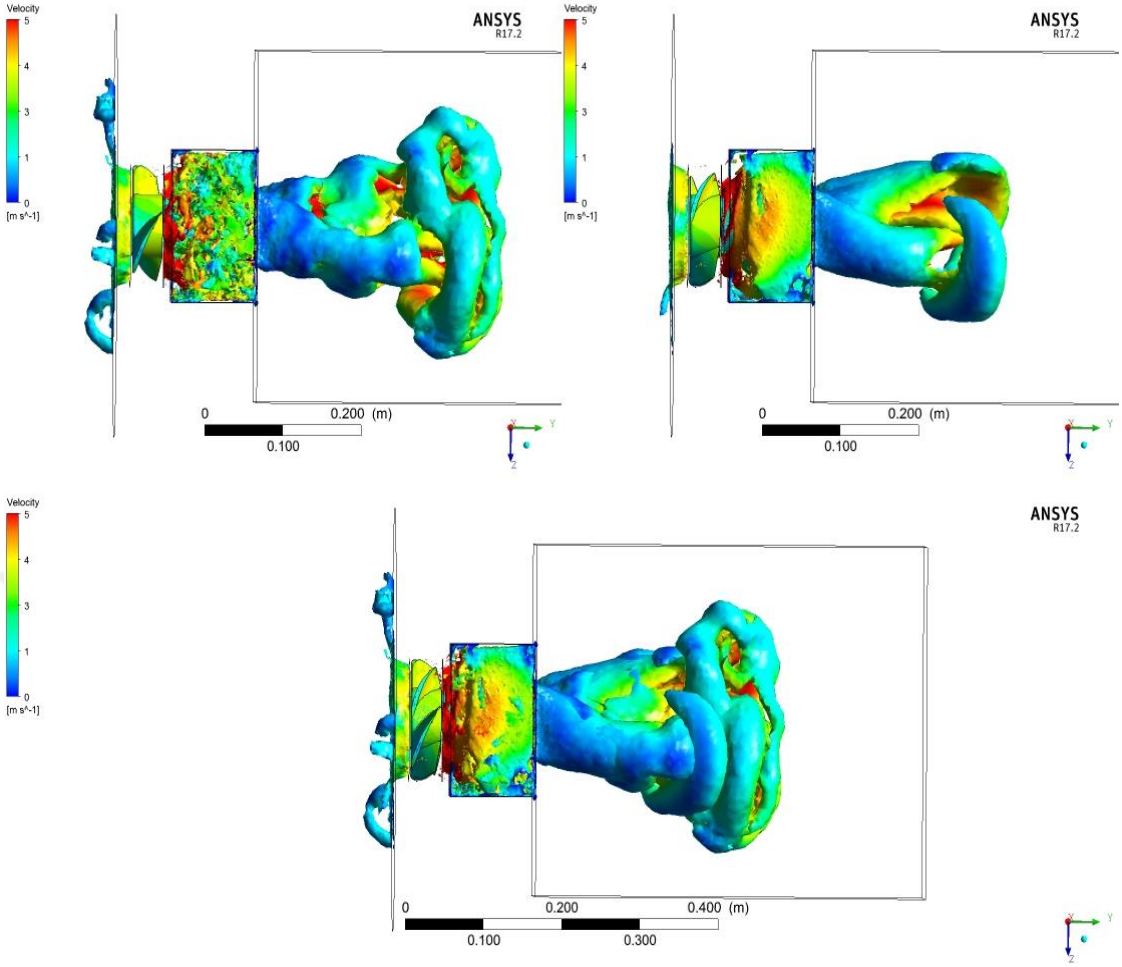
Akış kaynaklı gürültü analizinin ilk aşaması olan akış analizini etkileyecek en önemli faktör türbülans modeli seçimidir. Referans model ve tasarım kanal modeli için üç farklı türbülans modeli; URANS, SAS ve LES modelleri uygulandı. URANS, SAS ve LES ile elde edilmiş kararsız akış davranış sonuçları ikili karşılaştırılması ve farkları aşağıdaki Şekil 8.1, Şekil 8.2 ve Şekil 8.3'de gösterilmiştir.

URANS ile LES modelini karşılaştırıldığında, URANS modeli daha basit ve gerçekçi olmayan bir akış çözümlemesi elde etmiştir. Ortalama hız, debi parametreleri deneysel ile benzer iken akışın fiziksel davranışını yakalayamamıştır. Zaman adımı olarak URANS LES'e göre oldukça geniştir ve bu da aynı zamanda çözüm maliyetini düşürmektedir. Fakat URANS denklemlerinde salınımları hesaba katmadan, ortalamalı çözüm teorisine dayandığı için zamana bağlı değişken akışları iyi çözümleyememiştir. K-w-SST modeli için hesaplanan ampirik değerlerde yeterli olmamıştır. Şekil 8.1'de URANS ve LES modeline ait bir düzlemde akım çizgileri verilmiştir. Soldaki kare LES modeline, sağdaki kare URANS modeline aittir ve alttaki ise iki model arasındaki farkı göstermektedir. Kanal bölgesine bakıldığında LES modeli birçok girdap bölgesi çözümlemişken, URANS modeli o noktaları yakalayamamış ve oldukça simetrik, düz bir davranış elde etmiştir. Farklarına bakıldığında serbest akış bölgesinde akışın geliştiği bölgede benzer davranış gösterirken kararsız akış davranışını ortalamalı teorisinden dolayı modelleyemediği açıkça görülmektedir.




Şekil 8.1 LES ve URANS modelleri akım çizgileri karşılaştırılması

Şekil 8.2'de sol üstteki LES, sağ üstteki URANS ve altta da iki modelin farkının üç boyutlu akış yapıları görülmektedir. LES modeli yüksek enerjili girdapları modellediği için kararsız akış yapısını iyi bir şekilde elde ettiği görülmektedir. Fakat URANS akış yapısı genel olarak karakteri aynı şekilde olsa da akustik analiz için gerekli basınç dinamiklerini yakalama konusunda başarılı olabileceği beklenemez.

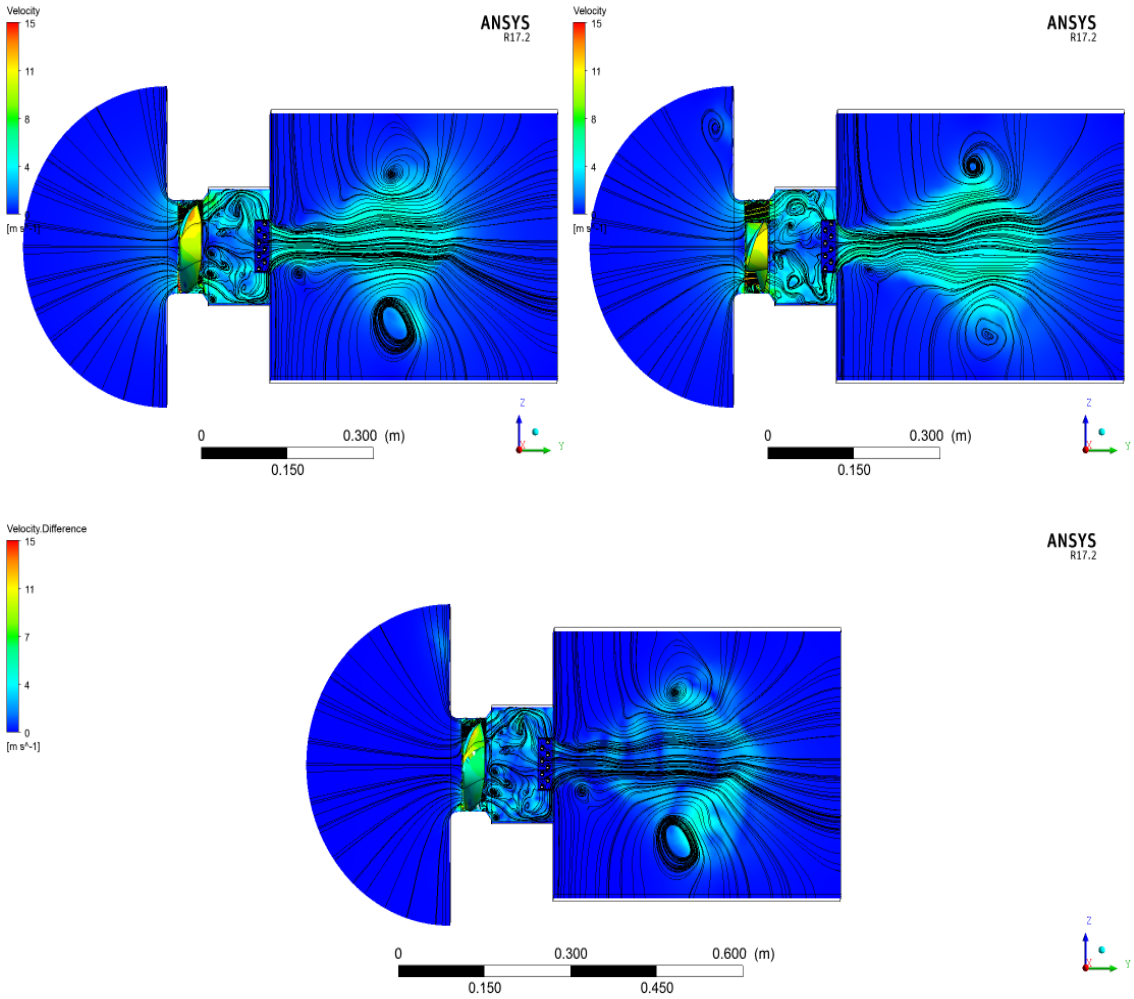



Şekil 8.2 LES-URANS modelleri akış yapıları karşılaştırma

SAS ile LES türbülans modelinin bir düzlem üzerindeki hız dağılımı Şekil 8.3'de çizdirilmiştir. Şeklin sol tarafındaki hız dağılımı LES türbülans modeline, sağ taraftaki SAS modeline aittir. Alttaki ise iki model arasındaki farkı göstermektedir. LES modeli ve SAS modeli ile elde edilen akış davranışları URANS modeline göre daha benzerdir. LES türbülans modeli, yüksek kinetik enerjili girdapları çözümlemiştir. SAS modeli melez bir model olmasından kaynaklı serbest akış bölgesinde LES gibi davranarak girdapları benzer şekilde yakalayabilmiştir. Bu akustik yaklaşım için iyi bir noktadır. Çünkü SAS modeli daha iri ağ yapısı ve daha büyük zaman adımı ile LES türbülans modeline çok benzer bir çözüm elde etmiştir. Böylece SAS modeli daha pratik bir çözüm sunabilir.

Şekil 8.1'deki sağ karedeki RANS ve Şekil 8.3'deki sağ karede SAS modelinin hız dağılımları karşılaştırıldığında; iki modelde, teorileri iki denklemli $k-\omega$ modeline dayalı olmasına rağmen, SAS türbülans modelinde ampirik sonuçlarla geliştirilen ek terim

sayesinde salınımları hesaplanabilmektedir. SAS türbülans modeli çözülen girdap yapılarını algılar ve buna göre ayarlar. Böylece serbest akış bölgesinde oluşan yüksek enerjili girdapları LES modeli gibi yakalayabilmektedir.

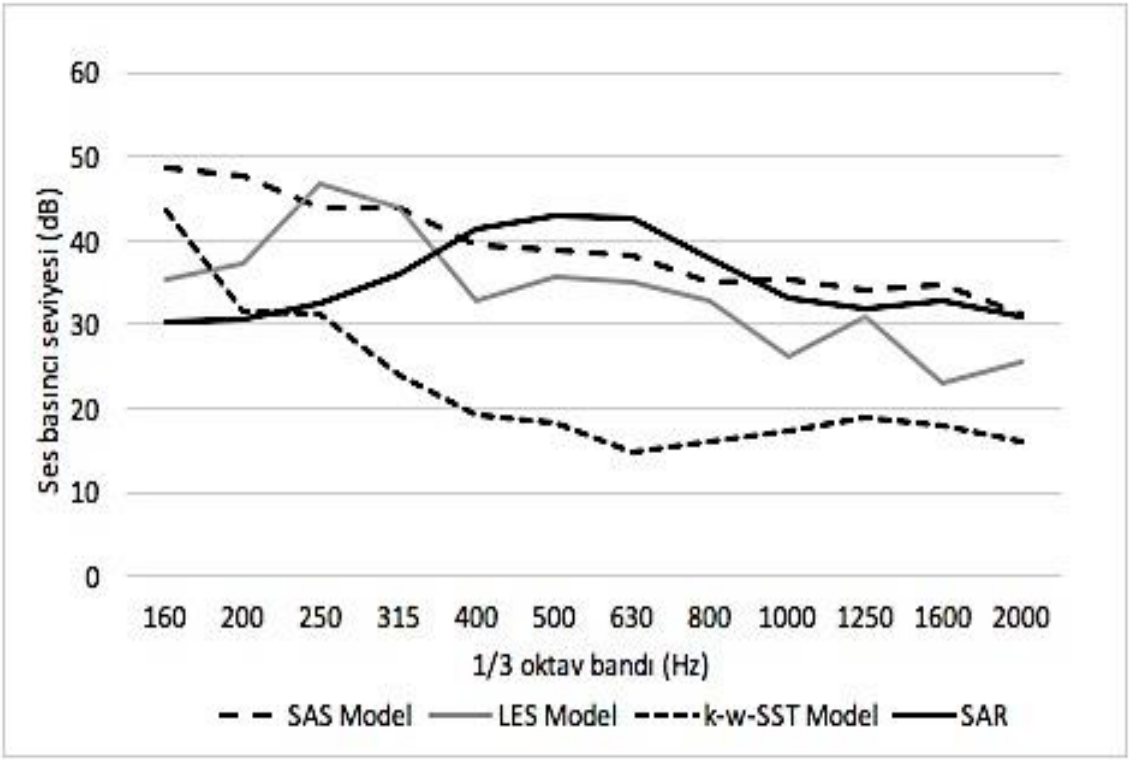



Şekil 8.3 LES ve SAS türbülans model karşılaştırılması

## 8.2 Nümerik Analizlerle Deneysel Ölçüm Sonuçların Karşılaştırılması

Bu bölümde sayısal ve deneysel ses basıncı seviyesi tahminin karşılaştırılması yapılmıştır. Farklı türbülans modelleri ile elde edilen basınç salınımları, FW&H akustik modeli ile akustik sinyal elde edilmiştir. Daha sonra bu sinyaller, frekans tabanında FFT grafikleri elde edilmiştir. Mikrofon 3 konumunda SAS, URANS ve LES türbülans modelleri elde edilen sonuçlar ve deneysel sonuçlar Şekil 8.4'de gösterilmiştir.

Şekil 8.4 incelendiğinde, orta ve yüksek frekanslarda, LES ve SAS türbülans modeli ile elde edilen sonuçlar, akustik ölçümlerin sonuçları ile oldukça yakın davranış göstermiştir. Fakat URANS modeli daha öncede belirtildiği gibi ortalamalı teorisinden dolayı akış kaynaklı gürültü gibi basınç salınımlarının önemli olduğu zamana bağlı akış analizlerinde kullanılması çok uygun değildir.



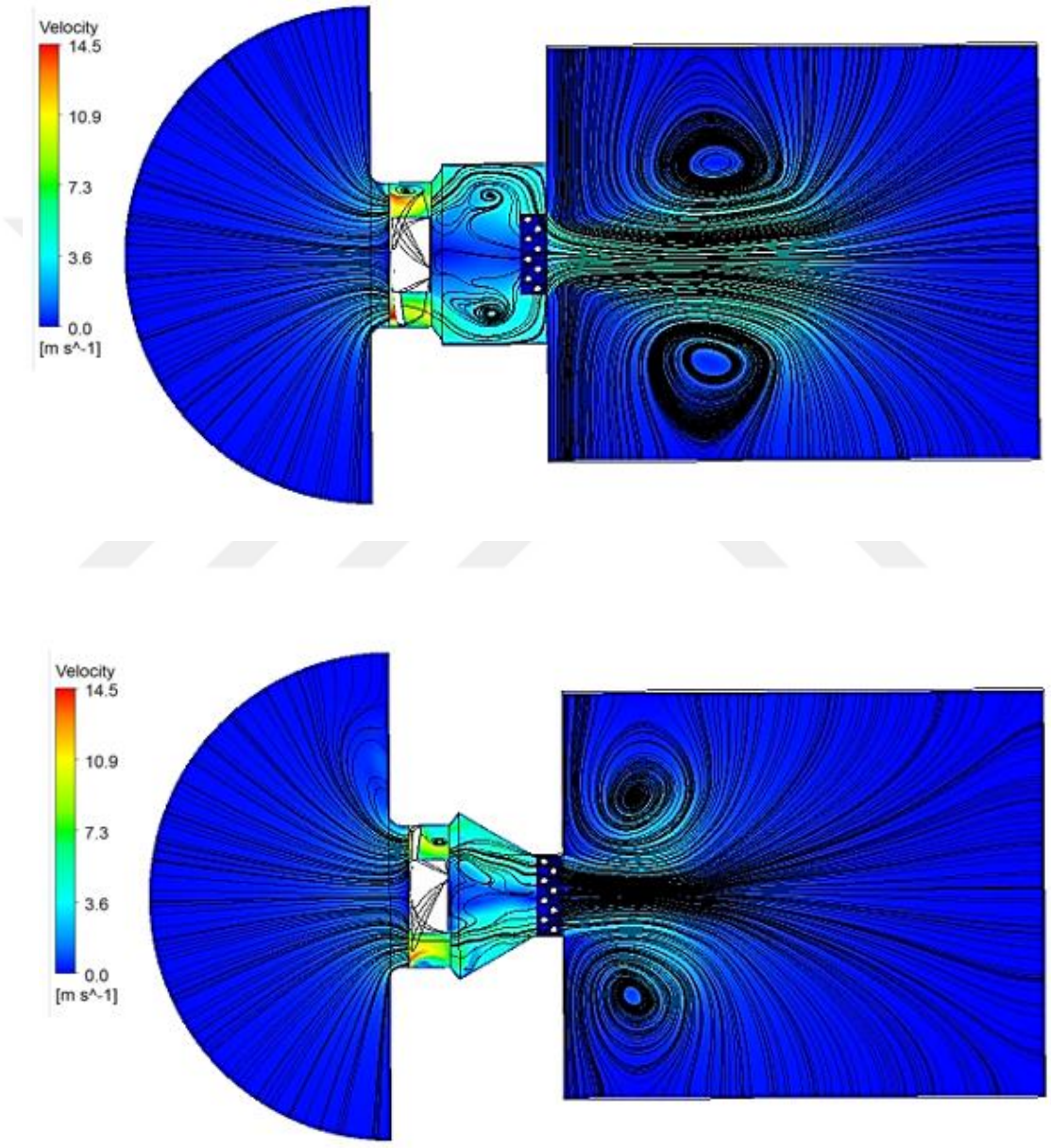

Şekil 8.4 Deneysel ve sayısal ölçümlerin sonuçları

## 8.3 Referans Sistem ile Tasarım Kanalın Deneysel Sonuçlara Göre Karşılaştırılması

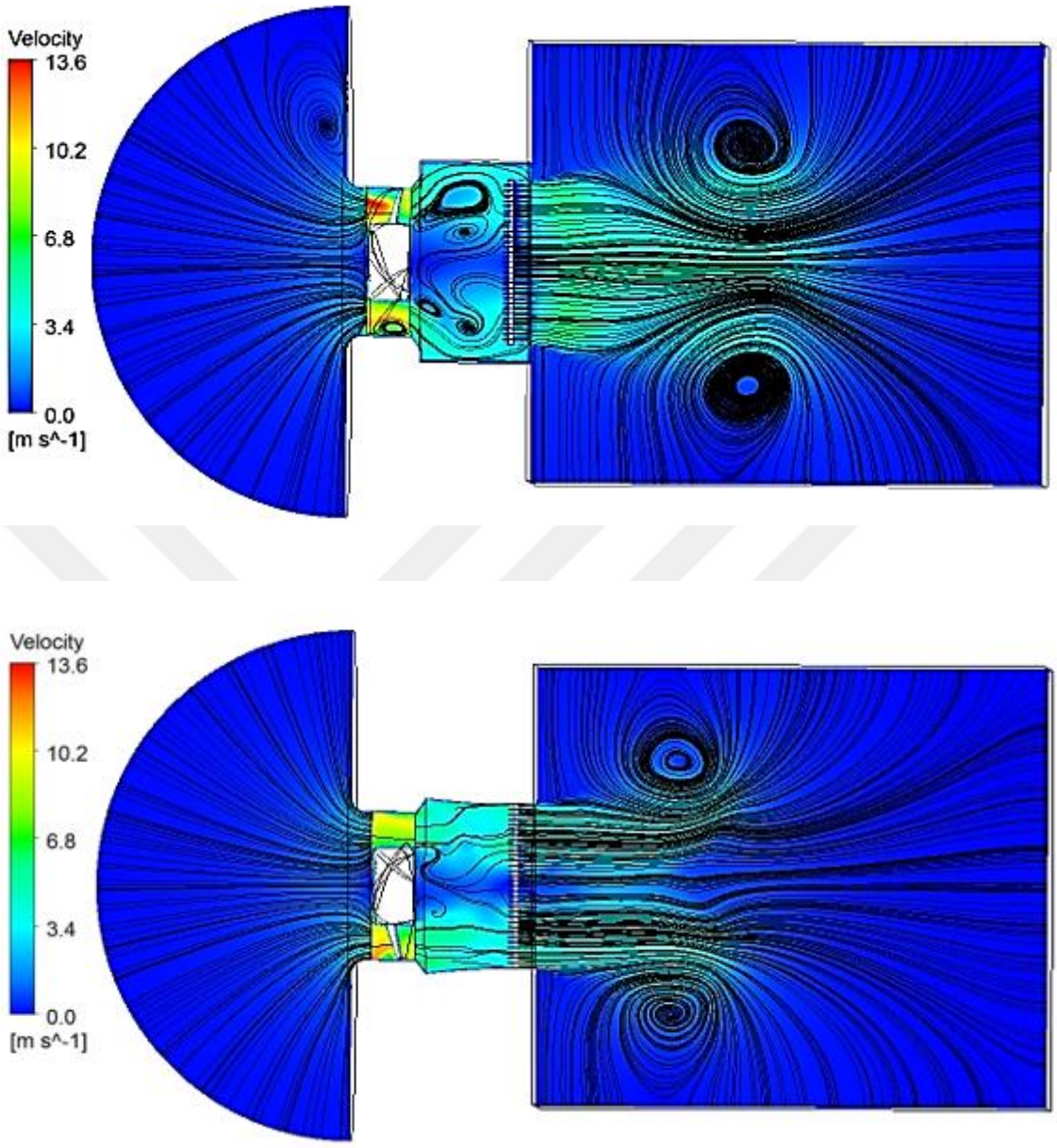
Bu tezin amaçlarından biri de referans kanal içerisindeki ters akış ve yüksek enerjili girdapları azaltarak akışı homojen bir hale getirmekti. Böylece aynı fan ve ısı değiştirici kullanılan sistemin basınç kaybı azaltıldı. Bu bölümde kanal içerisindeki akışı daha iyi karşılaştırabilmek için iki ayrı birbirine dik düzlemde farklı türbülans modelleri ile çözdürülmüş hız dağılımlarını ve akış yapısı görülmektedir. Her şekilde hem referans kanal hem de tasarım kanala ait akış yapıları verilmiştir.

Şekil 8.5 ve Şekil 8.6'deki hız dağılımları ve akış yapısı incelenecek olursa, URANS modeli ile elde edilmiş türbülans modelinde ortalamalı teorisine rağmen akış yapısını

çözümlerken referans kanal içerisindeki girdap bölgeleri, tasarım kanalı ile olabildiğince azaltıldığı görülmektedir. Özellikle Şekil 8.6'da referans kanalın dış akış bölgesi belli bir mesafeden sonra daralmış, akış etki alanı daralmıştır, bu istenmeyen bir durumdur. Akış yapısı iyileştirilmek istendiğinde URANS modeli de belli bir hata payı ile olsa da pratik bir çözüm sunmaktadır.



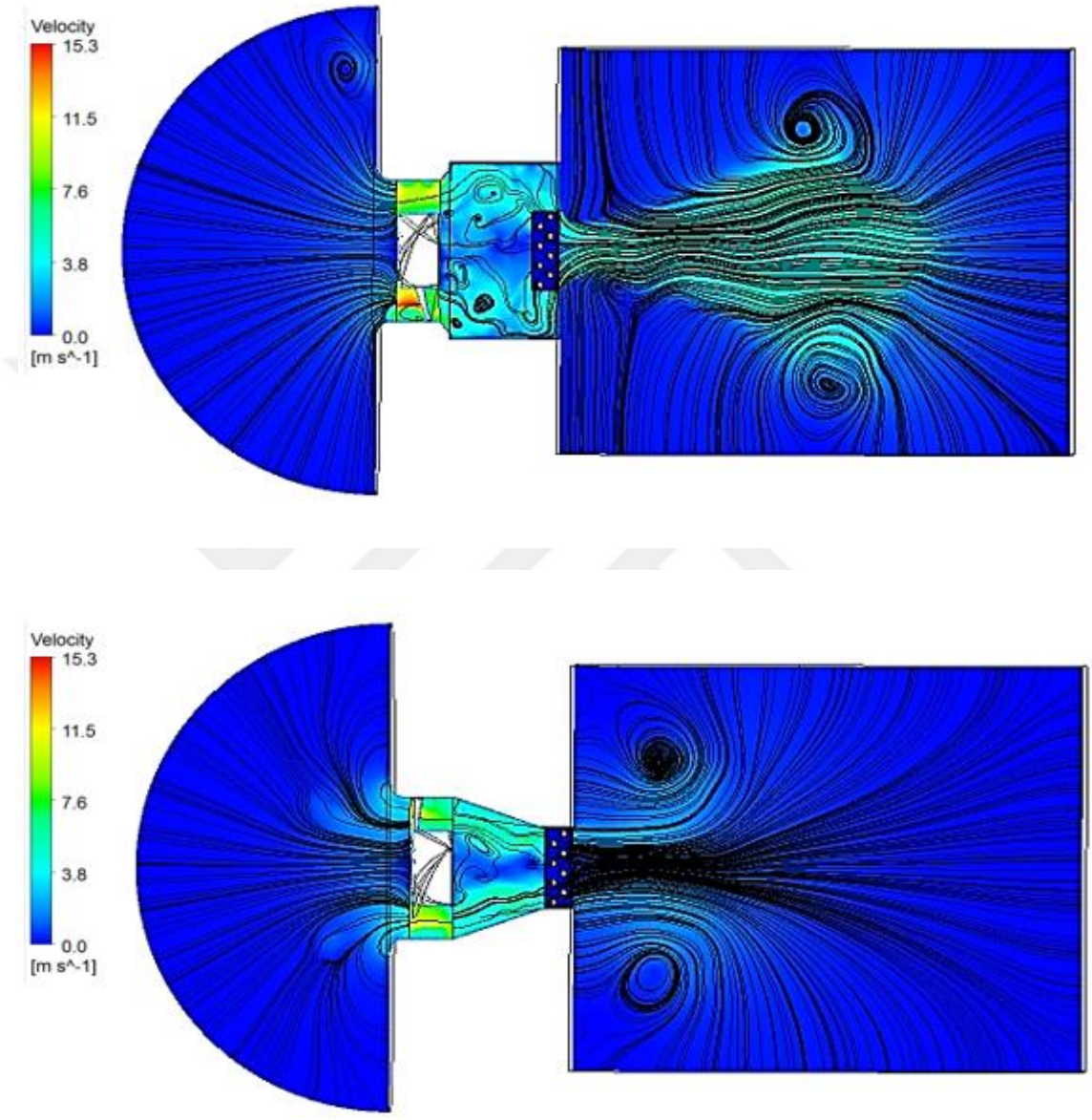

Şekil 8.5 URANS modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (XY düzlemi)




Şekil 8.6 URANS modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (YZ düzlemi)

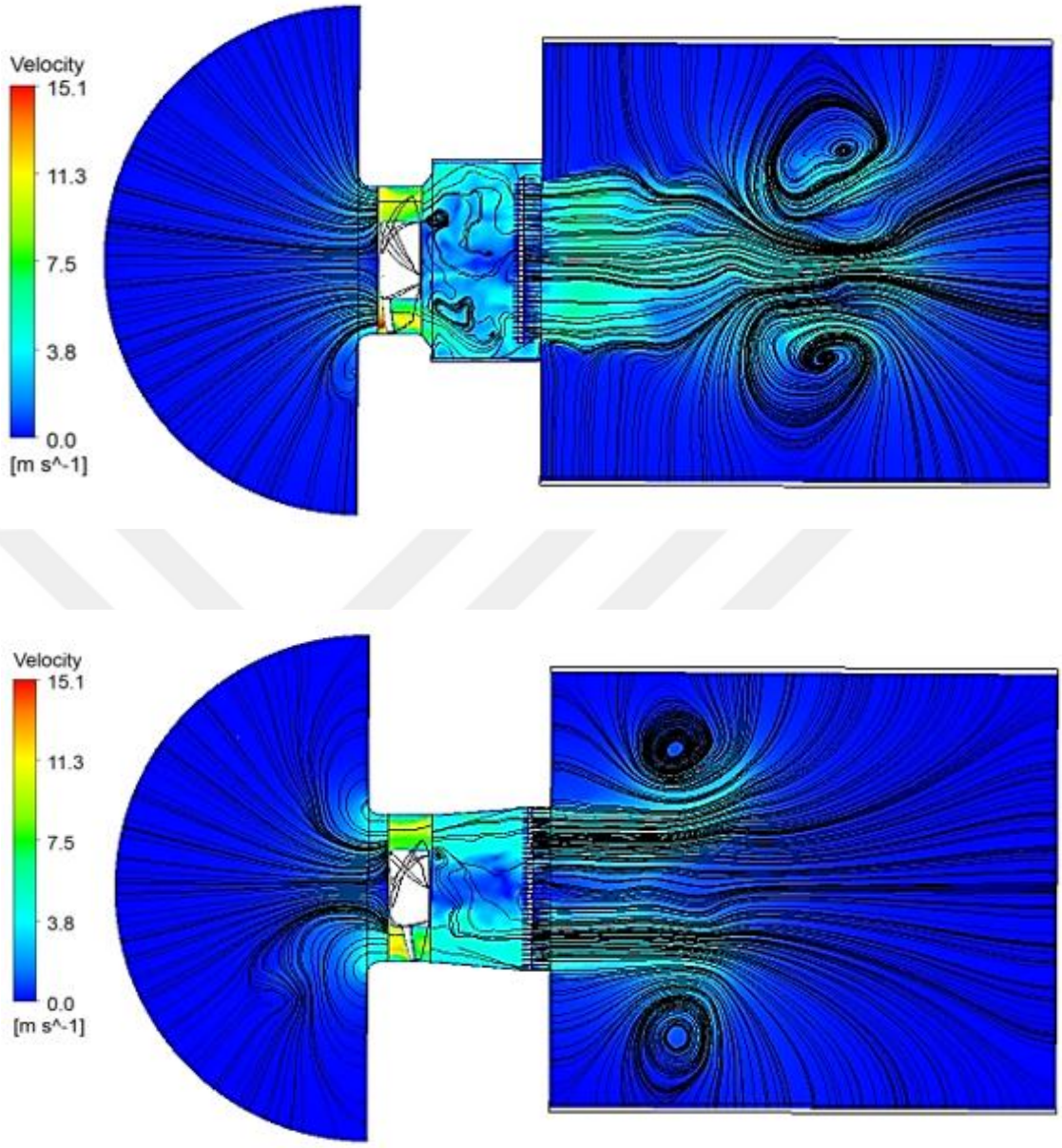
SAS türbülans modeline ait hız dağılımları Şekil 8.7 ve Şekil 8.8 verilmiştir. SAS modelinde yüksek enerjili girdaplar ve ters akışlar daha detaylı yakalanmıştır ve tasarım kanalda bu girdap bölgeleri ve ters akışların azaldığı görülmektedir. Referans kanaldaki köşeli yapı kaldırılarak akış yapısını bozmayacak şekilde tasarlanmıştır. Tasarım kanal duvarlarında türbülanslı yapı oldukça azalmış ve düzgün homojen bir akış elde edilmiştir. Yine Şekil 8.8'de SAS modelinde URANS modelindeki hız dağılımı gibi yatay düzlemde akışın belli bir mesafeden sonra daralma problemi giderildiği görülmektedir. Ayrıca referans kanalda fan göbeğinin büyük olması sebebiyle fan hemen sonrası kanalın ortası aktif

olarak kullanılamamakta ve ekstra ters akışlara neden olmaktadır, tasarım kanal ile bu bir miktar azaltılmıştır.




Şekil 8.7 SAS modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (XY düzlemi)

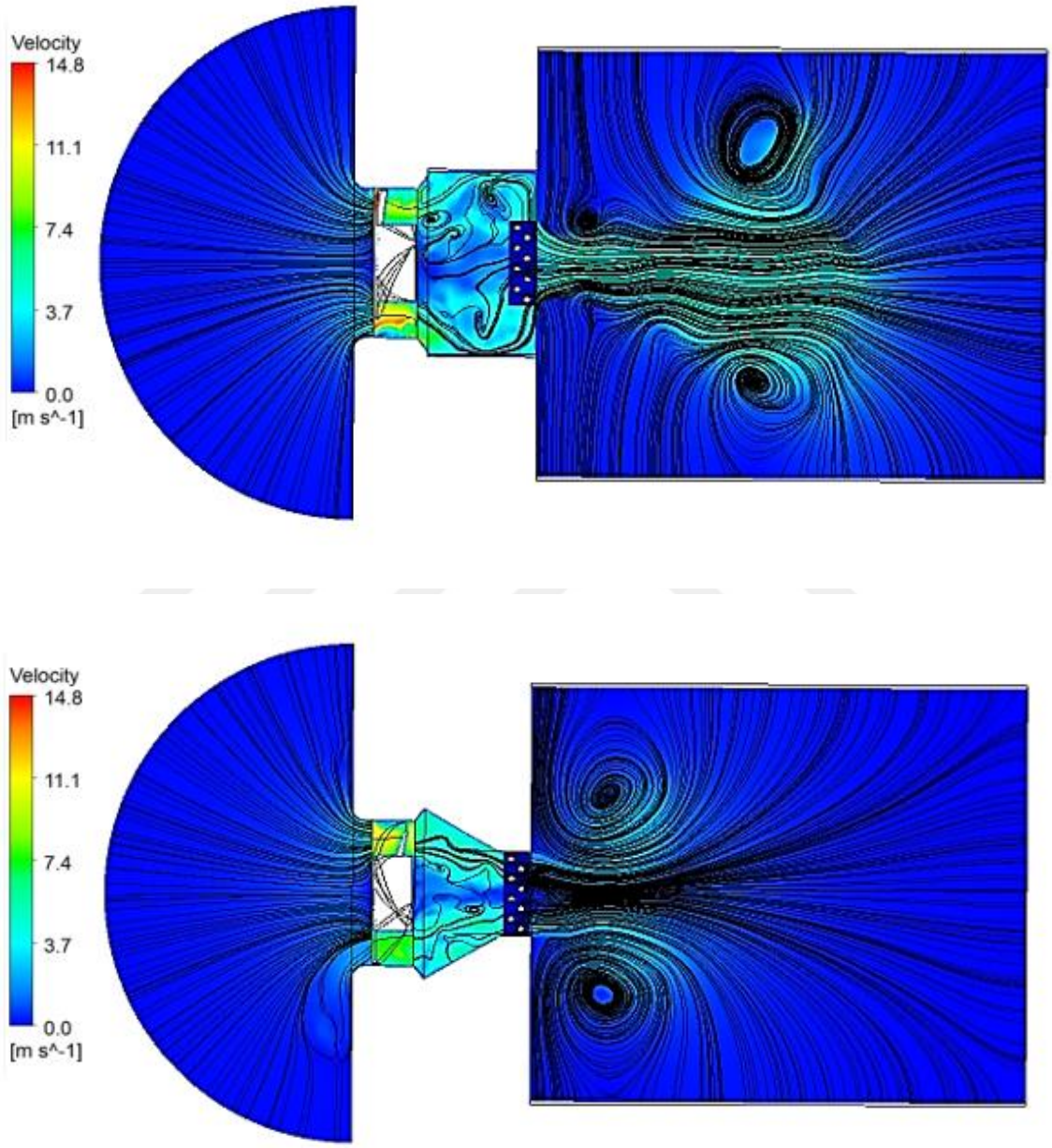
Şekil 8.8 incelenecek olursa kanalın yatay düzlemindeki akış yapısı referansa göre daha homojen olduğu görülmekte ve yine dış akışta belli bir mesafe sonrası akışın sönümlenme problemi tasarım kanal ile aşıldığı anlaşılmaktadır. Referans kanaldaki yüksek enerjili girdap boyutları tasarım kanal ile küçülmüş, ters akışlar azalmıştır.



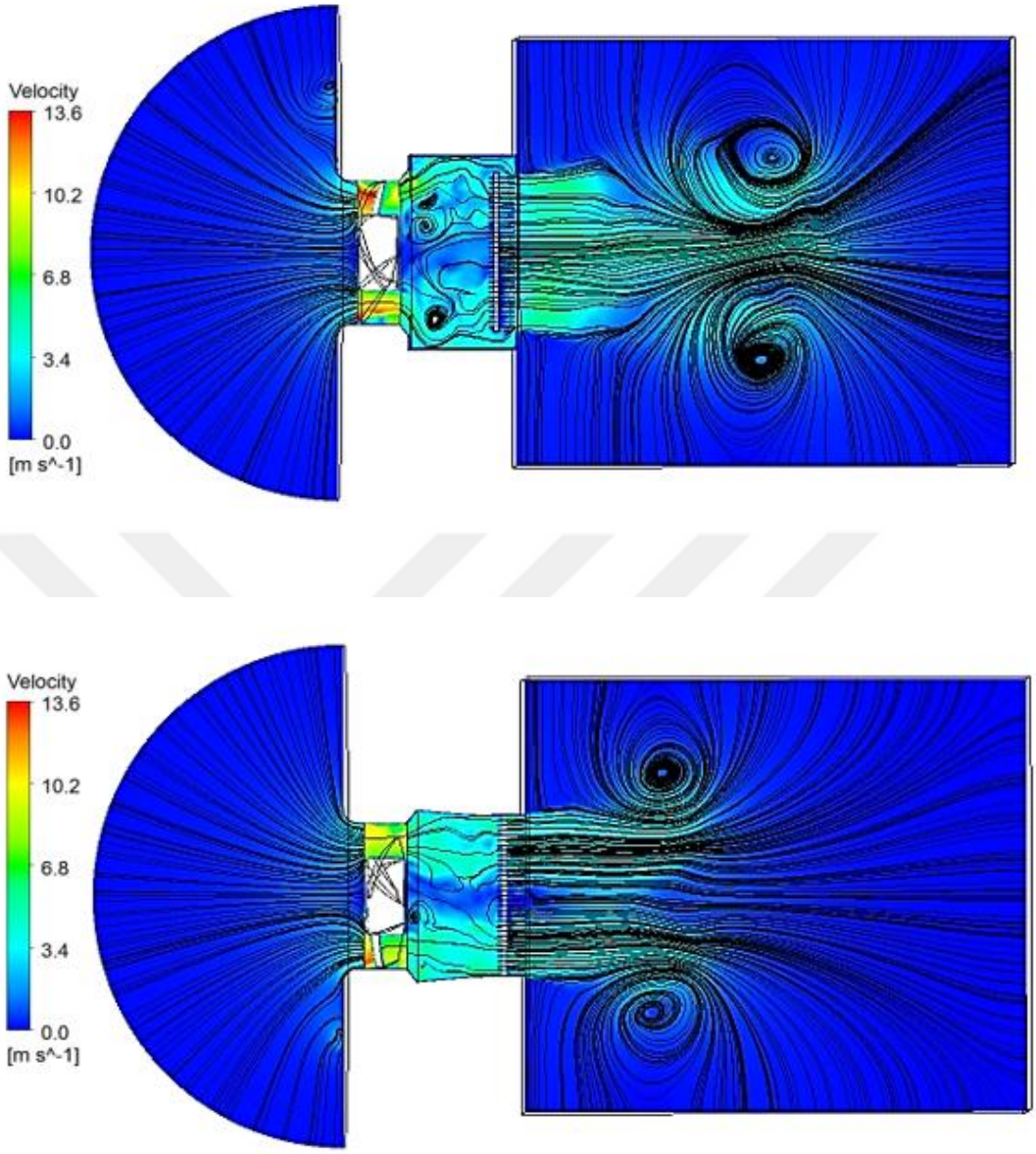

Şekil 8.8 SAS modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (YZ düzlemi)

Akış kaynaklı gürültü analizinin önemli aşamasından biri olan zamana bağlı elde edilen akış analizi sonuçları Şekil 8.9 ve Şekil 8.10'da LES türbülans modeline ait hız dağılımı ve akış yapısı görülmektedir. LES türbülans modeli yüksek enerjili girdapları teorisi gereği direkt çözüp, küçük enerjili olanlarda modellenerek çözülür. Bundan dolayı akış içerisindeki zamana bağlı salınımlar daha iyi elde edilmiş olur. Fakat LES modelinin ağ yapısı oldukça küçük olması nedeniyle çözüm süresi diğer modellere göre çok uzun sürmüştür. SAS modeli, LES modeline göre daha iri ağ yapısı kullanılması ve zaman adımı

daha büyük seçilmesine izin vermesinden dolayı daha pratiktir. Sonuçlara bakıldığında LES modeline kıyasla SAS modeli kullanılması uygundur. Yine yatay düzlemdeki akış davranışında sönümleme etkisi giderildiği görülmektedir.



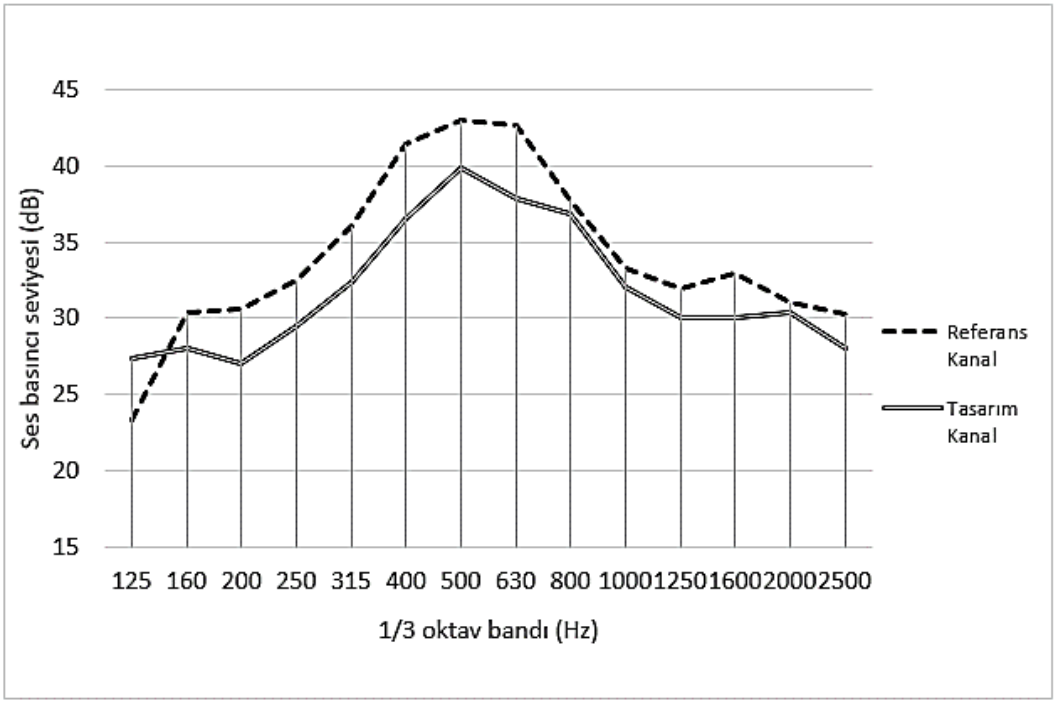

Şekil 8.9 LES modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (XY düzlemi)



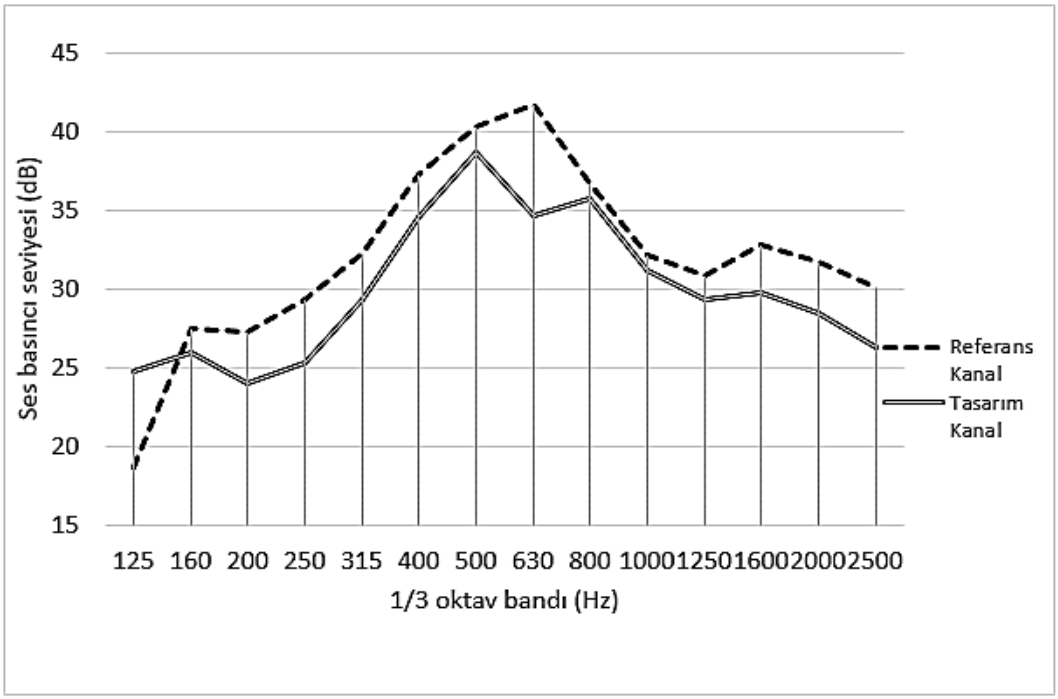

Şekil 8.10 LES modeli referans, tasarım kanal akış analizi sonuçları (YZ düzlemi)

URANS, SAS ve LES türbülans modeli ile elde edilmiş bu akış analizlerden basınç salınımları akustik model kullanılarak akustik sinyallere çevrilmiştir ve FFT yöntem ile 1/3 oktav bandında çizdirilmiştir. Referans kanalın akış yapısı sayısal yöntemle iyileştirilerek elde edilen tasarım kanal için aynı mikrofon noktalarından ses basıncı seviyesi ölçümleri alınmıştır. Şekil 8.11'de mikrofon 3, Şekil 8.12'de mikrofon 4 konumundan alınmış ses basıncı seviyesinin 1/3 oktav bandına göre çizdirilmiş sonuçları görülmektedir.

Akustik odada gerçekleştirilen ölçüm sonuçlarına bakıldığında, ses basıncı eğrisi karakteri çok değişmemekle birlikte, değer olarak gürültü azalımı gerçekleşmiştir. Özellikle, en yüksek değere sahip orta frekanslarda yaklaşık 3-4 dB ses basıncı azalımı sağlanmıştır.




Şekil 8.11 Mikrofon 3 konumu tasarım ve referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği




Şekil 8.12 Mikrofon 4 konumu tasarım ve referans kanal ses basıncı seviyesi grafiği

Yapılan çalışmalara ek olarak, önerilen hibrit model yöntemi başka modeller üzerinde denenerek doğruluğu araştırılabilir. LES türbülans modeli ile uygulama yüksek çözüm maliyetleri gerektirdiğinden SAS türbülans modeli ile devam edilebilir.

## KAYNAKLAR


[1] Lighthill, M.J., (1952). “On Sound Generated Aerodynamically: I. General Theory”, Proceedings of the Royal Society of London, Series A 211: 564-587.

[2] Lighthill, M.J., (1978). “On Sound Generated Aerodynamically: II. Turbulence as a Source of Sound”, Proceedings of the Royal Society of London, Series A 222: 1-32, 1954.

[3] Lighthill, M. J., (1978). Waves in Fluids, Cambridge University Press, ISBN 0- 521-29233-6.

[4] Curle, N., (1955). “The Inuence of Solid Boundaries upon Aerodynamic Sound, Proceedings of the Royal Society of London”, Series A 231: 506-514.

[5] Ffowcs Williams, J.E., Hawkings, D.L., (1969). “Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion”, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, 264 A 1151: 321-342.

[6] Page, G.J., McGuirk, J.J., Hossain, M., Self, R., Bassetti, A., (2003). “A CFD coupled acoustic approach for coaxial jet noise”, AIAA paper, AIAA: 2003-3286.

[7] Bailly, C., Candel, S., Lafon, P., (1996). “Prediction of Supersonic Jet Noise from a Statistical Acoustic Model and a Compressible Turbulence Closure”, Journal of Sound and Vibration 194(2): 219-242.

[8] Bogey, C., Bailly, C., (2002). “Downstream Sunsonic Jet Noise: Link with Vortical Structures Intruding into the Jet Core”, C. R. Mecanique 330: 527-533.

[9] Borges, S., Zdanski, P., Barbieri, R., (2015). “A Hybrid Analytical/Experimental Model for Evaluation of the Aerodynamic Noise in Fans”, Applied Acoustics 90: 81–87.

[10] Hu, B., QuYang, H., Wu, Y., Jin, G., Qiang, X., Du, Z., (2013). “Numerical Prediction of the Interaction Noise Radiated From an Axial Fan”, Applied Acoustics 74: 544–552.

[11] Kato, C., Yamade, Y., (2007). “Numerical Prediction of Sound Generated From Flows with a Low Mach Number”, Computers & Fluids 36: 53-68.

[12] Younsi, M., Bakir, F., Kouidri, S., and Rey, R., (2007). “Numerical and Experimental Study of Unsteady Flow in a Centrifugal Fan” Proceedings of IMechE, Part A: Journal of Power and Energy, 221 (445): 1025–1036.

[13] Zhao, X., Sun, J., Zhang, Z., (2013). “Prediction and Measurement of Axial Flow Fan Aerodynamic and Aeroacoustic Performance in a Split-type Air Conditioner Outdoor Unit”, International Journal of Refrigeration 36: 1098-1108.

[14] Guasch, O., Pont, A., Baiges, J., Codina, R., (2016). “Concurrent Finite Element Simulation of Quadrupolar and Dipolar Flow Noise in Low Mach Number Aeroacoustics”, Computers & Fluids 133: 129–139.

[15] Sorgüven, E., (2004). A Computational Aeroacoustics Method Using Large eddy Simulation and Acoustic Analogy, Phd Thesis, University of Karlsruhe, Germany.

[16] Bommes, L., Fricke, J., Klaes, K., (2003). Ventilatoren, Vulkan Verlag, Essen.

[17] Carolus, T., (2003). Ventilatoren – Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion, Teubner Verlag, Wiesbaden.

[18] Wang, W., Li, S., Zeng, L., Liu, L., Li, X., (2011). “Numerical Predictions of the Broadband Turbulent Noise for Axial Flow Cooling Fans”, VAC&R Research, 17(5): 781–797.

[19] Ashcroft, G., Nurnberger, D. (2009). “A Computational Investigation of Broad-band Noise Generation in a Low-Speed Axial Fan, AIAA Paper, AIAA: 2009-3219.

[20] Tian, J., Ouyang, H., Wu, Y., (2009). “Experimental and Numerical Study on Aerodynamic Noise of Outdoor Unit of Room Air Conditioner with Different Grilles”, International Journal Of Refrigeration 32: 1112–1122.

[21] Fukano, T., Kodama, Y., Takamatsu, Y., (1977). “Noise generated by low pressure axial flow fans, I: modeling of the turbulent noise”, J. Sound Vib. 50 (1): 63–74.

[22] Sharland, I.J., (1964). “Source of Noise in Axial Flow Fans”, J. Sound Vib. 1: 302–322.

[23] Lowson, M.V., (1965). “The Sound Field for Singularities in Motion”, Proc. R. Soc. Lond., Series A, Mathematical and Physical Sciences, 286: 559-572.

[24] Casalino, D., (2003). “An Advanced Time Approach for Acoustic Analogy Predictions”, Journal of Sound and Vibration, 261: 583-612.

[25] Sturm, M., Sanjose, M., Moreau, S., Carolus, T., (2015). “Aeroacoustics Simulation of an Axıal Fan Including the Full Test Rig by Using the Lattice Boltzmann Method”, https://www.researchgate.net/publication/287990400.

[26] Kim, J., Jeong, U., Kim, D., Han, S., Oh, J., (2015). “Optimization of Sirocco Fan Blade to Reduce Noise of Air Purifier Using a Metamodel and Evolutionary Algorithm”, Applied Acoustics, 89: 254–266.

[27] Liow, M., (2005). Computational Aeroacoustics Based on Large Eddy Simulations and Acoustic Analogies, Phd Thesis, Lund Institute of Technology, Sweden.

[28] Li, S., Li, M., Yang, F., Li, J., Wang, K., (2015). “Aero-Acoustic Noise Analysis of a Locomotive Cooling System Ducts and Structure Optimization”, International Journal of Engineering and Technology Innovation, 5(3): 178-188.

[29] Jeon, W.H., Baek, S.J., Kim, C.J., (2002). “Analysis of the Aeroacoustic Characteristics of the Centrifugal Fan in a Vacuum Cleaner”, Journal of Sound and Vibration 268: 1025-1035.

[30] Boussinesq, J. (1887). “Essai Sur la Th´eorie des Eaux Courantes” M´emoires Pr´esent´es par Divers Savants `a l’Acad´emie des Sciences XXIII: 1–660.

[31] Reynolds, O., (1883). “An experimental Investigation of the Circumstances Which Deter- mine Whether the Motion of Water shall be Direct or Sinuous, and of the Law of Resistance in Parallel Channels”, Philosophical Transactions of the Royal Society 174: 935–982.

[32] Menter, F.R., Egorov, E., (2005). “Turbulence Models Based on the Length-Scale Equation”, 2005b, TSFP4-268. 4th International Symposium on Turbulent Shear Flow Phenomena, Williamsburg, VA.

[33] Menter, F.R. and Egorov, Y., (2005). “A Scale-Adaptive Simulation Model Using Two-Equation Models. AIAA paper: 2005-1095.

[34] Rotta, J.C., (1972). Turbulence Stromungen, Stuttgart: Teubner Verlag.

# ÖZGEÇMİŞ

**KİŞİSEL BİLGİLER**

**Adı Soyadı** : Beyza ALKAN

**Doğum Tarihi ve Yeri** : 26.05.1992-ERZURUM

**Yabancı Dili** : İngilizce

**E-posta** : beyza.alkan@arcelik.com

**ÖĞRENİM DURUMU**

| **Derece** | **Alan** | **Okul/Üniversite** | **Mezuniyet Yılı** |
|---|---|---|---|
| Y. Lisans | Isı-Proses / Mak. Müh. | Yıldız Teknik Üniversitesi | |
| Lisans | Makine Mühendisliği | Yıldız Teknik Üniversitesi | 2015 |
| Lise | Fen Bilimleri | Örfi Çetinkaya A.L. | 2010 |

**İŞ TECRÜBESİ**

| **Yıl** | **Firma/Kurum** | **Görevi** |
|---|---|---|
| 2015 – Devam ediyor | Arçelik A.Ş. | Ar-Ge Mühendisi |
| 2014 | Friterm Termik Cihazlar A.Ş. | Stajyer Ar-Ge Mühendisi |
| 2013 | Askeri Tank Palet Fabrikası | Stajyer Üretim Mühendisi |

**YAYINLARI**

**Makale**

1. B. Alkan, A. Celen, A. Cebi, A. Dalkılıc, “Refrigerated Railroad Car Design for Shipping Frozen Meat Using Alternative Refrigerants”, ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting collocated with the ASME 2014 12th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels

**Bildiri**

1. B. Alkan, Ş.Ö Atayılmaz, “A Hybrid Numerical/Experimental Study of the Aerodynamic Noise Prediction”, International Conference on Energy and Thermal Engineering (ICTE17), YTÜ, istanbul

**ÖDÜLLERİ**

1. Arçelik A.Ş. Patent ödülü, 2017