

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ FANLARDA PERFORMANS ARTIŞI ÜZERİNE
DENEYSEL VE NÜMERİK ÇALIŞMA

Kağan ÖZERK

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Programı

Danışman

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

Ağustos, 2020

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SANTRİFÜJ FANLARDA PERFORMANS ARTIŞI ÜZERİNE DENEYSEL
VE NÜMERİK ÇALIŞMA**

Kağan ÖZERK tarafından hazırlanan tez çalışması “17.08.2020” tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Ali PINARBAŞI , Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Bayram ŞAHİN , Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Abdulkerim OKBAZ , Üye
Doğuş Üniversitesi

Danışmanım Prof. Dr. Ali PINARBAŞI sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Kurutma Opsiyonlu Çamaşır Makinasının Fan Veriminin Artırılması başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Kağan ÖZERK

İmza



Aileme

TEŞEKKÜR

Çalışmalarında yardımlarını esirgemeyen başta Prof. Dr. Ali PINARBAŞI'na ve sevgili aileme teşekkür ederim.

Kağan ÖZERK



İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vi
KISALTMA LİSTESİ	vii
ŞEKİL LİSTESİ	viii
TABLO LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT	xii
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.1.1 Spalart-Allmaras Türbülans Modeli.....	8
1.1.2 Standart k- ϵ Türbülans Modeli	8
1.1.3 RNG k- ϵ Türbülans Modeli.....	9
1.1.4 Realizable k- ϵ Türbülans Modeli.....	9
1.1.5 k- ω Türbülans Modeli	9
1.1.6 SST k- ω Türbülans Modeli.....	10
1.2 Tezin Amacı	11
1.3 Hipotez	12
2 HAD ANALİZ VE DOĞRULAMASI	13
2.1 Mevcut Fanın Deneysel Çalışma ile Performansının Belirlenmesi	13
2.2 Mevcut Fanın HAD Analizi ile Performansının Belirlenmesi	14
3 FARKLI KANAT GEOMETRİLERİNİN KULLANIMI	23
4 FARKLI SALLYANGOZ TASARIMINA VE BÜYÜK ÇAPLI KANATLARA SAHİP FAN TASARIMLARININ KULLANIMI	27
4.1 Türbülans Kinetik Enerji Konturlerinin Kıyaslanması.....	34
5 HAD ANALİZ SONUÇLARININ VALİDASYONU	37
6 SONUÇ VE ÖNERİLER	39
KAYNAKÇA	40
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	42

SİMGE LİSTESİ

B_{hp}	Beygir Gücü
H	Fan Basıncı
V	Hacimsel Debi
w_{ζ}	Hava Çıkış Kanalı Genişliği
D_g	Hava Giriş Kanalı Çapı
β_1	Kanat Giriş Açısı
β_2	Kanat Çıkış Açısı
D_1	Kanat İç Çapı
D_2	Kanat Dış Çapı
h_k	Kanat Yüksekliği
N	Kanat Sayısı
t	Kanat Et Kalınlığı
w_s	Salyangoz Genişliği
h_s	Salyangoz Yüksekliği
K	Türbülans Kinetik Enerji

KISALTMA LİSTESİ

BOI	Body of Influence
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
MRF	Multiple Reference Frame



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1 Fan Kanat Açıları Ve Hız Bileşenleri	1
Şekil 1.2 Türbülans Modellerinin Hesaplama Maliyetine Göre Kıyaslaması	8
Şekil 2.1 Rüzgâr Tüneli Görseli.....	13
Şekil 2.2 Fan Motoru Tork - Devir Eğrisi	14
Şekil 2.3 İzometrik Görünüş	15
Şekil 2.4 Fan Çıkış Kesiti	16
Şekil 2.5 Fan Salyangoz Kesit Görünümü	16
Şekil 2.6 Fan Salyangoz Ağ Detayları	17
Şekil 2.7 Dönen Bölge.....	17
Şekil 2.8 Kanatların Etrafındaki Ağ Detayı.....	18
Şekil 2.9 Hız Girişi.....	18
Şekil 2.10 Mevcut Fan Sınır Şartları	19
Şekil 2.11 Orjinal Fanın Hız Konturü	20
Şekil 2.12 Orjinal Fanın Basınç Konturü.....	20
Şekil 2.13 Mevcut Fanın Türbülans Kinetik Enerji Konturü.....	21
Şekil 2.14 HAD Sonucu İle Deneysel Sonuçların Kıyaslaması	21
Şekil 3.1 140 – 75 Hız Konturu	24
Şekil 3.2 140 – 90 Hız Konturu	24
Şekil 3.3 160 – 75 Hız Konturu	25
Şekil 3.4 160 – 90 Hız Konturu	25
Şekil 4.1 Dil Açısı 30 Derece Ve 125 Çaplı Kanata Sahip Fanın Hız Konturu.....	28
Şekil 4.2 Dil Açısı 30 Derece Ve 125 Çaplı Kanata Sahip Fanın Türbülans Kinetik Enerji Konturu	29
Şekil 4.3 Dil Açısı 25 Derece, 135 Çaplı Kanat, 55 Derece Yay Kullanılan Fan Tasarımının Farklı Debilerdeki Hız Ve Basınç Konturleri	31
Şekil 4.4 Dil Açısı 30 Derece, 135 Çaplı Kanat, 60 Derece Yay Kullanılan Fan Tasarımının Farklı Debilerdeki Hız Ve Basınç Konturleri	32
Şekil 4.5 Dil Açısı 25 Derece, 135 Çaplı Kanat, 55 Derece Yay Kullanılan Fanın 27.6 Lt/Sn Dehide Türbülans Kinetik Enerji Konturu	33
Şekil 4.6 Dil Açısı 25° Ve 30° Olan 135 Mm Kanat Dış Çapına Sahip Fanların Farklı Debilerde Karşılaştırılması.....	33

Şekil 4.7 Farklı Tasarımların 27.6 Lt/Sn Debide Türbülans Kinetik Enerji Konturlerini Karşılaştırılması.....	35
Şekil 4.8 135 Mm Çaplı Kanata Sahip 55 Derece Sabit Yay Kullanılan Fanın Farklı Debilerde Türbülans Kinetik Enerji Konturleri.....	36
Şekil 5.1 Yüksek Torklu Fan Motoru Tork – Devir Eğrisi.....	37
Şekil 5.2 Analiz Sonuçlarının DeneySEL Sonuçlarla Kıyaslaması	38



TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Mevcut Fanın Tasarım Özellikleri	14
Tablo 3.1 Farklı Giriş Ve Çıkış Açılarına Sahip Fan Kanatlarının Oluşturukları Basınç Farkları.....	23
Tablo 4.1 Farklı Salyangoz Tasarımına ve Büyük Çaplı Kanatlara Sahip Fan Tasarımlarının Ortak Parametreleri	27
Tablo 4.2 Farklı Kanat Çapına Sahip Tasarımların Özellikleri	28
Tablo 4.3 Farklı Kanat Çapına Sahip Tasarımların Sonuçları.....	29
Tablo 4.4 Farklı Dil Açısına Sahip Tasarımların Analiz Sonuçları	30



Santrifüj Fanlarda Performans Artışı Üzerine Deneysel Ve Nümerik Çalışma

Kağan ÖZERK

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

Bu çalışmada ileri eğimli santrifüj fanın en – boy – yükseklik parametreleri değiştirilmeden debisinin artmasını sağlayacak yöntemler denenmiştir. Analiz sonuçlarını doğrulamak için fanın belirli bir debide oluşturduğu basınç farkı ile analiz sonuçları kıyaslanmıştır ve fan çıkışındaki hız profilleri karşılaştırılmıştır. HAD analizlerin deneysel sonuçlar ile doğrulanmasından sonra geliştirmeler belirlenen ağ özellikleri ve türbülans denklemi ile yapılmıştır. Santrifüj fanda debiye etki eden parametreler belirlendikten sonra literatürde önerilen değerler ile HAD analizler yapılmıştır. Çalışmada fan boyutları artırılmadan basınç farkını 3 katına çıkarabilecek tasarımlar yapılabilmektedir. HAD analiz sonuçlarına göre dizayn iyileştirmesi önerilmiştir.

Anahtar Kelimeler: HAD, santrifüj fan, ileri eğimli kanatlar, debi artışı

Experimental and Numerical Study on Performance Enhancement in Centrifugal Fans

Kağan ÖZERK

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Prof. Dr. Ali PINARBAŞI

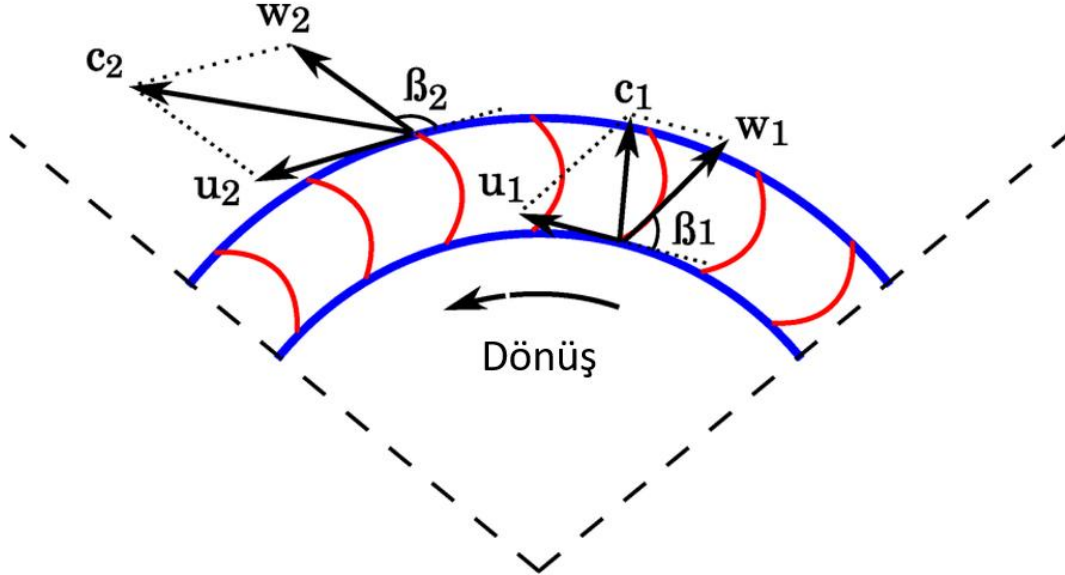
In this study, it is tried to develop methods that will provide high flow rate of a forward curved centrifugal fan without increasing the width - length - height values via CFD simulations. In order to verify the results of the analysis, the pressure difference produced by the fan at a certain flow rate and the speed profiles at the fan output were compared. After validating the CFD model with the help of experimental results, the improvements were tried to be made through the CFD model with the preferred mesh type and turbulence model. The parameters affecting to the flow rate of the fan have been determined and these parameters which are recommended in the literature have been analysed in the CFD model. In the study, designs that could triple the pressure difference could be made without increasing the fan sizes. According to the results, design improvement is proposed.

Keywords: CFD, centrifugal fan, forward-curved blades, flow rate increase

1.1 Literatür Özeti

Santrifüj fanlar endüstride havanın basınçlandırılmasında sıklıkla kullanılırlar. Fanın temel parçaları salyangoz, kanatlar ve motordur. Genellikle uzun ömürlü olmaları, bakım giderlerinin düşük olması, kontrol kolaylığı, düşük ses ve titreşim üretmeleri gibi nedenlerden dolayı elektrik motorları tercih edilir. Santrifüj fanlarda kanatların dönme eksenine dik olarak giren hava kanatların arasından geçtikten sonra salyangoz çıkışından fanı terk eder.

Fan kanatlarının hareketi sonrasında fan kanatlarının iç ve dış bölümleri arasında basınç farkı oluşur. Bu basınç farkı nedeniyle fan girişinden hava emilir ve çıkışa yönlendirilir. Kanat giriş ve çıkış açısı gibi bazı parametreler basınç farkına etki etmektedir.



Şekil 1.1 Fan kanat açıları ve hız bileşenleri

Şekil 1.1’de de görülebildiği gibi, β_2 açısı arttırıldığında c_2 hız bileşeni artmaktadır. c_2 hızının teğetsel bileşeni ile c_1 hızının teğetsel bileşeni arasındaki farkla orantılı

olarak akışkana birim zamanda aktarılan enerji artmaktadır. Böylelikle akışkanda daha yüksek debi veya basınç sağlanabilmektedir.

$$P (W) = \rho (kg/m^3) \times V (m^3/sn) \times h (m) \quad (1.1)$$

Yukarıdaki hidrolik güç formülünde görülebildiği gibi debinin ve basıncın artması hidrolik gücün artmasına sağlamaktadır.

$$P (W) = \tau \times \omega (rad/sn) \quad (1.2)$$

Yukarıdaki formülde ise tork ve güç arasındaki ilişki görülebilmektedir. Hidrolik gücün artmasına karşılık fan kanatlarına aktarılacak mekanik güçte de artış olmalıdır. Bu mekanik gücün sağlanması için daha yüksek torka sahip motorların kullanılması gerekmektedir.

Santrifüj fanlar temel olarak 3 tipe ayrılırlar. Bunlar dik, ileri eğimli ve geri eğimli kanatlı fan kanatlarına sahip tiplerdir.

Dik tip fanlarda çıkış açısı 90 derecedir. İleri eğimli fanlarda çıkış açısı 90 dereceden büyüktür ve geriye eğimli fanlarda çıkış açısı 90 dereceden küçüktür. Dik kanatlı fanlar düz kanat yapıları sayesinde kanat yüzeylerinde daha az toz vb. yabancı madde biriktirmektedir. Kanatların basit yapıda olması ayrıca üretim avantajı da getirmektedir.

Geri eğimli kanatlara sahip santrifüj fanlar diğer tipler arasında en verimlisidir. Fan debisi arttıkça ve basınç farkı azaldıkça fanın dönmesi için gerekli güç azalmaya başlar. Düşük debide yüksek basınç farkı istenilen uygulamalarda tercih edilir.

İleri eğimli kanatlara sahip santrifüj fanların verimleri dik kanatlı fanlara göre daha yüksek olsa da geri eğimli kanatlı fanlara göre daha düşüktür. Küçük hacimden yüksek debi ve basınç beklentisi olan kullanım alanlarına uygundur.

Dik kanatlı santrifüj fanlar basit geometriye sahiptir ve en fazla basınç farkı oluşturan tiptir fakat maksimum verim noktalarından sonra ani olarak basınç değerinde düşüş oluşur. İleri eğimli kanatlara sahip santrifüj fanlar debinin minimumdan maksimuma gidişinde neredeyse sabit bir basınç farkı oluştururlar. Bu fanlarda kanat sayısı fazla olur fakat kanatların iç çaplarının dış çaplarına oranı

daha büyüktür. Bu fanlar diğer tiplere göre daha düşük verime sahip olsa da geniş bir debi aralığında yüksek basınç farkı istenilen sistemlerde tercih edilmektedir [1].

Literatürde çeşitli amaçlarla santrifüj fanların optimize edilmesine yönelik çalışmalar mevcuttur. Bu amaçlardan bazıları; istenilen debi – basınç değerlerine ulaşmak, ses seviyesini düşürmek, fan veriminin artırılmasıdır. Literatürde bu amaçlara yönelik optimizasyon yapılan bazı parametrelere, kanat giriş ve çıkış açısı, kanat giriş ve çıkış çapları, kanat sayısı, fan hava emiş ve çıkış alanları, salyangoz dil konumu, salyangoz dil çapı, kanatlar ile salyangoz arası mesafe gibi parametreler sayılabilir.

Adachi ve diğerleri, ileri eğimli kanatlara sahip santrifüj fanlarda giriş ve çıkış açılarının basınç, debi ve verime etkilerini incelemişlerdir. 12 farklı kanat tipini denedikleri çalışmada en iyi sonucu giriş açısının (β_1) 77.5, çıkış açısının 156.3 (β_2) derece olduğu ve kanatların iç ve dış çap oranının %84 olduğu 36 kanatlı tasarımda elde etmişlerdir. Çalışmada santrifüj fanın dil bölgesinde akışında yavaşladığını bazı durumlarda ters akışların görülebildiğine değinmişlerdir. En iyi giriş açısının 75 – 90 derece aralığı ve en iyi çıkış açısının da 150 – 160 derece aralığı olduğunu vurgulamışlardır [2].

C.H. Huang ve diğerleri fan kanadı olarak NACA 4412 profilini kullanan bir santrifüj fanın optimize edilmesi ile ilgili çalışma yapmışlardır. 4412 profilinde dil bölgesinde görülen tersine akış 6412 profili kullanılması ve giriş açısının 31 dereceden 23.2 dereceye düşürülmesiyle azalmıştır. Çalışmanın HAD analiz kısmında CFD-ACE+ programı ve k- ϵ türbülans modeli ile standart wall function kullanılmıştır [3].

M.W. Heo ve diğerleri ileri eğimli kanatlara sahip bir fanın verimlilik ve ses konularında iyileştirilmesi için çalışma yapmışlardır. Çalışmalarında dil açısı, kanat çıkış açısı, kanat iç çapı ve salyangoz çıkış açısını değiştirerek iyileştirme yapmışlardır. Çalışmalarında referans olarak kullandıkları fanın çıkış kanalında akış ayrılması olduğunu ve akış hızının oldukça yavaşladığı bölgeler olduğunu görmüşlerdir. Verimliliği artırmaya yönelik ve sesi azaltmaya yönelik yaptıkları

Çalışmalarda ıkış kanalında akış ayrılması giderilmiştir ve akışın yavaşladığı hacimler oldukça küçülmüştür [4].

Shaosong Ni ve arkadaşları, iki emişe sahip bir fanda farklı fan kanatlarına sahip tasarımlarla fan performansını iyileştirmeye çalışmışlardır. Yaptıkları çalışmada referans fan kanatları emiş hatlarına diktir. Emiş hattına dik olmayan 3 farklı tasarımla yaptıkları analiz sonuçlarını paylaşmışlardır. 3,5°, 7° ve 10,5° açıya sahip fan kanatları arasında en iyi performansı 7° açıya sahip model-b tasarımında elde etmişlerdir. Aı kullanılan tasarımlarda girdaplarda ve akış ayrılmalarında azalma olduğu çalışmada gösterilmiştir. Model-b'de kanatlar ve dil arasındaki yakın bölge başta olmak üzere fan genelinde girdaplarda önemli azalmalar oluşmuştur. Bu yöntemle verimde %9,35 artış elde etmişlerdir [5].

Ke Wang ve arkadaşları, santrifüj fanlardaki akışı detaylı incelemişlerdir. Fan kanat ve salyangoz bölgelerini detaylı bir şekilde incelemişlerdir. Fan hava girişine dik yönde basıncın salyangoz duvarında büyük ölçüde değiştiğini göstermişlerdir. Kanatların hava giriş bölgesine yakın olan uçlarının yeterince etkin kullanılmadığını akışın büyük kısmının uzak bölümden gittiğini göstermişlerdir. Kanat bölgelerinde radyal yönde pozitif ve negatif akışları göstermişlerdir. Salyangoz içinde oluşan 2 girdabı göstermişlerdir. Sonraki çalışmalarda dizayn optimizasyonuna odaklanacaklarını belirtmişlerdir. alışmalarında Ansys CFX yazılımını ve SST k-w türbülans modelini kullanmışlardır [6].

Masatoshi Kawasaki ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada santrifüj fanlarda düşük debide gözlenen düşük frekanslı gürültünün kaynağını araştırmışlardır. alışmalarında literatürde bu konuda başarılı sonuçlar elde edilmesine katkı sağlayan LES türbülans modelini kullanmışlardır. Yaptıkların çalışmada periyodik olarak fan kanatlarına dil bölgesinden giren ve salyangoz en alt bölgesinden çıkan akışın ve salyangoz alt bölgesinden çıkan ve dil bölgesine çarpan akışın neden olduğunu bulmuşlardır. 100 Hz. Frekansındaki gürültü ile bu iki akışın frekansının örtüştüğünü belirtmişlerdir [7].

Yijun Mao ve arkadaşları, süreksiz salyangoz tasarımı kullanımı ile hacimden tasarruf sağlayarak daha yüksek debi-basınç değerine sahip santrifüj fan tasarımı ile ilgili sonuçlar elde etmişlerdir. Bu sonuca ulaşmak için yapılabilecekleri değerlendirdiklerinde fan dönüş hızının arttırılması ile aynı hacimdeki fandan daha yüksek debi-basınç elde edebileceklerini fakat bunun ses ve yüksek motor gücüne ihtiyaç gibi olumsuz sonuçları olacağını ifade etmişlerdir. Buldukları son yöntem ise kesik salyangoz tasarımı kullanmaktır. Kullandıkları orijinal fanda giriş açısı 97 derece, çıkış açısı 176 derecedir. Fanın yüksekliği 308 mm'dir. Kanatların iç çapı 176.6 ve dış çapı 200 mm'dir. Dil ile kanatlar arası en kısa mesafe 6 mm'dir. Dil yarıçapı 6 mm'dir. Kanat yüksekliği 100 mm'dir. 3 farklı süreksiz salyangoz tasarım yöntemi inceledikleri çalışmalarında en iyi yöntemi dil bölgesinden itibaren belirli bir açıda spiral genişleme yerine yay kullanıldığı PVP olarak bulmuşlardır. Bu yöntem ile fan yüksekliğini %23 azalttıklarında debide ve basınçta önemli bir değişiklik olmadan yeni fanı tasarlayabilmişlerdir. Ayrıca fan verimlerinde de önemli bir değişim meydana gelmemiştir [8].

Ke Wang ve arkadaşları, santrifüj fandaki akışı derinlemesine incelemişlerdir. 36 kanatlı, 300 mm ileri eğimli dış kanat çapına sahip, 240 mm iç kanat çapına sahip, çıkış açısı 158,27° olan bir fanda yaptıkları HAD analizlerde MRF yöntemini ve SST k- ω türbülans modelini kullanmışlardır. Analizlerinde fan salyangozundaki akışı 3 boyutlu olarak incelemişlerdir ve oluşan girdapları ve dil bölgesinde oluşan düşük basınç bölgelerini ve ters akışları göstermişlerdir. Analiz ettikleri fanın dil bölgesinde bir daralma bulunmamaktadır. Dil açısı 26,29°'dir. Salyangoz genişlemesi 0°'de son bulmuştur [9].

H. Chuang ve arkadaşları çalışmalarında ileri eğimli santrifüj fanlardaki kanat sayısı ile üretilen ses seviyesini kıyaslamışlardır. Fan ses seviyesinin 55 kanat kullanılması durumunda minimum seviyeye indiği görülmüştür. Daha az kanat kullanıldığında debinin arttığı görülmektedir. 55 kanattan daha fazla kanat kullanılması ses ve debi açısından olumsuz etki yapmıştır [10].

Literatürde HAD analizlerinin başarısını etkileyen türbülans denklemi seçimi ve ağ hücrelerinin oluşturulması gibi konularda çalışmalar mevcuttur. Santrifüj fanlar için türbülans denklemlerini ve yeterli ağ hücresi özelliklerini anlatan çalışmalar incelenmiştir.

M. DARVISH ve arkadaşları, santrifüj fanın HAD analizinde kullanılabilecek metotlar üzerinde durmuşlardır. Realizable $k-\epsilon$, SST $k-\omega$ ve Spalart-Allmaras türbülans modelleri incelenmiş ve deneysel sonuçlar ile doğrulanmıştır. Bu türbülans modelleri arasında en iyi sonuçları Realizable $k-\epsilon$ türbülans modeli ile elde edebilmişlerdir. Modelin dönel akışlardaki başarısına dikkat çekmişler ve akış ayrılması konusundaki başarısına değinmişlerdir. Türbülans modelleri ile gerçekleştirilen sonuçlar incelendiğinde Spalart-Allmaras modelinin %10 daha kısa sürede çözüm verdiği bulunurken diğer iki model arasında belirgin fark bulunmamaktadır. Farklı ağ tiplerinin etkisi incelenmiştir. Yapılı ağ tipinin hesaplama hatalarının azaltılması gibi avantajları olsa da kompleks geometrilere uygulanmasındaki zorluk ağa ayrılan zamanı oldukça arttırdığı için dezavantajlı olabilmektedir [11].

C.D. Argyropoulos ve arkadaşları, çalışmalarında akış problemlerinin bilgisayar ile analiz yöntemlerini incelemişlerdir.

Bu yöntemlerden biri akışkanın üç boyutlu hareketini kısmi diferansiyel denklem sistemi ile tanımlamaktır. Fizikteki korunum kanunlarının kullanımı ile elde edilen bu denklemler ile akış problemleri çözülmektedir. Bu kanunlar kütle, momentum, enerjinin ve konsantrasyonun korunumu kanunlarıdır.

Diğer bir yöntem ise “Direct Numerical Simulation (DNS)” olarak adlandırılan direk sayısal simülasyon yöntemidir. Bu yöntemin kullanılmaya başlanması ile diferansiyel yöntemlerde yapılan kabuller ve basitleştirmelere gerek kalmamıştır. Yöntem türbülans mekanizmalarının anlaşılması ve türbülans modellerinin geliştirilmesinde önemli katkılar sağlamıştır. Bu yöntemin günümüzde basit akış problemleri için kullanılması yüksek maliyeti nedeniyle uygun değildir. Bilgisayar

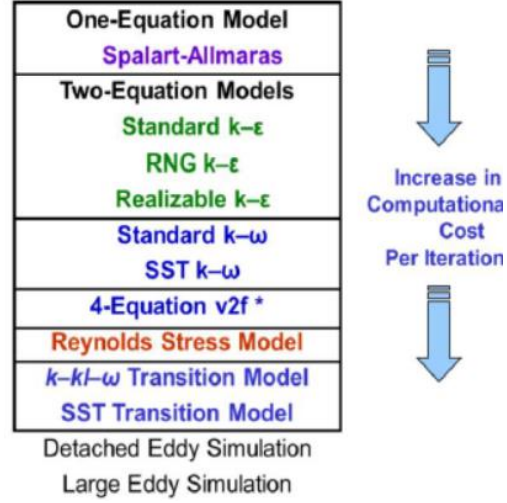
teknolojisinin ucuzlaması ile yöntem daha fazla kullanılmaya başlanacaktır. Çalışmada türbülans modellerinin avantaj ve dezavantajları anlatılmıştır.

- Standart $k-\epsilon$ türbülans modelinin akış ayrılması, dönüş, eğrilik gibi durumlarda yanlış çözümler ürettiği görülmüştür.
- Realizable $k-\epsilon$ türbülans modelinde akış ayrılması, jet ve sınır tabakalarda standart modele göre daha başarılı olduğu görülmüştür.
- Standart $k-\omega$ Türbülans modelinin akış ayrılması olan problemlerde oldukça başarılı sonuçlar verdiği yazılmıştır. Ayrıca sınır tabaka çözümlerinde de oldukça başarılı olduğuna değinilmiştir.

Çalışmada ek olarak SST (Shear Stress Transport) modelinin $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ modellerinin avantajlı taraflarını uygulaması sebebiyle avantajlı olduğu anlatılmıştır. Bu modelin turbomakina uygulamaları, rüzgâr türbinleri gibi uygulamalarda başarılı sonuçlar verdiği doğrulanmıştır.

Çalışmada günümüz akış problemlerinde en etkili çözüm yapabilecek yöntem olarak LES önerilmiştir. DNS yöntemi ile çözüm için henüz günümüz bilgisayarlarının yeterli olmadığına değinilmiştir. 2 denklemlilik türbülans modellerinin ($k-\omega$ ve $k-\epsilon$) bazı akış uygulamalarında başarılı sonuçlar verdiği gözlemlense de kuvvetli eğrilik, girdap, sıkıştırma gibi durumlarda hatalı sonuçlar verdikleri açıklanmıştır [12].

Fluent Theory Guide'da akış probleminin çözüm yöntemi ile ilgili bilgiler verilmiştir. Fluent tüm akış problemlerinin çözümünde kütle ve momentumun korunumu denklemlerini çözmektedir. Akış analizlerinde kullanılabilecek çok sayıda türbülans modeli mevcuttur. Çözülecek probleme uygun türbülans modeli seçilmelidir. Tüm türbülans modelleri kesme kuvveti nedeniyle türbülans üretimi, sıkıştırılabilirlik etkilerinin hesaplanması ve ısı ve kütle transferinin modellenmesi gibi hesaplarda ortak çözüm yöntemine sahiptir. Bunun dışında çözüme etkisi olan diğer parametreler farklı modellerde hesaba dahil edilmektedir. Taşınım denklemleri, türbülanslı viskoziteyi hesaplama yöntemleri ve model sabitleri ise her model için ayrı ayrı sunulmuştur [13].



Şekil 1.2 Türbülans modellerinin hesaplama maliyetine göre kıyaslaması [13]

Türbülans modellerinde çözülen denklem sayısı arttıkça problemin çözülmesi zorlaşmaktadır. Bazı problemlerin çözülebilmesi için basit türbülans modelleri yeterlidir. Problemin daha kısa sürede ve daha az maliyetle çözülmesi için yeterli türbülans modeli seçilmelidir. Şekil 1.2’de türbülans modelleri ile hesaplama maliyetinin kıyaslaması gösterilmiştir [13].

1.1.1 Spalart-Allmaras Türbülans Modeli

Türbülans modelleri arasında problemin en kısa sürede çözülmesini sağlayan en basit model Spalart-Allmaras modelidir. Bu model düşük Reynolds sayılı akışların çözümü için geliştirilmiştir. Endüstriyel akış problemlerinin çözümünde kalibre edilmemiştir. Genel olarak havacılık problemlerinin (uçak gövde ve kanadı etrafındaki akış) çözümünde kullanılmaktadır [13].

1.1.2 Standart $k-\epsilon$ Türbülans Modeli

Standart $k-\epsilon$ türbülans modeli türbülans kinetik enerjisi (k) ve yayma oranı (ϵ) denklemlerine dayanan bir türbülans modelidir. Türbülans kinetik enerji akış içinde salınım yapan moleküllerin oluşturduğu kinetik enerjiyi ifade eder. Türbülans yayma oranı ise, türbülans kinetik enerjinin iç enerjiye dönüşme oranını ifade eder. Bu modelde akışın tamamen türbülanslı olduğu kabul edilir ve tamamen türbülanslı

akışlarda bu model iyi sonuçlar verebilir. Bu modelin avantajlı ve dezavantajlı olduğu bölümler bilindiği için iki farklı model Fluent'e eklenmiştir [13].

1.1.3 RNG k-ε Türbülans Modeli

Bu model büyük ölçüde k-ε modeline benzese de aşağıdaki iyileştirmelere sahiptir:

- ϵ içinde ilave parametreye sahiptir, bu sayede aniden gerginleşen akışlarda doğruluğu artırır.
- Türbülans üzerinde girdap etkisi dahil edilmiştir, girdaplı akışlarda doğruluk artırılmıştır.
- RNG modelinde Prandtl sayısının hesaplanmasına yönelik analitik model vardır. Standart modelde ise Prandtl sayısının kullanıcı tarafından verilmesi istenir.
- RNG modeli düşük Reynolds sayılı akışların çözümünü de yapabilmek için analitik modele sahiptir.

Tüm bu avantajları nedeniyle RNG modeli standart modelden çoğu açıdan daha üstündür [13].

1.1.4 Realizable k-ε Türbülans Modeli

Realizable k-ε türbülans modeli, türbülans viskozitesinin hesaplanması için alternatif formüle sahip olması ve modifiye edilmiş türbülans kinetik enerji yayma oranı denkleminde sahip olması ile standart modelden farklıdır.

Modeldeki “Realizable” eki modelin türbülanslı akışla tutarlı sonuçlar verdiğini ifade etmektedir.

Realizable modeli k-ε modelleri arasında en başarılı model olarak görülmektedir [13].

1.1.5 k-ω Türbülans Modeli

Standart k-ω türbülans modeli türbülans kinetik enerji (k) ve onun spesifik yayma oranı (ω) denklemlerine dayanan bir türbülans modelidir. Model sınır tabaka çözümlerinde başarılı sonuçlar vermiştir [13].

1.1.6 SST k- ω Türbülans Modeli

SST k- ω türbülans modelinde ise k- ϵ modelinin sınır tabakadan uzak bölgelerdeki başarısı ile sınır tabaka bölgelerinde k- ω türbülans modelinin başarısı birleştirilmiştir. SST modelinin standart modele göre çok daha başarılı olduğuna değinilmiştir [13].

S. Frank ve diğerleri hazırladıkları çalışmada santrifüj fanlarda dizayn iyileştirmesine yönelik çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında HAD analiz yöntemini kullanmışlardır. Analizler Ansys CFX 14.0 programında yapılmıştır. HAD analizlerinde yapılı ağ tipi ve yapılı olmayan ağ tiplerinin ikisinin de kullanılabileceğini bulmuşlardır. Yapılı olmayan ağ tipinin geometrilere daha kolay uygulanabilmesi sebebiyle avantajlı olduğunu belirtmişlerdir. Aynı hücre sayısının uygulandığı altıyüzlü, çokyüzlü ve yapısız ağ tipinin eşit güvenilirlikte olduğunu saptamışlardır. HAD analizlerinde 2/3'ü dönen kısımda, 1/3'ü sabit kısımda olmak üzere 4 milyon hücre kullanımının yeterli olduğunu bulmuşlardır. Çalışmalarında Realizable k- ϵ , SST gibi türbülans modellerini denemişlerdir ve donmuş rotor yaklaşımını kullanmışlardır. Optimizasyon çalışmalarının sonunda önerdikleri dizayn parametreleri; İç ve dış çap oranı 0.8, kanat sayısı 40, rotor kalınlığı ve dış çap oranı 0.4, salyangoz ve rotor kalınlıkları oranı 1.2, kanat giriş açısı 80 derece, kanat çıkış açısı 170 derece olarak verilmiştir [14].

Çarpıklık “skewness”, ağ kalitesi için en önemli sayısal değerlerden biridir. “0” çarpıklık için en iyi değerdir (ideal üçgen ya da dikdörtgensel hücreye yakınlık) ve “1” en kötüdür. İyi bir çözüm için çarpıklık değerinin 0.9'un altında tutulması gerektiği belirtilmektedir [15].

Ansys müşteri eğitim dökümanında çarpıklık değerinin 0.95'in altında tutulması önerilmiştir. Ortogonal quality'nin ise 0.1'in üzerinde tutulması önerilmiştir.

Bu çalışmada, modellerde dönen bölgeler için Sürekli bağımlı olmayan analiz yapılmış ve donmuş rotor yaklaşımı seçilmiştir. MRF yaklaşımı, çoklu bölgeler için basit bir yaklaşımdır. Dönme veya öteleme bölgeleri için kullanılabilir. Örneğin, MRF modeli, rotor-stator etkileşiminin nispeten zayıf olduğu, hareketli ve sabit bölgeler

arasındaki ara yüzde akışın nispeten karmaşık olmadığı turbomakine uygulamaları için kullanılabilir [16].

1.2 Tezin Amacı

Çalışmada bir fanın boyutlarını artırmadan debisinin ve basıncının artırılması amaçlanmıştır. Literatürde debi ve basınca olumlu etki eden parametreler incelenmiş ve etkisi büyük fan kanadı ile ilgili parametreler ve salyangoz tasarımı ile ilgili parametre ve yöntemler ele alınmıştır. Etkili parametrelerde uygun değerlerin tespit edilmesi ile sonuca ulaşılmaya çalışılmıştır.

Çalışmada mevcut durumun anlaşılması ve geliştirmeler için HAD kullanılmıştır.

Mevcut fanın analizinde kullanılabilecek ağ parametreleri literatür araştırmaları yardımıyla belirlenmiştir. S. Frank ve diğerleri çalışmalarında 2/3'ü dönen kısımda, 1/3'ü sabit kısımda olmak üzere 4 milyon hücre kullanımının yeterli olduğunu söylemişlerdir. Ayrıca aynı sayıda yapıli ağ ile yapısız ağ tipi mesh kullanıldığında sonuçların eşit şekilde güvenilir olduğunu söylemişlerdir [14]. Bu çalışmada geometrik özelliklere göre bir miktar değişen 9 milyon ve üzeri ağ hücresine sahip modeller kurulmuştur. Modeller arası farklı kanat yapıları, farklı akış hızları ihtiyaç duyulan ağ hücresi sayısını değiştirmiştir. Modelde akışın en fazla etkileşimde bulunduğu kanat yüzeylerinde daha küçük hücreler kullanıldığı için ağ hücrelerinin büyük çoğunluğu dönen kısma aittir. Modellerde yapısız ağ tipi tercih edilmiştir.

Santrifüj fanların HAD analizinde kullanılan türbülans modelleri incelendiğinde standart k-e, realizable k-e ve sst k- ω modellerinin ön plana çıktığı görülmüştür. M. Darvish ve arkadaşları yaptıkları çalışmada realizable k-e ve sst k- ω modellerini kıyaslamışlardır. En iyi sonucu realizable k-e türbülans modelinde almışlardır. [11] Ek olarak Ansys Theory Guide'da realizable k-e türbülans modelinin k-e türbülans modeline göre önemli geliştirmelere sahip olduğu ve daha başarılı sonuçlar verdiği anlatılmıştır. Bu çalışmada HAD analizlerde realizable k-e türbülans modeli kullanılmıştır [13].

Mevcut fan ile HAD analizler yapıldıktan sonra debi ve basıncın artırılmasına yönelik yeni modeller hazırlanmıştır ve bunların analiz çalışmaları yapılmıştır. T.

Adachi ve diğerkleri, ileri eğimli santrifüj fanlar için kanat çıkış aralığında 150-160° aralığını önermişlerdir. Kanat çıkış açısının artırılması debi ve basınç değerkleri artırılmak istendiğinde sıklıkla kullanılan bir yöntemdir. Çalışmamızda kanat çıkış açısı artırılarak 160° derece çıkış açılı kanatlara sahip modeller kullanılmıştır.

Yijun Mao ve arkadaşları yaptıkları çalışmada santrifüj fanın performansını azaltmadan yüksekliğı azaltabilecekleri yöntemleri incelemişlerdir. Kesik salyangoz tasarımı ve parçalı salyangoz tasarımları arasındaki farkları incelemişlerdir. Parçalı salyangoz tasarımını daha etkili bir yöntem olarak belirlemişlerdir. Çalışmamızda bu çalışmadan esinlenilerek fan yüksekliğinin düşürölmesi yerine yükseklik sabit tutularak daha yüksek debi ve basınç değerkine ulaşılmaya çalışılmıştır. Salyangoz yüksekliğı sabit tutulmuştur ve bu sayede fan içinde dış çapı daha büyük fan kanatları kullanılabilmıştır [8].

Ke Wang ve arkadaşları, dil bölgesinde akışın düzensiz olabileceğini ve ters akış oluşabileceğini söylemişlerdir. Bu nedenle dilin konumu ve geometrik özellikleri büyük öneme sahiptir. Çalışmalarında 26,29° derece dil konumu kullanmışlardır. Bu çalışmada farklı dil konumları ile analizler yapılmıştır. Fanın emiş bölümü düşük basınca sahip olduğı için dil bölümünde akışın bir miktar daraltılması kanatlarda ters akışı önleyebilmektedir [9].

1.3 Hipotez

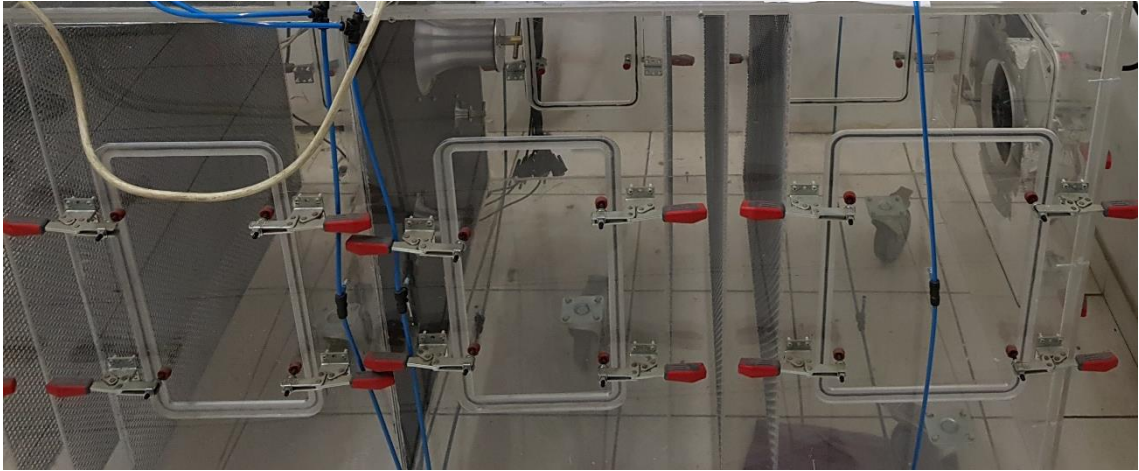
Çalışmada fan kanat giriş ve çıkış açılarının değıştirilmesi ile debi ve basınç artırılmaya çalışılmıştır. Sonrasında salyangoz boyutunu artırmadan daha büyük çaplı kanatlar kullanılmıştır ve debi ve basınç artırılmaya çalışılmıştır. Literatürde sıkça değinilen salyangoz dil yapısı kaynaklı akış bozulmaları nedeniyle bu bölümde iyileştirme yapılarak debi ve basınç artırılmaya çalışılmıştır.

Fan kanat çıkış açılarının artırılması, daha büyük fan kanadı çapı kullanılması ve dil bölgesinde yapılan iyileştirmeler olumlu etki etmiştir ve debi ve basınç önemli miktarda artırılabilmiştir.

2.1 Mevcut Fanın Deneysel Çalışma ile Performansının Belirlenmesi

İlk olarak mevcut öne eğik santrifüj fanın debi- basınç eğrisi rüzgâr tüneli yardımı ile hesaplanmıştır. Fanın çalışma noktasındaki basınç ve akış değerleri belirlenmiştir daha sonra, fan çalışma noktasında çalışırken, fan çıkışındaki hız profili bir pitot tüpü vasıtasıyla belirlenmiştir.

Şekil 2.1’de gösterilen rüzgâr tüneline fanın çalıştığı 95 Pa. basınç farkında hava debisi 27.6 litre/saniye olarak ölçülmüştür.

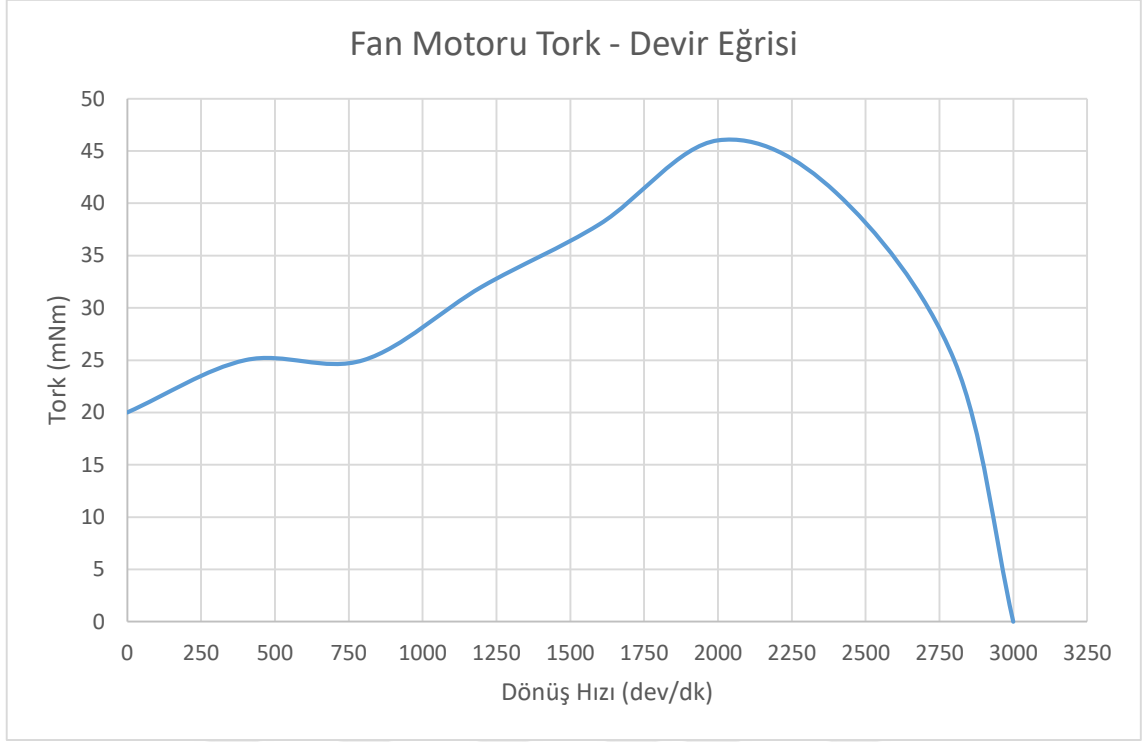


Şekil 2.1 Rüzgâr tüneli görseli

Fan çalışma noktasında iken motor dönüş hızı stroboskop kullanılarak 2280 dev/dk olarak ölçülmüştür. Bu motor 2280 dev/dk hızda 44 mNm tork oluşturabilmektedir. Gölge kutuplu AC motor kullanılmıştır. Fan motorunun devir – tork eğrisi aşağıda paylaşılmıştır. Fan motoru tork eğrisi Şekil 2.2’de gösterilmiştir.

Fan motoru 50 Hz ile çalıştığı için maksimum dönüş hızı 3000 dev/dk’dır. Karşı tork ile karşılaştığında dönüş hızı düşmektedir. Daha yüksek tork üreten bir fan motoru

kullanımı ile dönüş hızı 3000 dev/dk'ya yaklaştırılabilir. Motor dönüş hızı artırıldığında fan kanadının ihtiyacı olan tork da artmaktadır.



Şekil 2.2 Fan motoru tork - devir eğrisi

2.2 Mevcut Fanın HAD Analizi ile Performansının Belirlenmesi

Deneysel veriler elde edildikten sonra HAD modeli oluşturulmuş ve model doğrulanmıştır. Mevcut fanın tasarım özellikler Tablo 2.1'de paylaşılmıştır.

Tablo 2.1 Mevcut fanın tasarım özellikleri

N	β_1 (°)	β_2 (°)	D_1 (mm)	D_2 (mm)	h_k (mm)	t (mm)	h_s (mm)	w_s (mm)	w_φ (mm)	D_g (mm)
33	50	143	90	111	24,25	1,23	33	200	100	92

Ağ hücresi kalitesi ve ağ hücresi sayısının HAD sonuçları üzerinde önemli bir etkisi vardır. Normal açı 10 derece kullanılmıştır, ayrıca duvarlara prizmatik eleman,

“inflation”, uygulandı, böylece duvarların etrafındaki hesaplama hassas bir şekilde yapılabilmektedir.

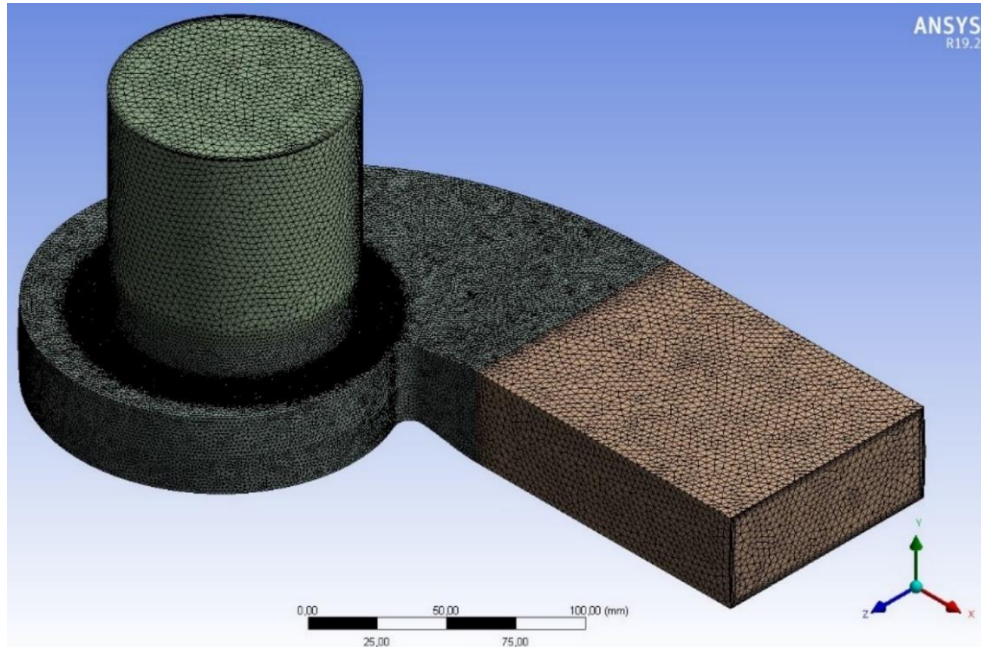
Prizmatik eleman uygulaması ile sınır tabaka akışları toplam ağ hücresi sayısı çok fazla artırılmadan başarılı bir şekilde çözülebilmektedir.

Normal açının düşük bir değer ayarlanması ile Şekil 2.8’de görülebileceği gibi kanat etrafındaki ve dildeki dönüşlerde daha fazla ağ hücresi oluşturulmasını sağlamıştır.

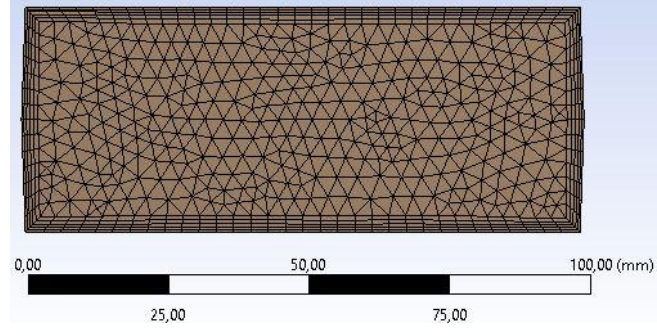
Şekil 2.8’de görülebileceği gibi kanat çıkış bölgelerine uygulanan “Body of Influence” tekniği ile bu bölgeler daha küçük hücrelerden oluşturulmuştur. Bu sayede bu bölümde oluşan düşük kaliteli ağ hücreleri giderilmiştir. Daha büyük β_2 açılarının kullanıldığı durumlarda kalitenin bozulması engellenebilmiştir.

Kanat yüzeylerinde ağ hücrelerinin boyutu maksimum 0.5 mm değerini aşmayacak şekilde sınırlanmıştır. Bu değer kanat uç noktalarındaki ince – uzun ve keskin köşelere sahip hücrelerin iyileştirilmesi için 0.3 mm değerine düşürülmüştür. Tüm analizlerde çarpıklık değeri 0.9 altında tutulabilmektedir ve “Orthogonal Quality” 0.1’in üzerinde tutulabilmektedir.

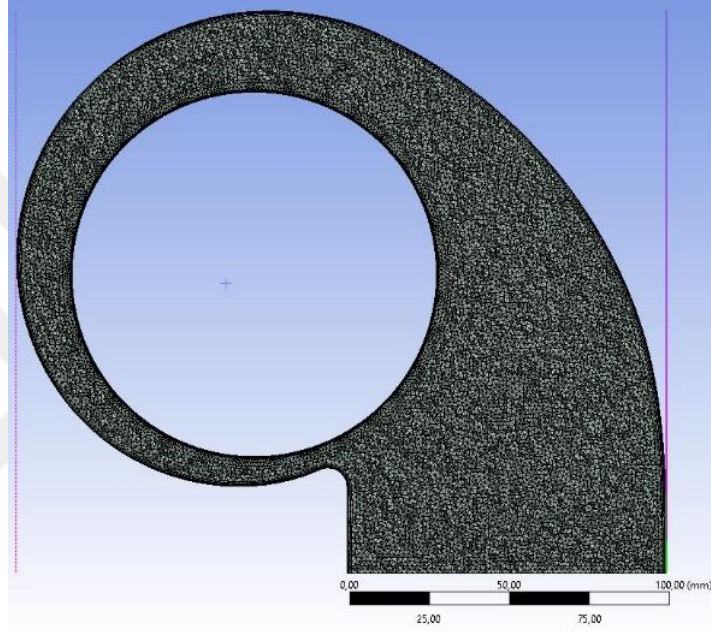
Mevcut fanın ağ görüntüleri aşağıdaki şekillerde paylaşılmıştır.



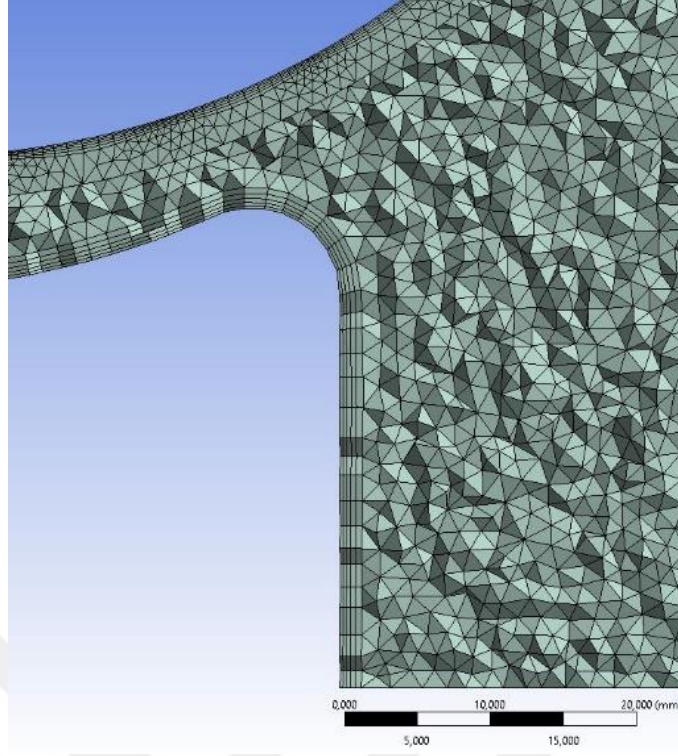
Şekil 2.3 İzometrik görünüş



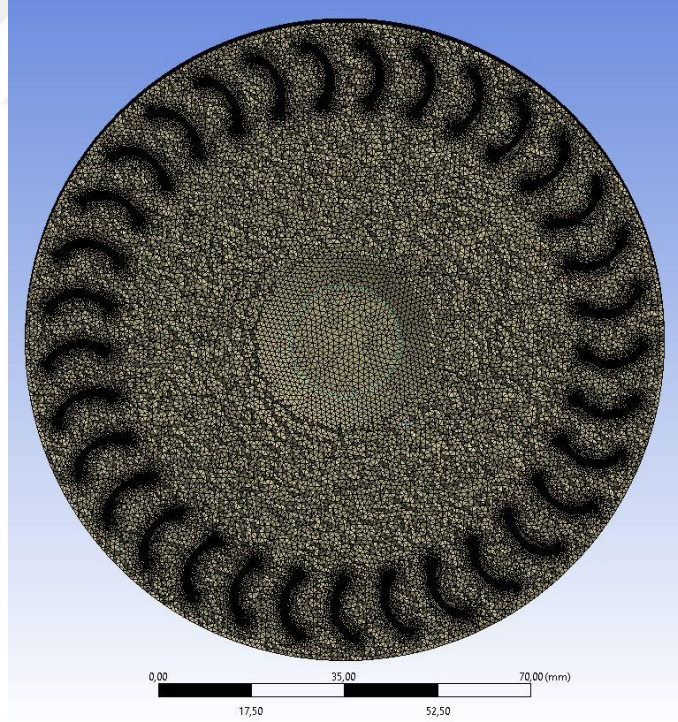
Şekil 2.4 Fan çıkış kesiti



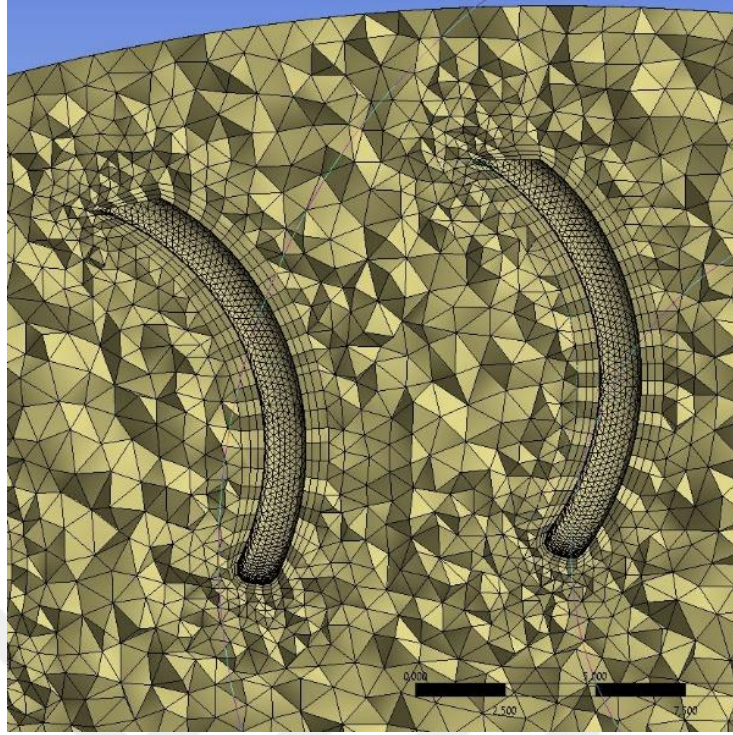
Şekil 2.5 Fan salyangoz kesit görünümü



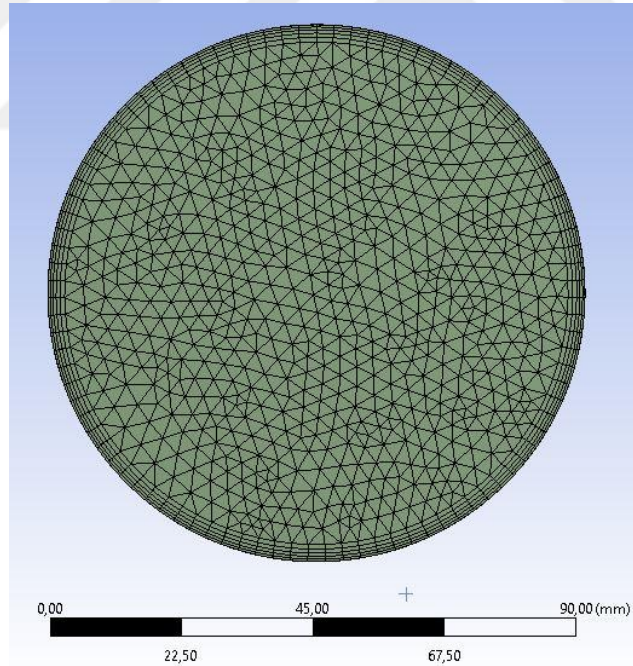
Şekil 2.6 Fan salyangoz ağ detayları



Şekil 2.7 Döner bölge



Şekil 2.8 Kanatların etrafındaki ağ detayı



Şekil 2.9 Hız girişi

Görsellerdeki ağ kalitesini ifade eden değerler aşağıdaki gibidir.

Çarpıklık: 0,85

Orthogonal Quality: 0,16

Bu değerler Ansys'in önerdiği değer aralıkları dahilindedir.

HAD analizinde başlangıç koşulu olarak verilen değerler aşağıdaki gibidir.

Fan dönüş hızı: 2280 dev/dk

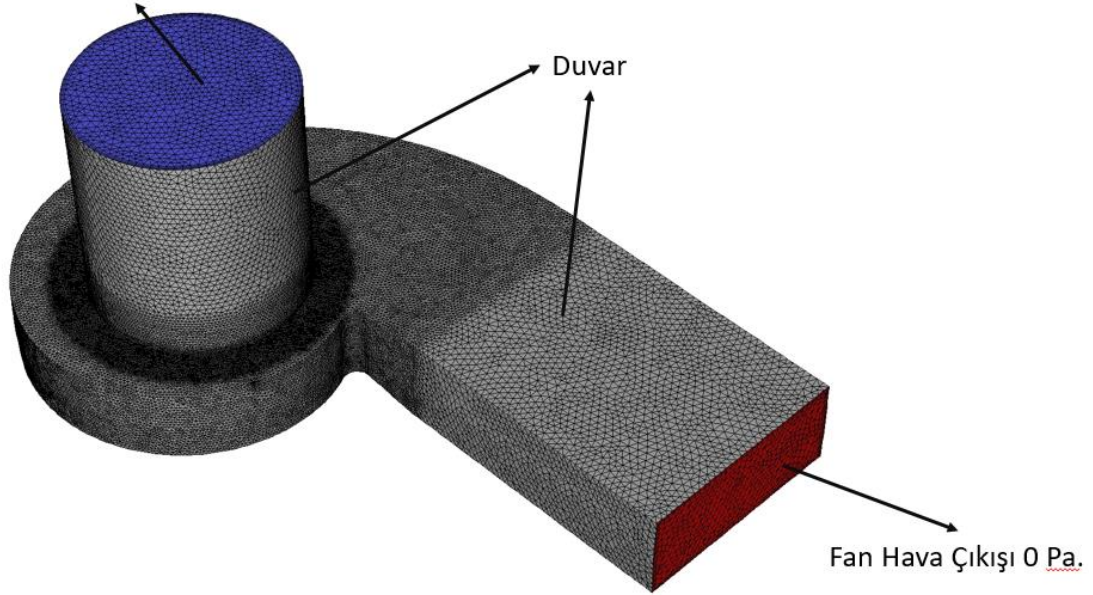
Hava giriş hızı: 4,1594 m/s

Çıkış basıncı: 0 Pa.

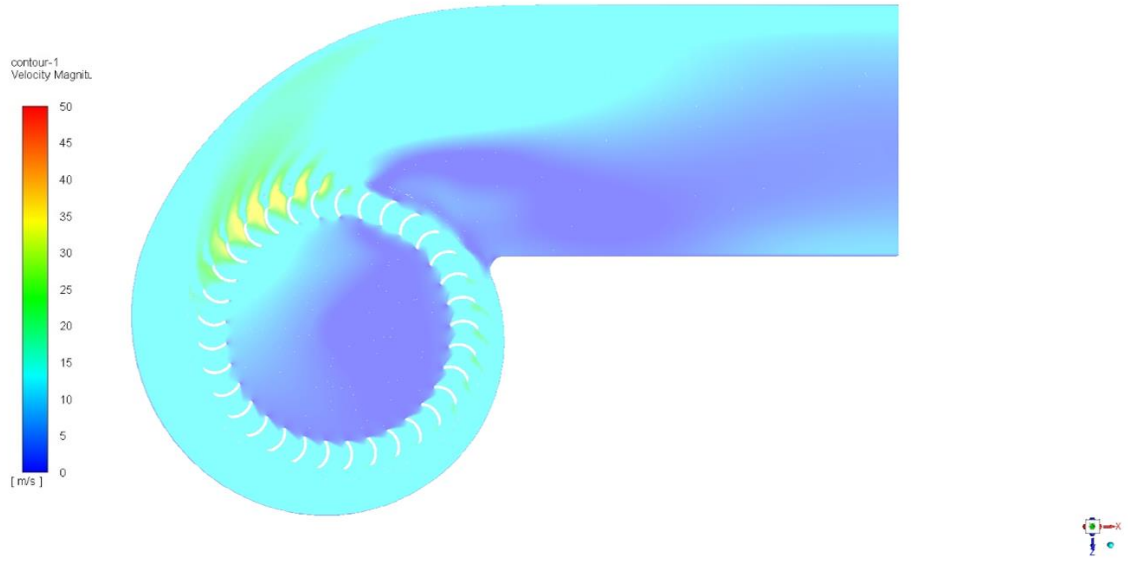
Türlülans modeli: Realizable k-ε, standart duvar fonksiyonu

Modele fan dönüş hızı ve hava giriş hızı tanımlanmıştır. Giriş bölümünde oluşacak basınç HAD analizi ile hesaplanmıştır. (Şekil 2.10)

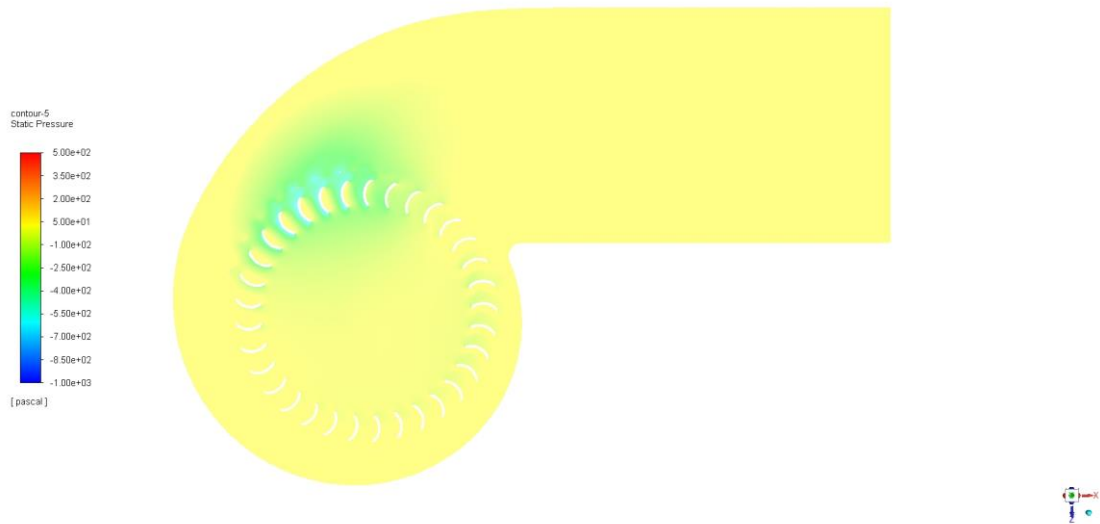
Fan Hava Girişi 4,1594 m/s



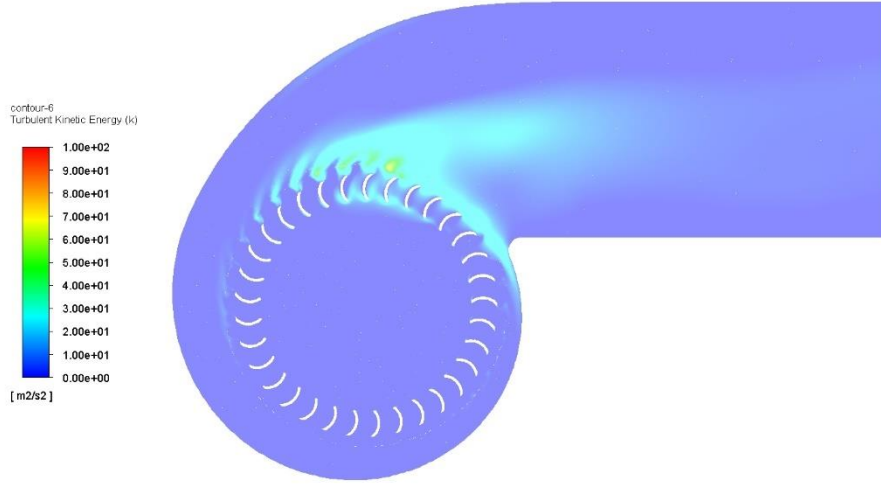
Şekil 2.10 Mevcut fan sınır şartları



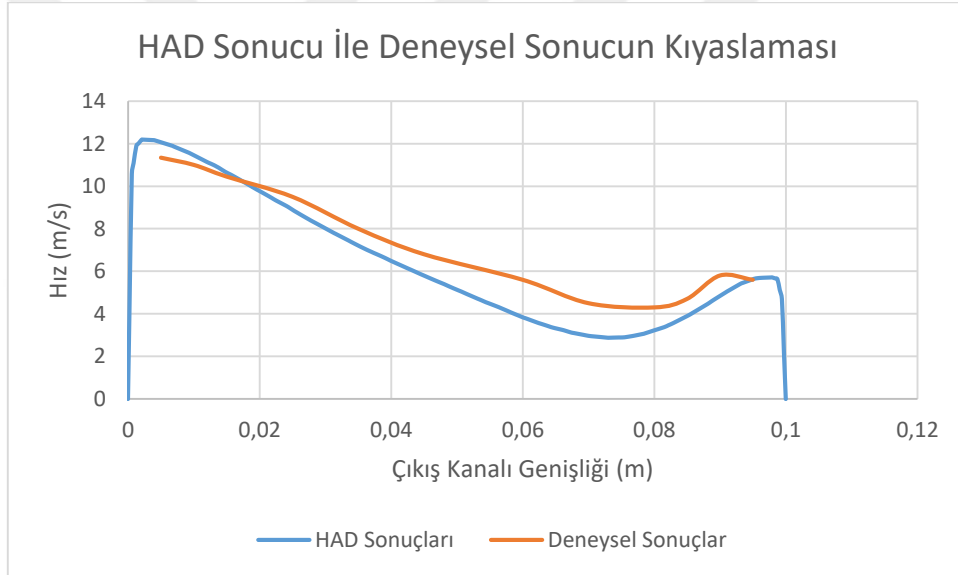
Şekil 2.11 Mevcut fanın hız konturu



Şekil 2.12 Mevcut fanın basınç konturu



Şekil 2.13 Mevcut fanın türbülans kinetik enerji konturu



Şekil 2.14 HAD sonucu ile deneysel sonucun kıyaslaması

HAD analizi sonuçlarında fan dil bölgesinde kanalın geniş tasarlanması literatürde de araştırmacıların ifade ettiği ters akış ve girdapların oluşmasına neden olmuştur. Şekil 2.12’de dil bölgesinde türbülans kinetik enerjinin yüksek olduğu görülebilmektedir. Bu bölgede zamandan bağımsız sürekli bir akış olmadığı için sonuçlar istenilen şekilde yakınsamamıştır. Girdaplar ve ters akış türbülans denklemlerini zorlamaktadır. 27,6 litre/saniye debide giriş ile çıkış arasındaki

basınç farkı 80-105 Pa. aralığında değişmiştir, sonuçlar yakınsamamıştır. Bu durum çıkış bölümünde hız profilinin de zamana bağlı olarak değişmesine sebep olsa da sonuçların deneysel veriler ile uyum içinde olduğu söylenebilir. Hız profilleri fan çıkış kanalının sonunda ve orta düzlemde oluşturulmuştur.



FARKLI KANAT GEOMETRİLERİNİN KULLANIMI

Çalışmada ilk olarak fanda havaya aktarılan enerjiye direk etkisi olan fan kanatlarının farklılıkları incelenmiştir ve alternatif tasarımlarda HAD analizleri yapılmıştır. Fan kanatlarının giriş ve çıkış açıları, fan kanatlarının sayısı sabit tutularak değiştirilmiştir. Fanın giriş ve çıkış kesit alanlarında ve salyangoz tasarımında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. 2 farklı giriş açısı ve 2 farklı çıkış açısı ile analizler yapılmıştır. Bu açılar aşağıdaki gibidir.

$$\beta_1 = 90^\circ \text{ \& \; } 75^\circ$$

$$\beta_2 = 140^\circ \text{ \& \; } 160^\circ$$

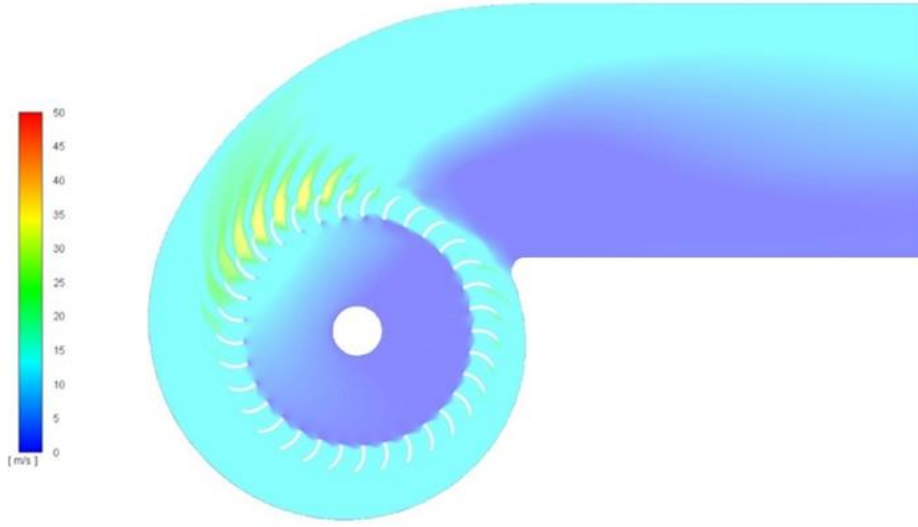
Tüm analizlerde aynı ağ parametreleri kullanılmıştır. Prizmatik eleman sayısı, en büyük hücre boyutu, normal açı değerleri gibi parametreler sabit tutulmuştur.

Ağ parametreleri de birbirine yakın değerlerdedir. Büyük β_2 açısı kullanılan kanat uçlarında keskin köşeler nedeniyle ağ parametreleri kısmen kötüleşse de bu bölgelerdeki ek önlemler ile değerlerin kötüleşmemesi sağlanmıştır. BOI tekniği ile istenilen bölgelerde ağ hücrelerinin boyutu istenildiği kadar küçültülebilmektedir ve ağ hücrelerinin kalitesi artırılabilir.

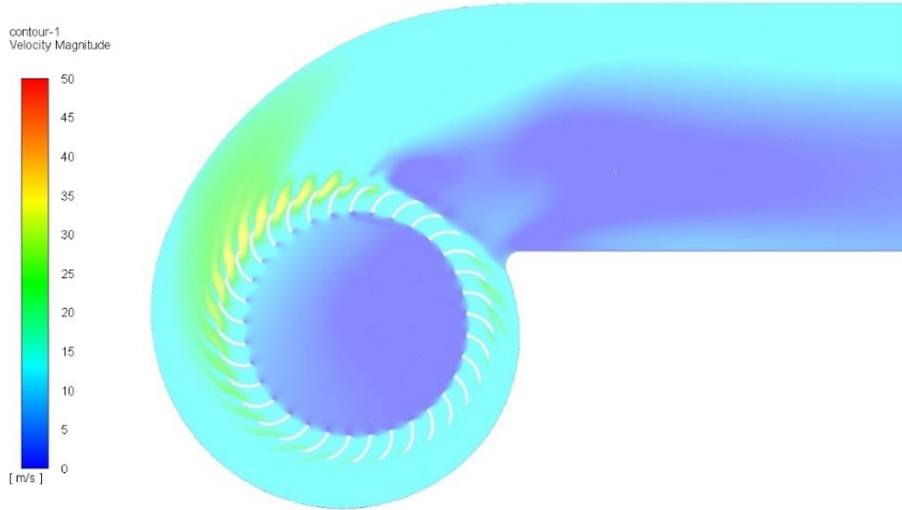
Toplam 4 farklı durum (Tablo 3.1) için analiz sonuçları aşağıdaki gibidir. Hava debisi analizlerde sabit tutulmuştur. Basınç farkları karşılaştırılmıştır.

Tablo 3.1 Farklı giriş ve çıkış açılarına sahip fan kanatlarının oluşturdukları basınç farkları

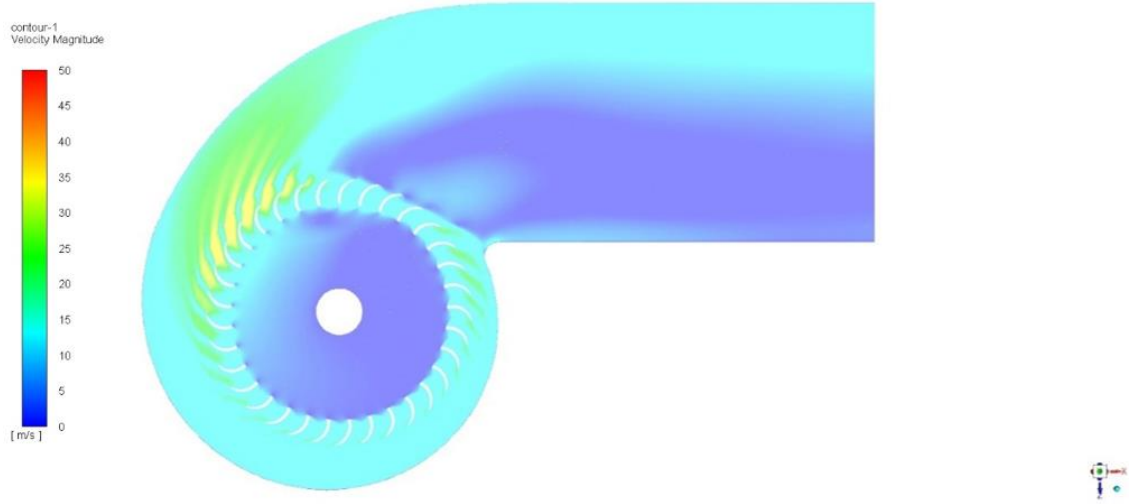
Farklı β_1 ve β_2 Açıları İçin Basınç Farkları				
	140 - 75	140 - 90	160 - 75	160 - 90
Basınç Farkı (Pa)	98	95	108	106



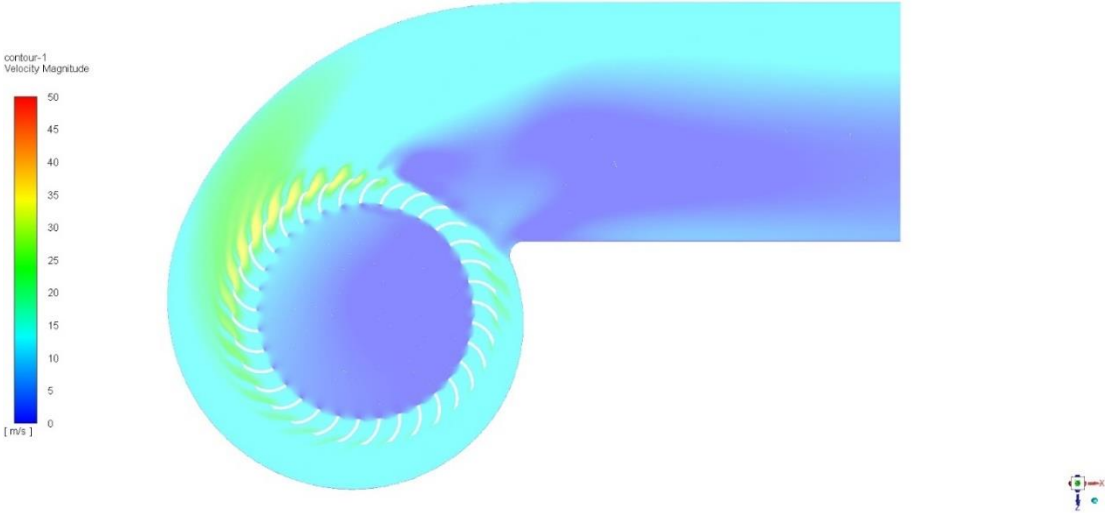
Şekil 3.1 $140^\circ \beta_1$ - $75^\circ \beta_2$ hız konturu



Şekil 3.2 $140^\circ \beta_1$ - $90^\circ \beta_2$ hız konturu



Şekil 3.3 160° β_1 -75° β_2 'in hız konturu



Şekil 3.4 160° β_1 -90° β_2 hız konturu

Fan salyangoz tasarımından gelen etkiler bu analizlerdeki sonuçların yakınsamasına da olumsuz etki etmiştir. Dil tarafında akış hızının çok fazla düşmesi ve ters akış oluşması sonuçların yakınsamasını zorlaştırmıştır. Sonuçlar basınç farkında salınımın ortalaması alınarak paylaşılmıştır.

Bu analizler salyangoz tasarımında değişiklik yapılmasının zorunluluğunu göstermiştir. Dil tarafında kesitin daraltılması ile ters akış oluşumunun önüne geçilebilecektir.

Ters akış engellenirken daha yüksek basınç farkı elde edebilmek için daha büyük dış çapa sahip kanatlar, salyangoz boyutlarını değiştirmeden kullanılacaktır.



FARKLI SALYANGOZ TASARIMINA VE BÜYÜK ÇAPLI KANATLARA SAHİP FAN TASARIMLARININ KULLANIMI

Literatürde fan debi ve basınç değerlerinin artırılmasına yönelik yapılan çalışmalarda kanat dış çapının artırılmasının olumlu etkisi olduğuna yönelik çalışmalar bulunmaktadır. Kanat dış çapı arttırıldığında salyangozun da yeni çapa uygun olarak yeniden tasarlanması gerekmektedir. 200 mm salyangoz genişliği artırılmadan 111 mm olan kanat dış çapı artırılmıştır. Bu değişiklikler yapılırken hacimden kazanmak ve performans artışı elde etmek için 2 yöntem kullanılmıştır. Kanat dış çapını büyütebilmek için salyangozun alt bölümünden hacim kazanılmaya çalışılmıştır. Dil bölgesinde salyangoz daraltılarak bu bölgede oluşabilecek ters akışlar azaltılmaya çalışılmıştır.

Dış çapı 125 mm ve 135 mm olan kanatlar ile analizler yapılmıştır. Kanat dış çaplarının büyütülmesi sırasında salyangoz genişliğinde artış yapılmamıştır. Böylece fan bütünsel olarak kullanılacağı yerde daha fazla hacim kaplamayacaktır.

Bu bölümde incelenen fan tasarımlarının ortak parametreleri aşağıda paylaşılmıştır.

Tablo 4.1 Farklı salyangoz tasarımına ve büyük çaplı kanatlara sahip fan tasarımlarının ortak parametreleri

N	β_1 (°)	β_2 (°)	D_1/D_2	h_k (mm)	t (mm)	h_s (mm)	w_s (mm)	w_φ (mm)
33	90	16	0,8	24,25	1,23	33	200	100

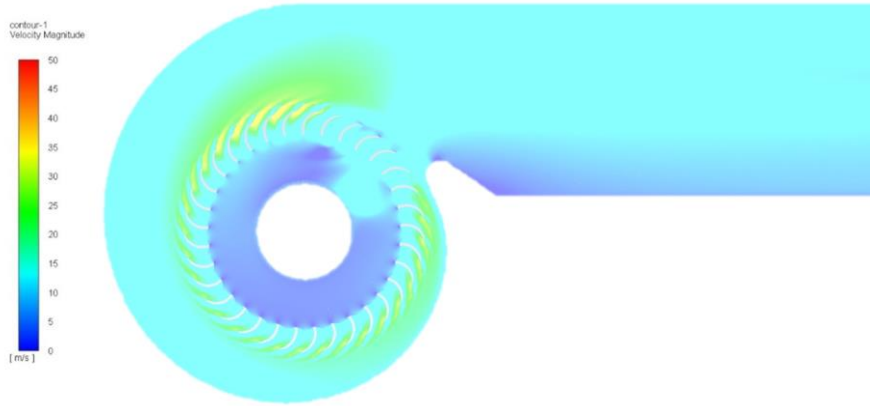
Aşağıda sıralanan özelliklerde modeller kurulduktan sonra HAD analizleri yapılmıştır. Analizde fan kanadının 2200 devirde döneceği varsayılmıştır.

Tablo 4.2 Farklı kanat çapına sahip tasarımların özellikleri

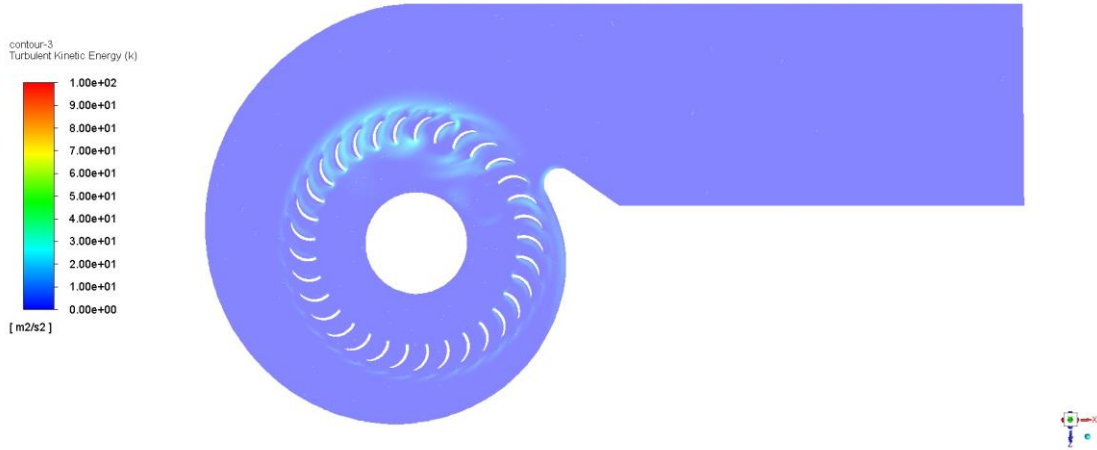
Kanat Dış Çapı (mm)	Dil Açısı (°)	Yay (°)
125	30	0
125	30	60
135	45	75
135	30	0
135	30	60
135	25	55

Bu özelliklere sahip fanların HAD analizleri 27,6 lt/sn debide yapılmıştır. Fark basınç değeri yüksek olan tasarımlarda analizler farklı debilerde de yapılarak debi – basınç eğrisi çıkarılmıştır.

Aşağıda yay kullanılmayan, kanat dış çapı 125 mm ve dil konumu 30° olan bir fanın hız kontörü görülmektedir. Dil bölgesinde kesitin daraltılması ters akışı azaltabilmiştir. Şekil 4.2’de görüldüğü gibi dil bölgesinde türbülans kinetik enerji mevcut fana göre daha azdır.



Şekil 4.1 Dil açısı 30° ve 125 mm. çaplı kanata sahip fanın hız konturu



Şekil 4.2 Dil açısı 30° ve 125 mm. çaplı kanata sahip fanın türbülans kinetik enerji konturu

HAD analizlerinde ilk olarak kanat dış çapının etkisine ve yay kullanımının etkisine bakılmıştır. Sonuçlar aşağıdaki gibidir.

Tablo 4.3 Farklı kanat çapına sahip tasarımların sonuçları

Kanat Dış Çapı (mm)	Dil Açısı (°)	Yay (°)	Debi (lt/sn)	Basınç (Pa)	Tork (mNm)
125	30	0	27,6	262,40	63,15
125	30	60	27,6	264,16	64,72
135	30	0	27,6	264,80	57,27
135	30	60	27,6	293,35	81,81

İlk sonuçlar incelendiğinde kanat dış çapının 125 mm ya da 135 mm olmasının yay kullanılmadığı durumda fark basınç değerine önemli ölçüde etki etmediği görülmüştür. 135 mm çaplı kanat kullanılması bu durumda tork değerini düşürdüğü için fanın dönüş hızı bir miktar fazla olacaktır ve debi ve basınç değerlerine olumlu yansımaya sahiptir.

Sonuçlarda fark basıncın yaklaşık 2,5 katına çıkmasına karşılık tork değerinin 1,5 – 2 katına çıkması fan veriminde de artış olduğunu göstermektedir.

İlk sonuçlarda dil konumundan itibaren 60° yay kullanılmasının 135 mm çaplı fanın fark basınç değerine önemli katkı sağladığı görülmüştür. Fark basıncın artması ile

tork değerinde de ciddi bir artış olmuştur. Çalışmamızın ana amacı fan boyutlarında artış olmadan aynı debide daha yüksek basınç elde etmek olduğu için 60° yay kullanımının olumlu etki yarattığı söylenebilir.

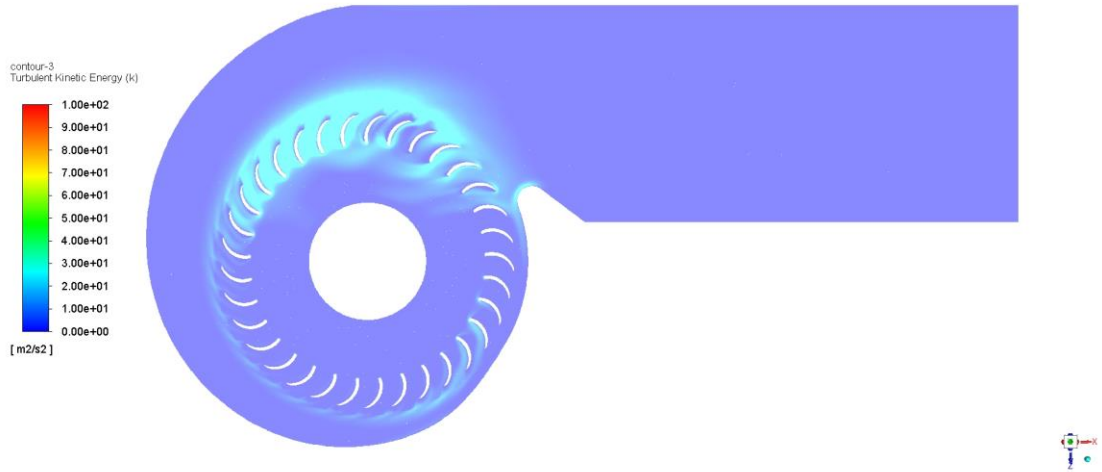
Salyangoz tasarımında farklı dil konumlarının etkisi incelenmiştir. Dil açısı artırıldığında hava daha fazla daraltılmaktadır. Hava dil bölgesini geçtikten sonra çıkış kanalı ölçüleri sabittir. Yay ölçüsü dil açısı ile beraber artırılmıştır böylece kanadın salyangoz içindeki konumu değişmemiştir. Kanadın salyangozun alt ve üst kısmına mesafesi sabit tutulmuştur.

Tablo 4.4 Farklı dil açısına sahip tasarımların analiz sonuçları

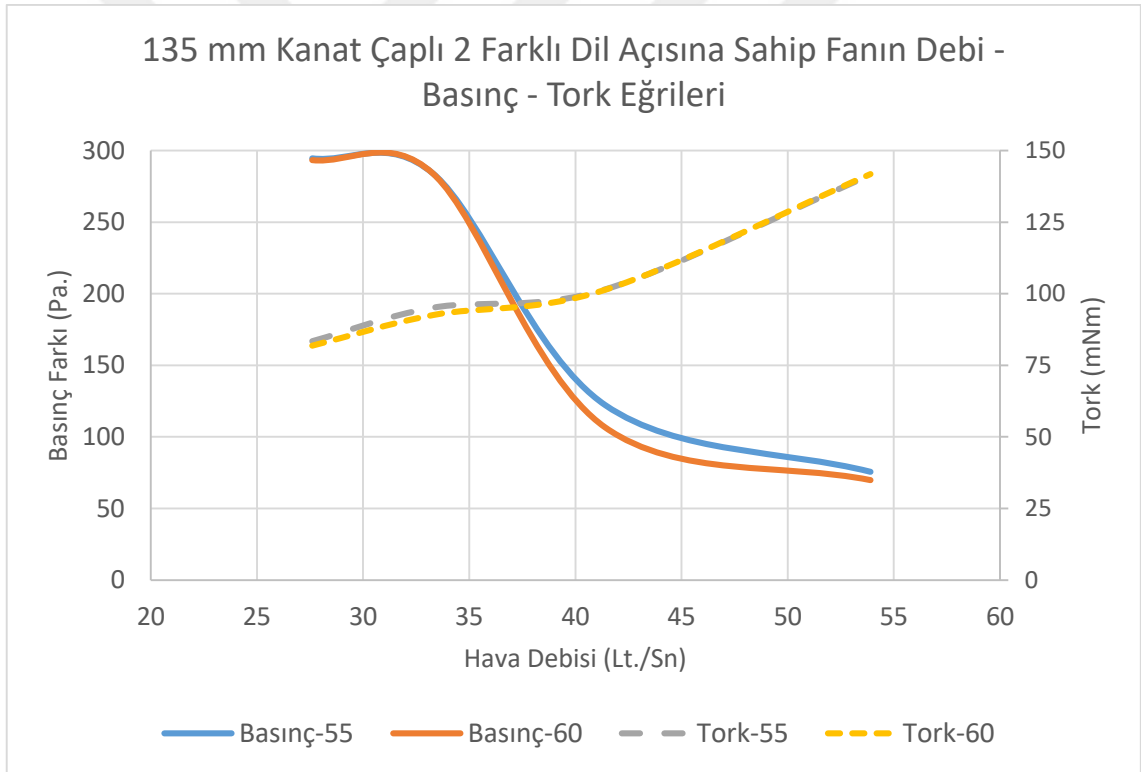
Kanat Dış Çapı (mm)	Dil Açısı (°)	Yay (°)	Debi (lt/sn)	Basınç (Pa)	Tork (mNm)
135	45	75	27,6	279,80	75,50
135	30	60	27,6	293,35	81,81
135	25	55	27,6	294,62	83,40

Sonuçlar incelendiğinde dil açısının artırılmasının basınç farkına olumsuz etki yaptığı görülmüştür. 60° ve 55° dil açısının kullanımı yakın sonuçlar vermiştir.

İki farklı dil konumunda yakın sonuçlar alındıktan sonra tasarımın son haline karar vermeden önce farklı debi – basınç noktalarında analizler yapılmıştır.



Şekil 4.5 Dil açısı 25 derece, 135 çaplı kanat, 55 derece yay kullanılan fanın 27,6 lt/sn debide türbülans kinetik enerji konturu



Şekil 4.6 Dil açısı 25° ve 30° olan 135 mm kanat dış çapına sahip fanların farklı debilerde karşılaştırılması

Yukarıdaki görselde görülebileceği gibi yüksek basınç farkı olan bölgelerde 60° yay açısı olan fan 55° yay açısı olan fana yakın basınç farkı oluşturabilmektedir ve buna

karşılık daha az tork'a ihtiyaç duymaktadır. Debideki artışla beraber 55° yaya sahip fanın daha yüksek basınç oluşturabildiği görülmüştür. Tork değerinde ise artan debi ile fark azalmıştır.

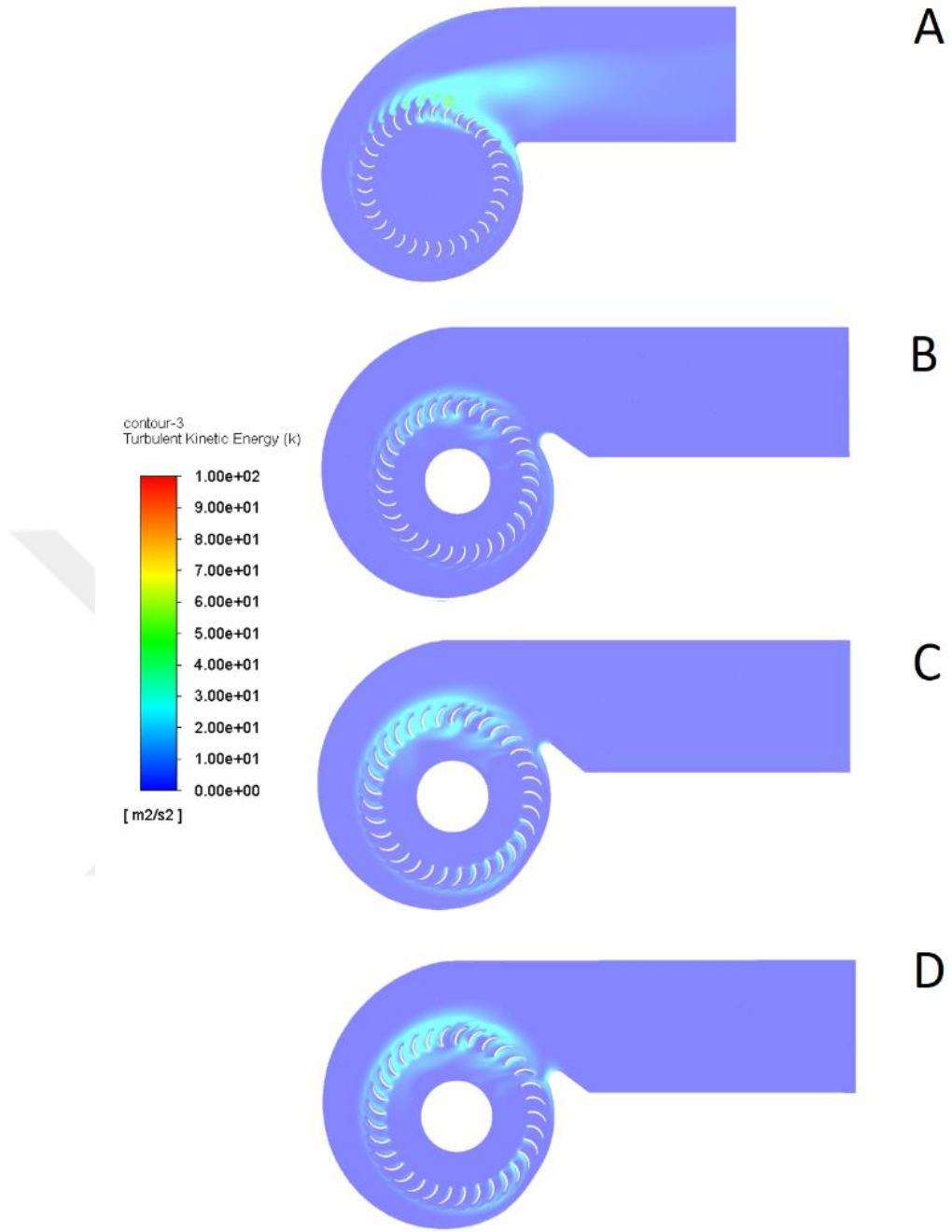
35 lt/sn debinin üzerinde 55° yay kullanımı avantajını göstermektedir. Yeni tasarımın daha güçlü motorlar ile 35 lt/sn üzerinde debi üretmesi mümkün olduğu için 55° dil konumu daha uygun görülmektedir.

4.1 Türbülans Kinetik Enerji Konturlerinin Kıyaslanması

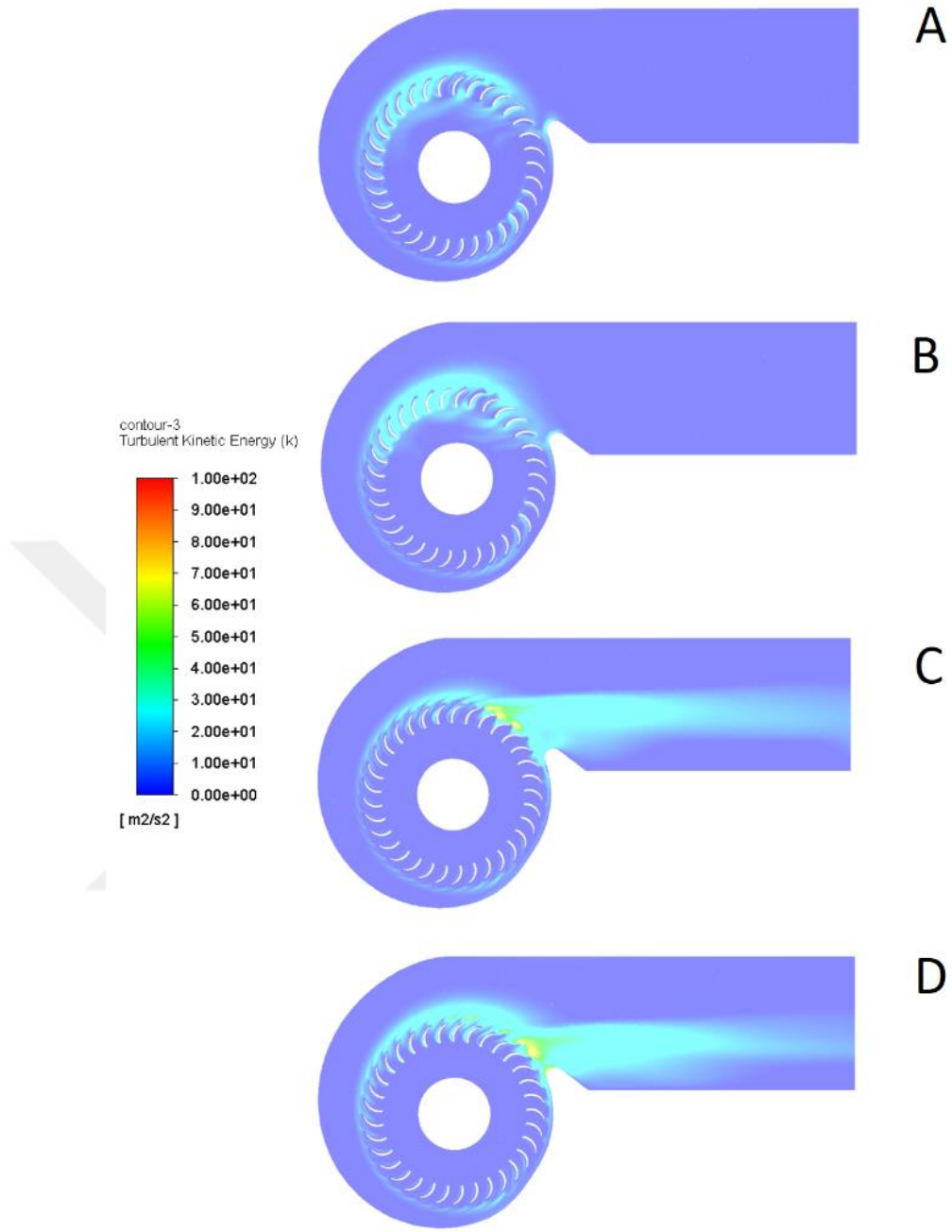
Analiz sonuçlarında türbülans kinetik enerji konturlerinin incelenmesi, kayıpların ve verimsizliklerin anlaşılması açısından önemlidir. Mevcut fan tasarımının yol açtığı ters akış ve girdaplar türbülans kinetik enerjini artışı ile karşımıza çıkmıştır. 125 mm kanat çapına sahip ve sabit yay kullanılmayan tasarımda türbülans kinetik enerji diğer tasarımlara göre oldukça düşük çıkmıştır. Ayrıca bu tasarımda gerekli torkun üretilen basınç farkı karşısında oldukça düşük olması akıştaki kayıplar ile türbülans kinetik enerji arasındaki bağı göstermektedir. Basınç farkı mevcut fana kıyasla 2,76 katına çıkarken gerekli tork 1,44 katına çıkmıştır.

135 mm kanat çapına sahip tasarımlarda sabit yay kullanıldığında akıştaki kayıplar artsa da daha yüksek basınç değerleri de elde edilebilmiştir. Sabit yay kullanılması durumunda basınç farkında %12 artış görülmüştür. Gerekli tork değerinde ise %32 artış olmuştur. Sabit yay kullanılması durumunda verimin bir miktar düştüğü görülse de mevcut fana göre çok daha verimlidir.

Tork ve basınç değerlerine göre yaptığımız yorumlarla türbülans kinetik enerji konturleri uyumaktadır. Aşağıdaki görselde mevcut fanın dil bölgesinde türbülans kinetik enerjinin diğer tasarımlara kıyasla oldukça fazla olduğu görülebilmektedir.



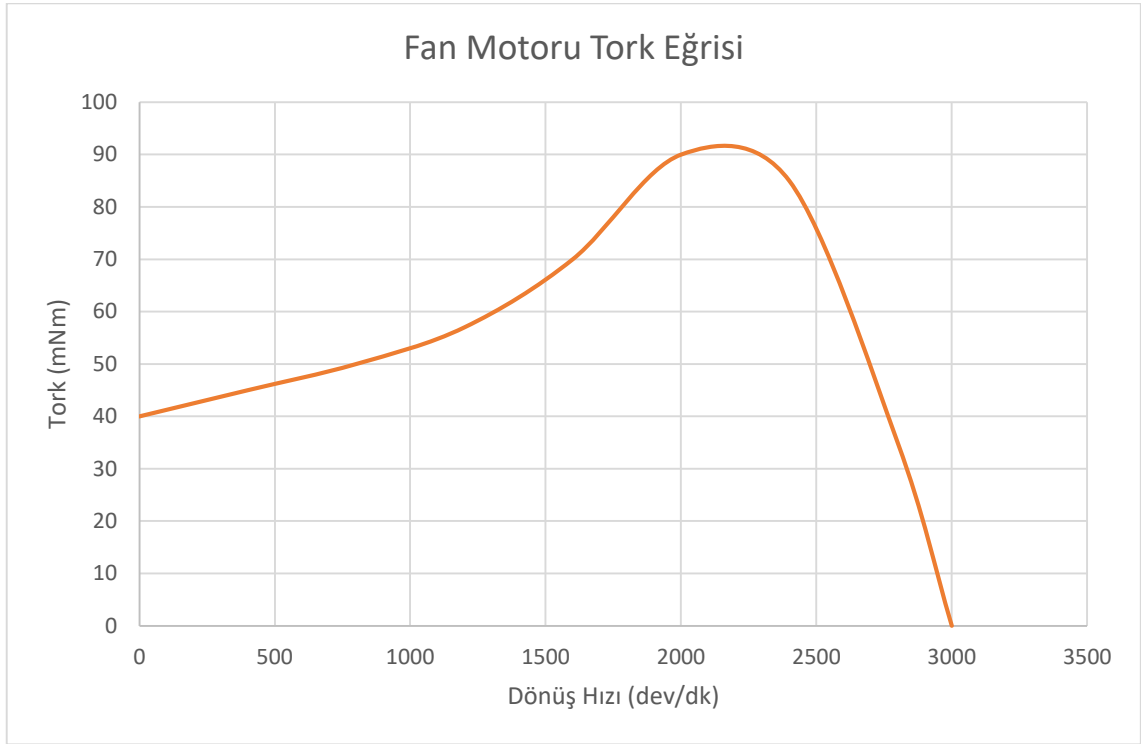
Şekil 4.7 Farklı tasarımların 27.6 lt/sn debide türbülans kinetik enerji konturlerini karşılaştırılması (a: mevcut fan, b: 125 mm çaplı kanata sahip fan, c: 135 mm çaplı kanata sahip 60 derece sabit yay kullanılan fan, d: 135 mm çaplı kanata sahip 55 derece sabit yay kullanılan fan)



Şekil 4.8 135 mm çaplı kanata sahip 55 derece sabit yay kullanılan fanın farklı debilerde türbülans kinetik enerji konturleri (a: 27,6 lt/sn debi, b: 33,3 lt/sn debi, c: 41,4 lt/sn debi, d: 53,9 lt/sn debi)

HAD ANALİZ SONUÇLARININ DOĞRULANMASI

135 mm kanat dış çapına sahip, 25° dil konumu, 55° yay kullanılan tasarımın prototipi 3 boyutlu yazıcı ile üretilmiştir. Analiz sonuçlarına göre yeni tasarımda gerekli tork daha fazla olduğu için daha güçlü bir fan motoru kullanılmıştır. Kullanılan fan motorunun tork – devir eğrisi aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.1 Yüksek torklu fan motoru tork – devir eğrisi

Daha güçlü motor kullanılan yeni fan rüzgar tüneline bağlanmıştır ve debi – basınç eğrisi hesaplanmıştır.

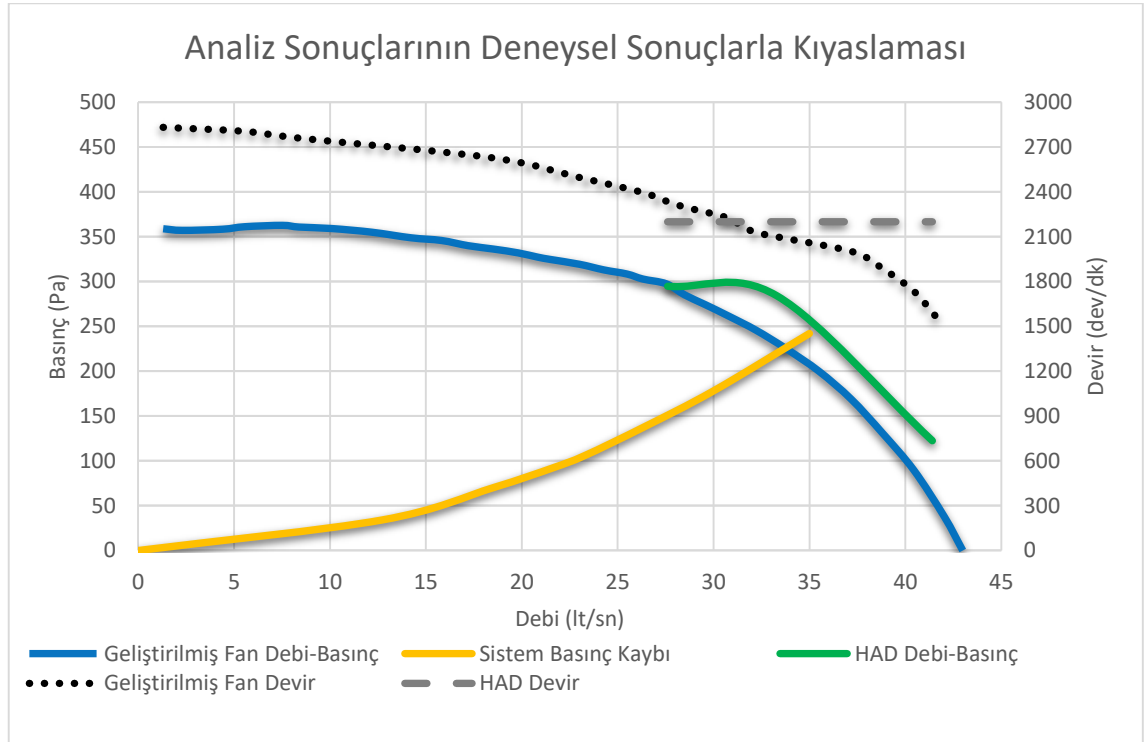
2200 dev/dk dönüş hızı varsayımı ile yapılan HAD analiz sonuçları incelendiğinde 27,6 lt/sn debide 83.4 mNm. tork ve 294,62 Pa. fark basınç hesaplanmıştır.

Rüzgar tüneli sonuçlarına göre 27,54 lt/sn debide fan kanadı dönüş hızı 2337 dev/dk olarak ölçülmüştür. Basınç farkı ise 297,50 Pa olarak ölçülmüştür.

2337 dev/dk'da fanın ürettiği tork değeri 88 mNm'dir. HAD analizde hesaplanan tork değeri ile uyumludur.

Deneyssel sonuçta ölçülen fan dönüş hızı ile HAD analizinde kullanılan dönüş hızının eşit olduğu 31,03 lt/sn debide %10,18 hata ile çıkış basıncı hesaplanmıştır.

Analizde kullanılan dönüş hızı ile ölçüm sonucu arasındaki 137 dev/dk'lık farkın etkisini düşündüğümüzde HAD analiz sonuçlarının deneyssel sonuçlara göre daha yüksek tork ve basınç farkı hesapladığını söyleyebiliriz.



Şekil 5.2 Analiz sonuçlarının deneyssel sonuçlarla kıyaslaması

Sistem basınç kaybı eğrisi ile geliştirilmiş fan debi-basınç eğrisinin kesişim noktası fanın çalışma noktasını göstermektedir. Bu iki noktanın kesişim noktasında debi 33,7 lt/sn olarak görülmektedir.

Bu çalışmada, fan kanat giriş ve çıkış açılarındaki değişim ile farklı salyangoz tasarımları ve farklı kanat dış çaplarının basınç farkı üzerine etkisi araştırılmıştır. İhtiyaca uygun olarak küçük hacimde basınç farkının önemli ölçüde artırılabilceği görülmüştür. Çalışmada yüksek torka sahip fan motorunun da yardımı ile 27,6 lt/sn olan debi 33,7 lt/sn'ye yükseltilebilmiştir. Kullanılan fan motoru 2 kat daha fazla tork değerine sahip olsa da dönüş hızı 2100 dev/dk'ya kadar düştüğü için fan motorunun yetersiz kaldığı söylenebilir. Daha yüksek tork değerine sahip fan motorları kullanılması durumunda 35 lt/sn debinin üzerine çıkmak mümkün olabilecektir.

Çalışmada ters akış ve girdapların azaltılmasının önemi görülmüştür. Daha sonra yapılabilecek çalışmalarla, kanat geometrilerinde yapılacak iyileştirmeler ve dil bölgesinde yapılabilecek iyileştirmelerle türbülans kinetik enerji düşürülebilir. Böylece daha yüksek debi – basınç değerlerine ulaşılırken fan veriminde de iyileştirmeler yapılabilecektir. Sabit yay kullanılan fan tasarımlarında debinin artması ile türbülans kinetik enerjide önemli artışlar gözlemlenmiştir. Debi- basınç değerlerinin daha fazla artırılması gerektiğinde dil bölgesinde direnç oluşturmada akışı düzenleyecek yeni çözümler faydalı olabilir.

Benzer yöntemler kullanılarak basınç farkı sabit tutularak daha küçük fanlarla mevcut fanın performansını sağlamak mümkün olabilecektir. Böylece fan kanal parçalarındaki boyut küçülmesi ile maliyet iyileştirme veya hacim tasarrufu sağlanabilecektir.

- [1] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, "Turbomachinery," in Fluid mechanics: fundamentals and applications, New York, NY: McGraw-Hill Education, 2018.
- [2] T. Adachi, N. Sugita, and Y. Yamada, "Study on the Performance of a Sirocco Fan (Flow Around the Runner Blade)," The International Journal of Rotating Machinery, vol. 10, no. 5, pp. 415–424, 2004.
- [3] C.-H. Huang and M.-H. Hung, "An optimal design algorithm for centrifugal fans: Theoretical and experimental studies," Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 27, no. 3, pp. 761–773, 2013.
- [4] M.-W. Heo, J.-H. Kim, T.-W. Seo, and K.-Y. Kim, "Aerodynamic and aeroacoustic optimization for design of a forward-curved blades centrifugal fan," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, vol. 230, no. 2, pp. 154–174, 2015.
- [5] S. Ni, W. Cao, J. Xu, Y. Wang, and W. Zhang, "Effects of an Inclined Blade on the Performance of a Sirocco Fan," Applied Sciences, vol. 9, no. 15, p. 3154, 2019.
- [6] K. Wang, Y. Ju, and C. Zhang, "Numerical investigation on flow mechanisms of a squirrel cage fan," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, vol. 233, no. 1, pp. 3–16, 2018.
- [7] M. Kawasaki, H. Hirahara, and D. Kang, "A Study on the Process of Low-Frequency Noise Generation in A Multi-Blade Centrifugal Fan," International Journal of Fluid Machinery and Systems, vol. 13, no. 2, pp. 292–301, 2020.
- [8] X. Wen, Y. Mao, X. Yang, and D. Qi, "Design Method for the Volute Profile of a Squirrel Cage Fan With Space Limitation," Journal of Turbomachinery, vol. 138, no. 8, 2016.
- [9] K. Wang, Y. Ju, and C. Zhang, "Numerical investigation on flow mechanisms of a squirrel cage fan," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, vol. 233, no. 1, pp. 3–16, 2018.
- [10] H. Chuang and L. Daijin, "The performance analysis and optimal design of multi-blade centrifugal fan with fluent," 2014 International Conference on Information Science, Electronics and Electrical Engineering, 2014.
- [11] M. Darvish and S. Frank, "Toward the cfd simulation of sirocco fans: from selecting a turbulence model to the role of cell shapes," 2012.
- [12] C. Argyropoulos and N. Markatos, "Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows," Applied Mathematical Modelling, vol. 39, no. 2, pp. 693–732, 2015.
- [13] ANSYS Fluent 15.0 Theory Guide, 2014.

- [14] S. Frank, M. Darvish, B. Tietjen , and A. Stuchlik, Design improvements of sirocco type fans by means of computational fluid dynamics and stereoscopic particle image velocimetry, 2012.
- [15] ANSYS Meshing User's Guide, Release 13.0, 2010.
- [16] Ansys Numesys, 19.2 Version Customer Training Document,2019.



TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgisi: kaganozerk@gmail.com

Konferans Bildirileri

1. K. Özerk, A. Pınarbaşı, “Flow rate increase in the forward curved centrifugal fan using cfd simulations”, 5TH International Conference on Advances in Mechanical Engineering Istanbul 2019, 17-19 December 2019.

