

**RADYAL FANLARDA YANAL KANATÇIK AÇISININ
FAN KARAKTERİSTİĞİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Doruk DOĞRUOĞLU



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**RADYAL FANLARDA YANAL KANATÇIK AÇISININ FAN
KARAKTERİSTİĞİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Doruk DOĞRUOĞLU
0000-0002-6603-7223
501910073

Dr. Öğr. Üyesi Alaattin Metin KAYA
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI
TERMODİNAMİK ANABİLİM DALI

BURSA – 2022
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Doruk DOĞRUOĞLU tarafından hazırlanan “RADYAL FANLARDA YANAL KANATÇIK AÇISININ FAN KARAKTERİSTİĞİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Programı Termodinamik Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Alaattin Metin KAYA

- Başkan** : Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ İmza
0000-0002-7442-2746
Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı
- Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Alaattin Metin KAYA İmza
0000-0002-1940-8749
Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü Termodinamik Anabilim Dalı
- Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Musa ÖZKAN İmza
0000-0002-1322-3276
Bilecik Şeyh Edebali Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü Enerji Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
.././.....

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

25/12/2022

Doruk DOĞRUOĞLU

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Dr. Öğr. Üyesi. Alaattin Metin KAYA
12.01.2023

Doruk DOĞRUOĞLU
12.01.2023

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

RADYAL FANLARDA YANAL KANATÇIK AÇISININ FAN KARAKTERİSTİĞİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Doruk DOĞRUOĞLU

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Programı
Termodinamik Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Alaattin Metin KAYA

Havayı veya gazları bulunduğu konumdan istenen konuma ileten türbomakina olan fanlar, akışkanı iletim yönüne göre sınıflandırılmaktadır. Tünel ve otopark havalandırmalarında, duman tahliyesinde, güç santrallerinde, endüstriyel havalandırmada, iklimlendirme sistemlerinde ve daha birçok alanda yaygın olarak kullanılmakta olan fanlar, elektrik motoru ile tahrik edildikleri için tükettikleri enerjileri de kullanım alanları ile orantılı olarak oldukça yüksektir. Bu sebeple kullanım amacına göre tasarım değişiklikleri yapılarak enerjinin verimli kullanılması sağlanabilir.

Genelde asıl görevleri akışkanı basınçlandırmak olan radyal fanların, bazı kullanım alanlarında, basınç artışı yerine hız artışı tercih edilebilmektedir. Bu durumda fan kanatçıklarına yanal açı verilmektedir. Yol süpürgesi, kaynak havalandırması ve kombi baca fanları gibi alanlarda kullanılmakta olan yanal kanatçık açılı fanlar akış performansına ilaveten, yatak kuvvetlerinin de azalmasına da katkı sağlamaktadır. Bu tip üzerine akademik çalışma eksikliği literatür araştırmasında tespit edilmiştir. Bu çalışmada, söz konusu yanal kanatçık açısının radyal fan performansına etkisi incelenmiştir.

Deneysel ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri olarak çalışma iki kısımdan oluşmaktadır. Öncelikle, yanal kanatçık açısına sahip olmayan bir radyal fanın deneysel incelenmesi yapılarak, karakteristiği elde edilmiştir. Bu amaçla, AMCA 210 standardına uygun deney düzeneği kurulduktan sonra, standarda uygun ölçümler yapılmıştır. Bu ölçümler standartta yer alan düzeltici elemanı iptal edilerek bir kere daha yapılarak deneysel aşama tamamlanmıştır.

İkinci aşamada ise, önce deneysel incelenen fanın modellenmesi yapılmıştır. Bilgisayar destekli tasarım ile mevcut fan tasarımı tamamlanmıştır. Deney koşulları hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak tekrar edilerek, %5'den daha düşük hata payı ile deneysel sonuçlar elde edilmiştir. HAD analizlerinde, $k-\omega$ (omega) SST türbülans modeli ve SIMPLE çözüm metodu kullanılmıştır. Son aşamada ise, fan kanatçıklarına farklı yanal açılar verilerek bunun dışında özdeş olan yeni deney düzeneği katı modelleri elde

edilmiştir ve aynı koşullarda HAD analizleri ile farklı yanal kanatçık açısına sahip fanların performansı incelenmiştir.

Her iki yönde ve farklı açılarda incelenen yanal kanatçık açısına sahip fanlarda, tasarım ve imal edilebilirlik sınırları sebebiyle -25 dereceye kadar farklı açılarda yanal kanatçık açısına sahip fan çarkları tasarlanabilmiştir. Yanal kanatçık açısına sahip tüm radyal fanların, basınç anlamında karakteristiğinin tam radyal fanlardan daha verimsiz olduğu görülmüştür. Bu tip fanlarda akışkanın basıncının artırılması konusunda kayıp meydana geldiği fakat bu kayıp sayesinde akışkanın daha yüksek hızlara ulaşabildiği gözlemlenmiştir. Bu çalışmada, yanal kanatçık açısına sahip radyal fanlarda en verimli açının negatif (saat yönünün tersi) yönde 20 derece olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Fanlar, Radyal Fan, Kanatçık Açısı ve Fan Karakteristiği.

2022, xv + 73 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF LATERAL BLADE ANGLE ON FAN CHARACTERISTICS IN RADIAL FANS

Doruk DOĞRUOĞLU

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering Master Program
Section of Thermodynamics

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Alaattin Metin KAYA

Fans, which are turbomachines that transmit air or gases from their location to the desired location, are classified according to the direction of fluid transmission. Fans, which are widely used in tunnel and car park ventilation, smoke evacuation, power plants, industrial ventilation, HVAC systems and many other areas, are driven by electric motors, so their energy consumption is quite high in proportion to their area of use. For this reason, efficient use of energy can be achieved by making design changes according to the purpose of use.

In some usage areas of radial fans, whose main task is to pressurize the fluid, speed increase may be preferred instead of pressure increase. In this case, the fan blades are given a lateral angle. Fans with lateral blade angles, which are used in areas such as road sweeper, source ventilation and boiler flue fans, contribute to the reduction of bearing forces in addition to flow performance. The lack of academic studies on this type was identified in our literature search. In this study, the effect of the lateral blade angle on the radial fan performance was investigated.

The study consists of two parts as experimental and computational fluid dynamics (CFD) analyses. First of all, the characteristics of a radial fan without lateral blade angle were obtained by experimental investigation. For this purpose, after setting up the experimental setup in accordance with the AMCA 210 standard, measurements were made in accordance with the standard. These measurements were made once again by canceling the corrective element in the standard, and the experimental phase was completed.

In the second stage, the modeling of the experimentally investigated fan was made. The existing fan design was completed with computer aided design. Experimental results were obtained with an error margin of less than 5% by repeating the experimental conditions using computational fluid dynamics. In CFD analysis, $k-\omega$ (omega) SST turbulence model and SIMPLE solution method were used. In the last stage, different lateral angles were given to the fan blades and new identical experimental setup solid models were obtained, and the performance of fans with different lateral blade angles was investigated by CFD analysis under the same conditions.

In fans with lateral blade angles examined in both directions and at different angles, fan wheels with lateral blade angles at different angles up to -25 degrees could be designed due to design and manufacturability limits. It has been observed that the characteristics of all radial fans with lateral blade angles are more inefficient in terms of pressure than full radial fans. It has been observed that in this type of fans, there is a loss in increasing the pressure of the fluid, but thanks to this loss, the fluid can reach higher speeds. In this study, it has been determined that the most efficient angle in radial fans with lateral blade angle is 20 degrees in the negative (counterclockwise) direction.

Key words: Fans, Radial Fan, Blade Angle and Fan Characteristics.

2022, xv + 73 pages.

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu tez konusu için çalışacak bilgi birikimini edinmeme ve bu konuyu seçmeme destek olan eğitim hayatıma az ya da çok katkıda bulunmuş tüm öğretmenlerim ve çalışma arkadaşlarıma, bunun yanında tüm çalıştığım kurumlarda radyal fanlar içeren konulara beni dahil eden tüm amirlerime teşekkürü bir borç bilirim.

Tez hazırlık ve yüksek lisans sürecim boyunca bana üst düzeyde destek veren her akademik ihtiyacımda yol gösteren değerli tez danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Alaattin Metin KAYA'ya, ilk mesleki bilgilerimi öğrendiğim idolüm ve meslektaşım babam Hüsnü DOĞRUOĞLU'na, her zaman desteğim olan ilk öğretmenim annem Fisun DOĞRUOĞLU'na, neşe kaynağım kardeşim Doğa DOĞRUOĞLU'na, yaşam enerjimin kaynağı minik kızım Ege DOĞRUOĞLU'na ve bu tez çalışmam için yaptığım deneylerdeki ölçümler başta olmak üzere tüm çalışmayı yapmama destek olan, her daim yanımda olan sevgili eşim Seda DOĞRUOĞLU'na sonsuz teşekkür ederim.

Doruk DOĞRUOĞLU
25.12.2022

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	vi
ABSTRACT.....	viii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	x
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	xii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	3
2.1. Kuramsal Temeller.....	3
2.1.1. Temel Akışkanlar Mekaniği Denklemleri.....	3
2.1.2. Fan Çeşitleri.....	5
2.1.3. Radyal Fan Çeşitleri.....	7
2.1.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği.....	9
2.2. Kaynak Araştırması.....	10
3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	18
4. BULGULAR.....	38
4.1. Doğrulama.....	38
4.2. Yanal Kanatçık Açılarının Kıyaslanması.....	48
4.3. Yanal Kanatçık Açılarının Fan Yataklamasına Etkisi.....	57
5. TARTIŞMA ve SONUÇ.....	59
KAYNAKLAR.....	61
EKLER.....	63
EK 1 Düzelticili Tam Radyal Deney Düzeneği (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	64
EK 2 Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	65
EK 3 Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği Arttılmış Ağ Yapısı Bağımsızlığı Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	66
EK 4 Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği Düşürülmüş Ağ Yapısı Bağımsızlığı Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	67
EK 5 Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği İki Defa Arttılmış Ağ Yapısı Bağımsızlığı Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	68
EK 6 +10° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	69
EK 7 -10° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	70
EK 8 -20° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	71
EK 9 -25° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri.....	72
ÖZGEÇMİŞ.....	73

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
ρ	Yoğunluk
V	Hacim
v	Hız
γ	Özgül Ağırlık
g	Yerçekimi İvmesi
m	Kütle
R	İdeal Gaz Sabiti
T	Sıcaklık
P	Basınç
A	Kesit Alanı
Q	Debi
Z	Akışkan Yüksekliği
μ	Dinamik Viskozite
t	Zaman
u	Hız Vektörü
x	Konum Vektörü
D	Çap
ω	Omega
ϵ	Epsilon
k	Ka

Kısaltmalar	Açıklama
HAD	Hesaplama Akışkanlar Dinamiği
CFD	Computational Fluid Dynamics (Hesaplama Akışkanlar Dinamiği)
AMCA	Air Movement and Control Association International (Uluslararası Hava Hareketi ve Kontrol Derneği)
ANSI	The American National Standards Institute (Amerikan Ulusal Standartlar Enstitüsü)

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Yol Süpürgesi Emiş Radyal Fanı.....	1
Şekil 2.1. Boru İçi Basınç Ölçüm Düzeneği Örneği	4
Şekil 2.2. Fan Çeşitleri	6
Şekil 2.3. Radyal Fanın Hava Akış Geometrisi	7
Şekil 2.4. Radyal Fan Çarkı Çeşitleri.....	8
Şekil 2.5. Radyal Fan Elemanları.....	9
Şekil 3.1. Tam Radyal Yanal Kanatçık Açısına Sahip Fan Çarkı Örneği.....	18
Şekil 3.2. Deney Düzeneği Görünümü	19
Şekil 3.3. Deney Düzeneği Alttan Görünümü	19
Şekil 3.4. Deney Düzeneği Teknik Resmi	20
Şekil 3.5. AMCA 210 Giriş Borulu Deney Düzeneği Kurulumu	21
Şekil 3.6. Düzelticinin Görünümü	22
Şekil 3.7. Radyal Fan ve Fan Çarkının Takografla Devrinin Ölçümü.....	22
Şekil 3.8. Deney Düzeneği.....	24
Şekil 3.9. Deney Düzeneği Üzerinde Ölçüm Noktalarının Görünümü.....	24
Şekil 3.10. Standarda Göre Pitot Tüpüyle Ölçüm Şeması ve Ölçüm Alımı	25
Şekil 3.11. Tek Kanatçık Üzerinden Gösterilen Yanal Kanatçık Açısı	26
Şekil 3.12. Tam Radyal Fan Deney Düzeneği (a)Düzelticili ve(b)Düzelticisiz İçin Ağ Yapısı Görüntüleri.....	28
Şekil 3.13. Düzelticisiz Deney Düzeneği İçin İnce Ağ Yapısı Görüntüsü	29
Şekil 3.14. Düzelticisiz Deney Düzeneği Kaba Ağ Yapısı Görüntüsü.....	30
Şekil 3.15. Düzelticisiz Deney Düzeneği İçin Çok İnce Ağ Yapısı Görüntüsü.....	30
Şekil 3.16. Sırasıyla (a,c) İlk, (b,d) İnce, (e,g) Kaba ve (f,h) Çok İnce Ağ Yapıları İçin Akış Çizgisi ile Basınç Diyagramları	33
Şekil 3.17. (a) Açısız, (b) +10° ve(c) -10° Yanal Kanatçık Açısına Sahip Fan Çarklarının Üst Görünüşleri.....	34
Şekil 3.18. (a) +10° ve (b) -10° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzenekleri Ağ Örgüleri	35
Şekil 3.19. (a) -20° ve (b) -25° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzenekleri Ağ Örgüleri	36
Şekil 4.1. Ölçüm Kesit Haritası.....	38
Şekil 4.2. Düzelticili Doğrulama Analizi Hız Akış Çizgisi Diyagramı	44
Şekil 4.3. Düzelticisiz Doğrulama Analizi Hız Akış Çizgisi Diyagramı.....	46
Şekil 4.4. (a) Düzelticili ve (b)Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzenekleri Basınç Haritaları.....	49
Şekil 4.5. +10° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarkı Deney Düzeneğinin (a) Hız Akış Çizgisi Diyagramı ve (b) Basınç Haritası.....	50
Şekil 4.6. -10° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarkı Deney Düzeneğinin (a) Hız Akış Çizgisi Diyagramı ve (b) Basınç Haritası.....	51
Şekil 4.7. -20° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarkı Deney Düzeneğinin (a) Hız Akış Çizgisi Diyagramı ve (b) Basınç Haritası.....	53
Şekil 4.8. -25° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarkı Deney Düzeneğinin (a) Hız Akış Çizgisi Diyagramı ve (b) Basınç Haritası.....	54

Şekil 4.9.	(a) -25° ve (b) -30° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarklarındaki Açıklıklar.....	55
Şekil 4.10.	(a) Pozitif ve (b) Negatif Yanal Kanatçık Açılarında Kuvvet Bileşenleri	58

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Deney Düzeneği Elemanları	23
Çizelge 3.2. İlk, İnce, Kaba ve Çok İnce Ağ Yapıları Düğüm ile Eleman Sayıları	31
Çizelge 3.3. Ağ Yapısı Eleman Sayısı ve Basınç İlişkisi Grafiği	31
Çizelge 3.4. Ağ Yapısı Eleman Sayısı ve Hız İlişkisi Grafiği	32
Çizelge 3.5. RBM ve MRF Tipi Analizlerin Debi ile Statik Basınç Üzerinden Kıyaslanması Grafiği.....	37
Çizelge 4.1. Düzelticili Deney Ölçüm Sonuçları.....	39
Çizelge 4.2. Düzelticili Deney Düzeneği Debi Statik Basınç Grafiği	41
Çizelge 4.3. Düzelticisiz Deney Ölçüm Sonuçları.....	42
Çizelge 4.4. Düzelticisiz Deney Düzeneği Debi Statik Basınç Grafiği	43
Çizelge 4.5. Deney Düzeneği İçerisinde Hava Hızı Değişim Grafiği.....	45
Çizelge 4.6. Düzelticili Deney Düzeneği ile Analizinin Karşılaştırılması Grafiği	46
Çizelge 4.7. Düzelticisiz Deney Düzeneği ile Analizinin Karşılaştırılması Grafiği	47
Çizelge 4.8. Basınç Düşümü ve Yanal Kanatçık Açısı İlişkisi Grafiği	56

1. GİRİŞ

Fanlar, başlangıç konumundaki akışkanları akışkanın hali ya da viskozitesinden bağımsız olarak gelmesi istenen noktaya ileten turbomakinelere dir. Bu makinelerin sınıflandırılması iletimini yaptığı akışkanın türüne ve akış geometrisine göre yapılarak, böylece isimlendirilmektedir.

Akışkanı iletim yönüne göre fanlar, aksel, karışık akışlı, çapraz akışlı ve radyal fanlar olmak üzere dörde ayrılır. Radyal fanların kanatçıklarının konumuna göre ileriye dönük (sirocco), geriye dönük ve tam radyal olarak üç alt grubu mevcuttur. İleriye ve geriye dönük açılar ile akışkanı iletim yönüne göre etkileri ve sonuçları üzerine çok sayıda çalışma yapılmış olmakla birlikte, yakın konuların incelemeleri bulunsa da, yapılan literatür incelemesinde radyal fan çarklarında kanatçıkların sağa ve sola yaptığı yanal açılarının etkisi üzerine yapılan çalışmaların eksikliği gözlemlenmiştir.

Bu tip yanal kanatçık açısına sahip radyal fanlar uygulamada kaynak aspiratörleri, yol süpürgeleri ve diğer özel saha uygulamalarının çarklarında kullanılmaktadır. Piyasada bulunan fan çarklarının tasarımı verimli bir sonuç elde edene kadar tadilat yapılarak ya da basit bir benchmarking yapılarak fan geometrisi ortaya çıkmaktadır.



Şekil 1.1. Yol Süpürgesi Emiş Radyal Fanı

Bu uygulamaların sınıflandırmasını incelediğimizde hava tipi emiş radyal fanları olduğunu görmekteyiz. Yatık yanal açığa sahip fanlara örnek olarak yol süpürgesi emiş fanı çarkı gösterilebilir (Şekil 1.1). İncelemek istenen yanal kanatçık açısı bu yatıklık açısıdır. Burada görünen açı sol oturma düzlemine göre saat yönüne ters bir açı olması sebebiyle bu çalışmada negatif açı olarak değerlendirilecektir. Bu açı, doğrulama aşaması sonrasında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği(HAD) analizleri ile incelenecektir.

HAD yöntemi karmaşık geometrilerin incelenmesinde günümüzde yaygın olarak kullanılan ve ihtiyaç duyulan bir yöntemdir. 1980 sonrası bilgisayar kapasitelerinin artması sonrası HAD daha çok kullanılmaya ve ulaşılabilir olmaya başlamıştır. Bu sayede deney yaparak ölçümlerle sonuç kıyaslamak dışında tasarlanan bir konstrüksiyonun uygunluğunu imal etmeden görerek en uygun çözümün imali ve yaygınlaştırılması günümüzde gerçekleştirilmektedir.

İleriye ve geriye dönük açılar ile akışkanı iletim yönüne göre etkileri ve sonuçları üzerine çok sayıda çalışma yapılmış olmakla birlikte, yakın konuların incelemeleri bulunsa da, yapılan literatür incelemesinde radyal fan çarklarında kanatçıkların sağa ve sola yaptığı yanal açıların etkisi üzerine yapılan çalışmaların eksikliği gözlemlenmiştir.

Saha uygulamalarında kullanılan bu yanal kanatçık açılara sahip radyal fanların kanatçık açılarının fan performansına etkisini günümüzdeki HAD imkânları kullanılarak bu çalışmada incelenmiştir. AMCA 210 standardına göre kurulan deney düzeneği ile HAD yönteminin doğrulaması yapılarak, uygun görülen yapı ve HAD yöntemi üzerinden bu çalışmada çeşitli kanatçık açılarının etkisi incelenmiştir. Doğrulama aşamasında tüm elemanlarla bir analiz yapılmış ve düzeltici elemanı iptal edilerek bir doğrulama daha yapılarak daha uygun yapı tespit edilmiştir. Belirlenen doğrulama düzeneği üzerinden sadece fan çarkının açısının aynı açıda negatif ve pozitif olarak kıyaslaması yapılarak daha verimli olan yön belirlenmiştir. Sonrasında farklı açılarla değiştirilen bilgisayar destekli tasarımların HAD analizleri arasından kıyas yapılarak en verimli açı tespit edilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Kuramsal Temeller

Türbomakinaların tasarımı ve imalatına konstrüksiyon ile alakalı bilim dalları yardımcı olsa da bu konu temelde akışkanlar mekaniğine dayanmaktadır. Hava ileten türbomakinalar fan olarak anıldığı için, tez konusunun akışkanlar mekaniği kapsamında bu çalışmada kullanılan kuramsal temeli oluşturan denklemler bu başlık altındaki alt başlıklarda açıklanacaktır.

2.1.1. Temel Akışkanlar Mekaniği Denklemleri

Kontrol hacmi içerisine giren bir sıvı ya da gaz halindeki akışkan, eğer kontrol hacmi kararlıysa, \dot{m} ile anılan kütleli debisini kontrol hacmi çıkışında da korur (Denklem 2.1).

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.1)$$

Kütle korunumu denklemi kütleli debi için Denklem 2.2'deki gibi yazılır. Bu denklemde akışkanın yoğunluğunu ρ (kg/m³), hızını v (m/s) ve kesit alanını A (m²) ifade etmektedir.

$$\rho_1 \cdot v_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot v_2 \cdot A_2 \quad (2.2)$$

Deney düzeneğimizde kullanılan hava sıkıştırılmaz akış olduğu kabulü ve giriş ile çıkış sıcaklık değerleri arasındaki farkın ihmal edilebilir düzeyde olduğunun kabul edilerek, yoğunluk ihmal edilir. Bu durum Denklem 2.3 ile ifade edilmektedir.

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (2.3)$$

Akışkan kararlı deney düzeneği boyunca kaçak vermeyeceği için akış sırasında sabit debili olarak adlandırılır. Bu durumda Q (m³/s) hacimsel debiyi ifade edecek şekilde Denklem 2.4 te ifade edilmektedir.

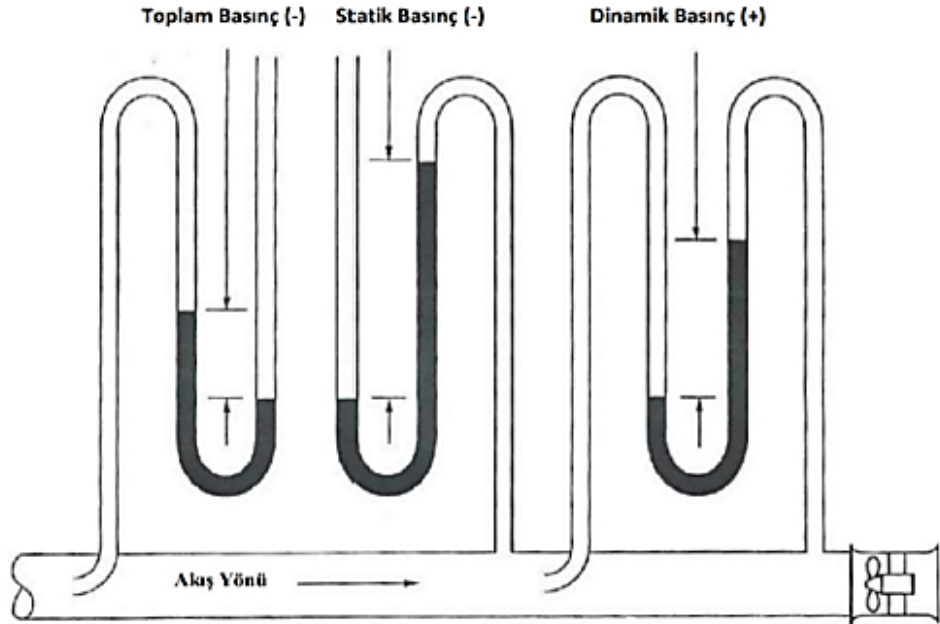
$$Q = v \cdot A \quad (2.4)$$

Deney düzeneği içerisindeki akışkan olan havanın özellikleri ise ideal gaz denklemi ile açıklanabilir (Denklem 2.5). İdeal gaz denklemi içerisinde P (Pa) gaz basıncını, V (m³)

gazın hacmini, m (kg) gazın kütlesini, r ideal gaz sabitinin (R) molar kütleyle (M) bölümü olan gaz sabitini ve T ($^{\circ}K$) gazın sıcaklığını ifade etmektedir.

$$P.V = m.r.T \quad (2.5)$$

Basınç, akışkanın birim alan üzerine uygulamış olduğu kuvvettir. Ölçüm yapılan noktanın üzerindeki atmosfer tabakasının yapmış olduğu basınca atmosfer basıncı (P_{atm}), herhangi bir akışkanın kapalı bir kap içerisinde yapmış olduğu basınca efektif basınç (P_{ef}) ve bu iki basıncın toplamına mutlak basınç (P_{mut}) denir. Mutlak basınç atmosfer basıncının üstündeyse pozitif basınç, altındaysa negatif basınç(vakum) denir. Bu durumun örneği Şekil 2.1 de + ve - şeklinde gösterilmiştir.



Şekil 2.1. Boru İçi Basınç Ölçüm Düzenegi Örneği

Hareket halindeki bir akışkanın kazanmış olduğu kinetik enerjiyi ifade eden basınç tipine dinamik basınç denir. Dinamik basınç Denklem 2.6 ya göre hesaplanmaktadır. Dinamik basınç Şekil 2.1 de görüldüğü gibi her zaman pozitifdir, aynı şekil içerisinde ölçüm düzeneklerinin yapısı da görülmektedir. Statik basınç, efektif basınçtır. Toplam basınç dinamik ve statik basıncın toplamıdır. Toplam ve statik basınç negatif ya da pozitif olabilmektedir.

Dinamik basınç denkleminde, ρ (kg/m³) yoğunluğu, γ (kN/m³) özgül ağırlığı, v (m/s) akış hızını ve g (m/s²) yerçekimi ivmesini ifade etmektedir.

$$P_d = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot v^2 \quad (2.6)$$

Bu bütün denklemlerin toplamında kontrol hacmine, yani bu tez çalışmasındaki deney düzeneğine, giren enerji çıkan enerjiye eşit olmaktadır. Bu durum akış boyunca kinetik ve potansiyel enerji toplamının analitik ifadesidir. Akışkanlar dinamiği çalışmalarında sıklıkla kullanılan bu analitik ifade Denklem 2.7 de görülmektedir ve Bernoulli Denklemi olarak isimlendirilmektedir. Bu denklemde z (m) ölçüm yüksekliğini ifade etmektedir.

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 \quad (2.7)$$

2.1.2. Fan Çeşitleri

Fanlar, akışkanın içerisinde izlediği geometriye göre isimlendirilirler. Radyal, aksel, karışık akışlı ve çapraz akışlı fanlar olmak üzere dört çeşit fan mevcuttur. Şekil 2.2' de fan çeşitleri ve iki ana türevidir.

Eksenel Fan: Akışın emiş, üfleme yönü ile fan çarkının merkez ekseninin aynı olduğu fan çeşididir. Bu akış geometrisi sayesinde önünde ve arkasında borulama ile kullanılmanın yanında yekpare bir borunun içinde konularak da kullanılabilir. Şekil 2.2.a. da bu fan çeşidi görülmektedir. Çark göbeğinde radyal yönlendirme yapıldığında bu fan tipi Şekil 2.2.b. de görüldüğü gibi radyal göbekli aksel fan olarak isimlendirilir. Eksenel fanların bunun dışında bazı alt çeşitleri de mevcuttur. Bunlar:

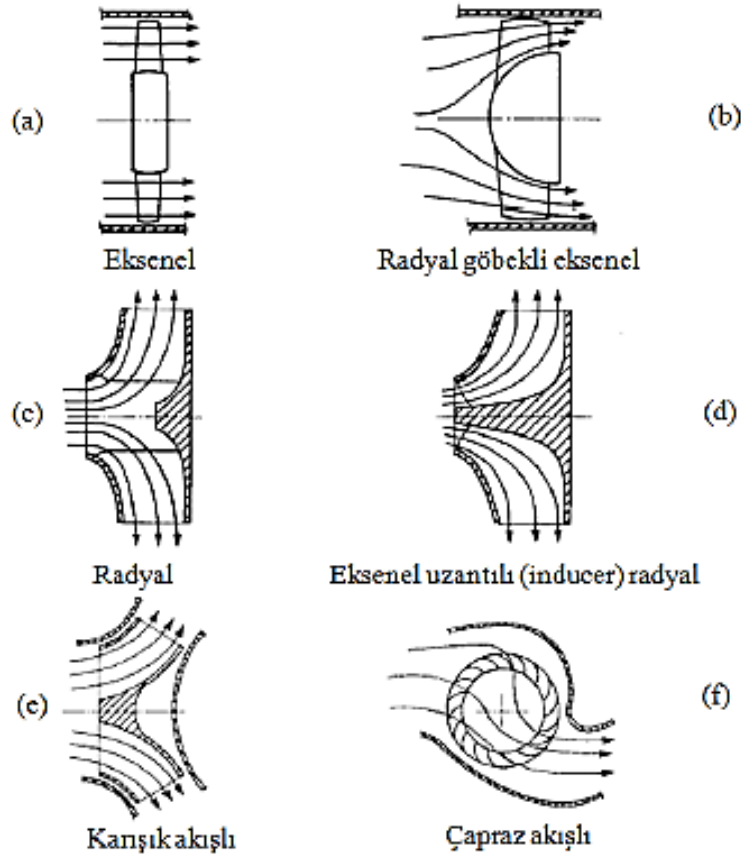
- 1) Yönlendirici Kanatçıklı Eksenel Fanlar
- 2) İki veya Daha Çok Kademeli Eksenel Fanlar
- 3) Kovanlı Eksenel Fanlar
- 4) Pervaneli Eksenel Fanlar

Radyal Fan: Akışkanın fan çarkı dönüş ekseninde emilerek çarka girerken aldığı enerji sonrası çarkın dönüş yönü doğrultusunda çıktığı akış geometrisine sahip olduğu fan çeşididir. Şekil 2.2.c' de bu fan tipinin dönme ekseninden kesit görüntüsü görülmektedir.

Aynı fan çarkında aksenal uzantılar olduğu zaman bu fan tibi aksenal uzantılı radyal fan ismiyle anılmaktadır (Şekil 2.2.d).

Karışık Akışlı Fan: Bu fan tipi radyal fanlardaki gibi havayı çarkı içine alırken, çıkışında hem aksenal hem radyal olarak enerji vermiş olarak çarkından çıkış olmaktadır. Bu yapının da dönme ekseninden kesit görüntüsünü Şekil 2.2.e’de görülmektedir.

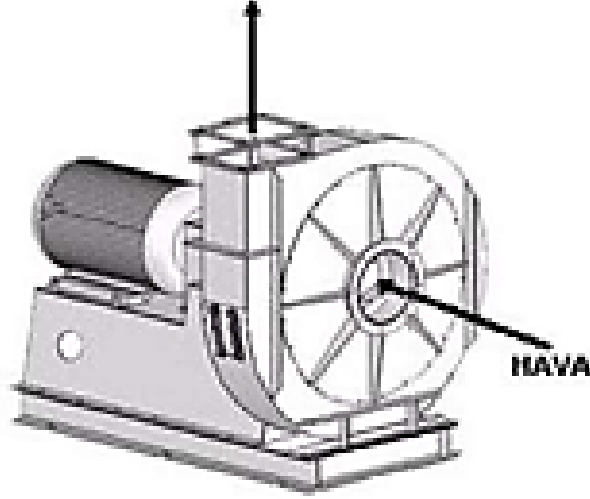
Çapraz Akışlı Fan: Bu fan tipinde akışkan çarkın içine girerken kanatçıklardan enerji aldıktan sonra çıkarken bir daha enerji alarak çarkı terk etmektedir. Bu fan tipinin yan görünüşünü Şekil 2.2.f de görülmektedir.



Şekil 2.2. Fan Çeşitleri

2.1.3. Radyal Fan Çeşitleri

Radyal fanlar, dönüş ekseninde emdiği havayı radyal olarak enerji kazandırmış olarak çıkartan fan çeşididir. Şekil 2.3'te bu hava akış geometrisi örneği sunulmaktadır.



Şekil 2.3. Radyal Fanın Hava Akış Geometrisi

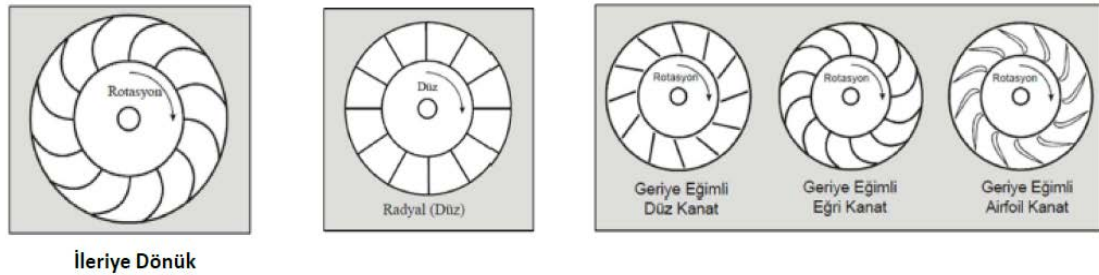
Radyal fanlar kendi içlerinde de çark geometrisine göre çeşitlere ayrılmaktadır. Bunlar:

- 1) İleriye Dönük Kanatçıklı (Sirocco) Radyal Fanlar
- 2) Düz Kanatçıklı (Tam) Radyal Fanlar
- 3) Geriye Dönük Kanatçıklı Radyal Fanlar

İleriye Dönük Kanatçıklı (Sirocco) Radyal Fanlar: İleriye dönük kanatçıklı fanlarda kanatçık uç kısımları ileriye dönük şekilde eğimlidir. 400 Pa altındaki basınçlarda yüksek hava debisi verebilir. Yüksek basınçlarda kullanıma uygun değildir. Konstrüksiyonları hafif ve imalat maliyetleri düşüktür. Verimleri %60 ila 70 arasında değişmektedir. Özdeş tam radyal ve geriye dönük radyal fanlarla kıyaslandığında daha yüksek debi sağlayabilmektedir. Şekil 2.4'te bu radyal fan tipinin çark kesiti görülmektedir. Bu tez çalışmasında kıyaslama yapılabilmesi için yapılan doğrulama aşamasında AMCA 210 standardına göre oluşturulmuş deney düzeneğinde kullanılan kombi atık gaz emiş radyal fanı da bu gruba dâhildir.

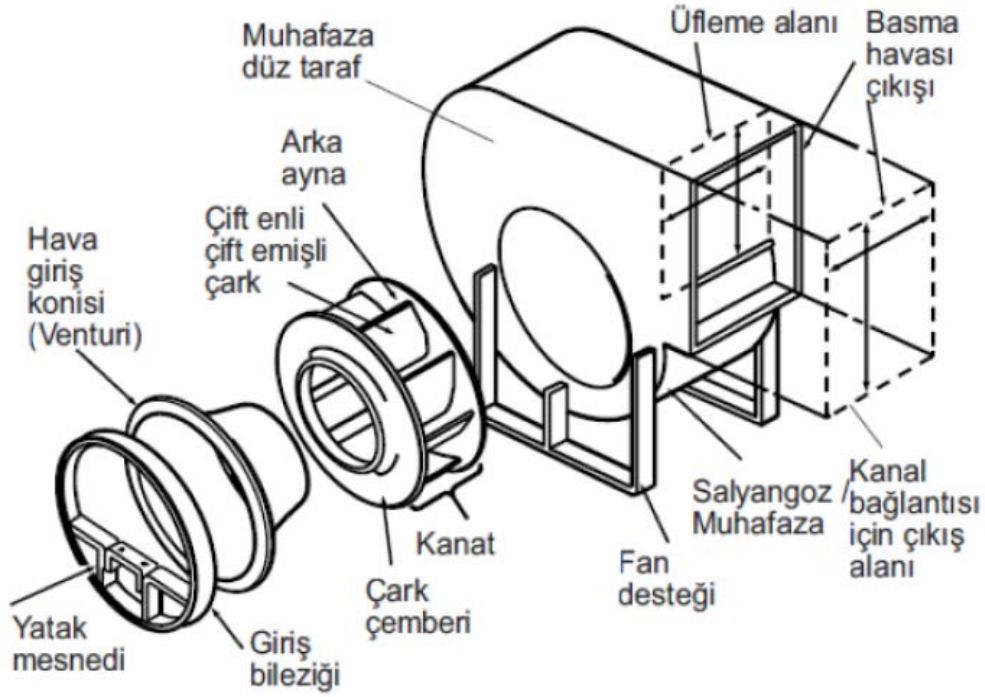
Düz Kanatçıklı (Tam) Radyal Fanlar: Düz kanatçıklı radyal fanların kanatçıkları, kanatçık başlangıcı ve bitişindeki çemberlerden geçene teğetlere dik olarak konumlanmıştır. Özdeş diğer tiplerdeki radyal fanlara göre yüksek hava basıncı verebilen bu fanların aynı sebepten enerji tüketimi yüksektir dolayısıyla verimi düşüktür. Güç karakteristikleri sirocco fanlarla benzeşmektedir. Kanat profillerinin düz olması sayesinde tanecik içeren gaz akışkanların bir yerden bir başka konuma taşınmasında kanatçıklarda yapışma miktarının diğer fan tiplerine göre en az olması sebebiyle yaygın olarak tercih edilmektedir. Şekil 2.4'te fan tipinin çark kesiti sunulmaktadır.

Geriye Dönük Kanatçıklı Radyal Fanlar: Geriye dönük kanatçıklı fanlarda kanatçık uç kısımları geriye dönük şekilde eğilmiştir. Yük sınırlayıcı fan olarak da piyasada anılmaktadır. Diğer iki radyal fan tipindeki özdeşlerine kıyasla debi ve basınç konusunda ortalama performans göstermektedir. Çalışırken aynı debiyi sağladığı özdeş bir ileriye dönük kanatçıklı fandan daha çok gürültü yapmaktadır. Verimleri %50 ila 60 arasında değişmektedir. Yüksek debi ve statik basınçlarda çalışmaya uygundur. Kararlı debi sağlanması gereken sistemlerde yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Üç farklı profilde kanatçık tipi mevcuttur. Bunlar: düz, eğimli ve airfoil kanatçıktır. Şekil 2.4'te bu radyal fan tipinin çark kesiti görülmektedir.



Şekil 2.4. Radyal Fan Çarkı Çeşitleri

Bu tezin konusu olan radyal fanların dışında hava akışına yardımcı olması için bazı yapılar bulunmaktadır. Bu yapılardan salyangoz her zaman yapıda bulunurken, diğer elemanlar ihtiyaca göre kullanılmaktadır. İhtiyaca istinaden kullanılan elemanlar Şekil 2.5'te sunulmaktadır.



Şekil 2.5. Radyal Fan Elemanları

2.1.4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

HAD, (CFD[Computational Fluid Dynamics]), mühendislik hesaplarında karmaşık geometriler ve/veya birden çok anabilim dalına ait konunun dâhil olduğu problemlerin çözümünde kullanılan nümerik bir yöntemdir. Bu yöntemin kullanılabilmesi için başka bilgisayar destekli mühendislik hesaplamalarında da kullanılan ayrıklaştırma yöntemlerinden faydalanılmaktadır. Ticari HAD paket programlarının çoğu akış analizlerinin çözümlenmesi için daha uygun olan sonlu hacimler yöntemini kullanarak ayrıklaştırmak proseslerini yürütmektedir

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde akışkan hareketini tanımlayarak yürütücü denklemler programın temelini oluşturan denklemler, süreklilik denklemi (Denklem 2.8) ve Newton'un ikinci yasasından türeyen Navier-Stokes denklemleridir (Denklem 2.9).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j \cdot u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) + S_{u_i} \quad (2.9)$$

Denklem 2.8'de, ρ akışkan yoğunluğunu, t zamanı, u hız vektörünü ve x konum vektörünü simgelemektedir. “i” alt indisi hızın kartezyen koordinat sistemindeki hız bileşenini ifade etmektedir. Denklem 2.9'da, p basıncı ve μ dinamik viskoziteyi simgelemektedir. Navier-Stokes denklemine kütle kuvvetleri (yer çekimi kuvveti vs.), S ile gösterilen bir terim eklenmiştir.

Bu Navier-Stokes denklemine k , ω veya ε gibi ilave terimler ile taşınım denklemleri elde edilir. Ancak bu denklemler içerisinde bir hata barındırır fakat iterasyonlar ile bu hata küçülür ve sonuç daha gerçeğe yakın olur. İterasyon sayısı ve bilgisayar hesap kapasitesi arttıkça sonuç daha gerçekçi olmaktadır.

HAD (CFD) için birden çok paket program bulunmaktadır. Bu tür mühendislik hesaplarında yaygın olarak kullanılan ve güvenilirliği yüksek olan ANSYS paket programının Fluent alt programı bu tez çalışmasında kullanılmaktadır.

2.2. Kaynak Araştırması

İncelenen konu hakkında literatürün durumu az sayıda çalışma olması sebebiyle sadece radyal fanlar özelinde yapılmamış, tüm fanlar üzerinde yapılan benzer çalışmalar incelenmiştir.

Mutlu (2018), yaptığı çalışmada beş adet ileri dönük kanatlı radyal fan tasarımı yapmış. Bu tasarımların temellerini Euler türbomakina teoremleri, Peng'in radyal fanların tasarımı için önerileri, klasik yöntemler ve alınan sonuçlara göre yapılan geliştirmelere oturtmuştur. Fan tasarımında Cordier Diyagramı'nı dikkate almanın kolaylaştırıcı olduğunu vurgulamıştır. Yöntem olarak ise ilk fan deneysel ve HAD kıyaslaması yapılarak doğrulanmış ve diğer yöntemlerle kıyaslanarak en uygun yöntemin CFX çözücüsünde $k-\omega$ SST türbülans modeli olduğu belirlenmiştir. Ardından, diğer dört fan tasarımı aynı yöntem ile HAD yardımıyla kıyaslamıştır. İleriye dönük kanatlı fanların

tasarım doğrudan mevcut yöntemlerin kullanılmaması öncelikle parametrik çalışarak parametrelerin optimuma ulaştırılması sonrası tasarım yapılması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır.

Akyüz (2019), hibrit sokak süpürme aracının emiş fan sistemi üzerine yaptığı çalışmada aracın en önemli sisteminin radyal fan sistemi olduğu bu sistemin alt sistemleri olan salyangoz ve fan çarkından, fan çarkı üzerine yoğunlaşmıştır. Fanların uçlarının konumlarına göre sınıflandırırken airfoil tipini de belirtmiştir, ancak bu çeşidin geriye dönük kanatlı uçak kanadı profilinden başka bir tip olmadığı görüldüğünden bu tez çalışmasında yapılan sınıflandırmada dikkate alınmamıştır. Fanların istenileni yerine getirirken az enerji harcadığını vurgulanmış ve daha iyi sonuç için yatırım ile işletme toplam maliyeti göz önüne alınarak optimum seçimi yapılmıştır. Bu seçimin yapıldığı seçenekler giriş ile çıkış açısının 10° ile 32° arasında değiştiği ve kanatçık sayısının 5, 8 ya da 11 olarak değiştirilerek dokuz seçenek oluşturulmuştur. Seçenekler arasından istenen değeri geçen tek optimum seçenek olduğu ve kanatçık sayısının artmasının debiyi arttırıcı ama statik basıncı düşürücü etkisinin olduğu görülmüştür.

Atlı (2006), yarı açık, yani üstünde kapatma düzlemi olmayan sadece kanatçıklarının altında deliksiz düzlemi mevcut bulunan, çarklı radyal fanlarda kanatçık aralıklarının etkisini araştırmıştır. Bu araştırmayı ileriye dönük uçlu, geriye dönük uçlu ve tam radyal fanlar ile yapmıştır. Kanatçıkların aralıklarını 5 ile 30 mm arasında değiştirerek 20 farklı tasarımı kıyaslayarak yapılmıştır. Bu farklı tasarımların tümünün deney ve analiz kaynaklı sonuçlarını elde etmiş, ardından kıyaslanmıştır. Kıyaslamalar sonucunda çok küçük farklar olduğunu vurgulanmıştır. Eşdeğer koşullarda kıyaslama yapılırken analiz sonuçları ile kıyaslama yapmanın güvenilirliği doğrulanmıştır. Sonuçta, kanatçık aralığının 5 mm den 30 mm ye artmasının tüm tasarımlarda kayıpları arttırdığını ve %37'ye varan performans kaybıyla en çok geriye dönük uçlu fanlarda görüldüğü tespit edilmiştir.

Akaydın (2006), elektrik süpürgesinde kullanılması amacıyla bir radyal fan çarkı tasarlamıştır. Bu tasarımı yaparken ortalama hat tasarımı ile temel tasarım oluşturulmuş, yani akışı ideal kabul edip tek boyuta indirgeyen tasarım ortaya çıkarıldıktan sonra Euler

değişkenleri ile dış hatlar belirlenerek temel tasarım yapılmıştır. Ardından, ikinci aşamada eşlenik gradyan algoritmasına dayanan türev tabanlı bir yöntem ile iyileştirilme yapılmıştır. Bu aşamada diğer araştırmalardan farklı olarak üç boyutlu Navier-Stokes Denklemlerinin Fortran programında çözümü sayesinde yapılan bir optimizasyon sonucu olarak, çark çıkışındaki hız dağılımı ideal hız profiline olabildiğince yakın bir yüksek tepkili çark tasarımı oluşturulmuştur. Optimizasyonun iyileştirilmek istenmesi durumu için bazı noktalar tavsiye edilmiştir.

Çalışkan (2014), endüstriyel ve ticari amaçlı kullanılan aksenal akışlı bir fan tasarlamak için literatürü geniş bir şekilde araştırmıştır. Ardından, araştırma sonuçlarını da dikkate alarak aksenal fan kovan tipi ve rüzgar tüneline kullanıma uygun olarak tasarlanmıştır. Bu amaç için gerekli istekler ve bilgilere göre tek boyutlu sonuçlar, ortalama hat tasarım mantığıyla ve hız üçgenleri yardımıyla oluşturulmuş, bulunan sonuçların uygunluğu literatürde teyit edildikten sonra bir sonraki aşamaya geçilmiştir. Bu aşamada, iki boyutlu tasarım tek boyuttaki sonuçların irdelenmesi sonucu oluşturulmuştur. İki boyuttaki sonuçlar 3 farklı konumunda hızlı analizler ile incelenmiş bir fikir sahibi olunduktan sonra yeterli bulunanlar ile üç boyutlu bir simülasyonu yapılmış ve türbomakina yazılımı ile 3 boyutlu HAD analizi yapılarak nihai tasarım yapılmıştır. Analiz içinde yer alan ağ örgüleri ve konturlar detaylı olarak hem çalışma içinde hem ek olarak paylaşılmıştır. Çalışmanın benzeri fan tasarımları için kullanılabileceği ve daha iyi sonuçları deneysel geliştirilebileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Karaokur (2019), iplik işletmelerinde elyafların taşınması için kullanılan salyangoz gövdeli radyal fanın farklı koşullardaki performansının bilinmemesi üzerine belirlenmesi amacıyla araştırma yapmıştır. Literatürü açıklayarak fanın tipi belirlenmiş ve verilerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Belirlenme süreci “ANSI/AMCA-210” standardına göre oluşturduğu test düzeneğinde, fanın farklı çalışma basınçlarında hava debisi, fan verimi ve güç tüketimi değerlerini çıkartarak, deneysel fan performans eğrileri elde edilerek gerçekleştirilmiştir. Elde edilen tüm veriler ANSYS 2019 R2 Fluent yazılımı ile nümerik olarak doğrulanmıştır. Ayrıca, belirlenen kritik akış bölgelerindeki akış dağılımları yine aynı yazılım ile incelenmiştir. Tüm bu nümerik analizler yapılırken sınır değerler ve yöntem detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Bu incelemeler sonucunda, araştırmada

incelenen tam radyal fanın ideal basınç aralığının 1500-1800 m³/h saat debide 3500-4100 Pa olduğu belirlenmiş ve deneysel ile nümerik çalışmalar arasında azami %3 oranında bir fark olduğu tespit edilerek, bundan sonra yapılacak çalışmalarda geliştirilecek tasarımlarda nümerik çalışmalar ile irdelemenin yeterli olacağı görülmüştür.

Hançerli (2019), radyal fanlarda boyutsal bir sınır koyarak kullanım amacı belirtmeksizin bir araştırma yapmıştır. Bu çalışmasında ileriye dönük uçlu kanat profili incelenmiştir. Burada çalışmasıyla alakalı literatürün durumu çizelge ile yazarlarını, çalışma yöntemini, fan tipini, çalışılan konuyu ve bulguları belirtilerek özetlenmiştir. Tasarım aşamasında endüstriye bir radyal fanda kanat giriş açısı, kanat çıkış açısı, kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat yüksekliği ve dış çapın fan debisi, basınç, moment ve fan verimi üzerindeki etkisi varyans analizi ile Yanıt Yüzey Metodunu kullanan Design Expert ticari yazılımı ile değerlendirilmiştir. Analiz aşamasında ANSYS CFX çözücüsünde k-ε türbülans modelinin en uygun sonuç verdiği görülerek analiz çalışmaları yapılmıştır. Parçanın simetrik olmasından faydalanarak analizler simetri ekseninin sadece bir tarafında gerçekleştirilmiş ve ardından tamamına yapılan analizler ile kıyaslanarak yeterliliği tespit edilmiştir. Sayısal modelleme ve analiz aşaması tamamlandıktan sonra doğrulama sağlanması için üç boyutlu yazıcı ile üretilen modele 1500 dev/dk hızda deney yapılmıştır. Tespit edilen basınç ve debi değerleri sayısal analiz sonuçları ile kıyaslanmış, azami farkın %4 mertebesinde olduğu görülmüştür. Sonuçta, bağımsız parametrelerin verim ve moment üzerindeki etkileri kıyaslanmış ikili kombinasyon olarak etkinin fazla olmasının yanında tekli etki olarak da çıkış açısının en etkisinin en fazla olduğu tespit edilmiş, tüm parametreleri göz önünde bulundurarak optimizasyon yapmak önerilmiştir.

Aktaş vd. (2002), tarımsal ilaçlamada kullanılan radyal fanlı pnömatik bir sırt pülverizatörü için normalde verimsiz olarak üreticileri tarafından üretilen düşük basınçlı radyal fanın yerine, bir radyal kompresörün dizaynı, simülasyonu, prototipinin üretimi ve performans testleri yapılmıştır. Araştırmada yüksek debili, düşük basınçlı pülverizatörlerde aksenel fan, düşük debili ve yüksek basınçlı pülverizatörlerde radyal fanın kullanıldığı ama açıklıkların ve çarpıklıkların verimsiz çalışmaya sebep olduğu tespit edilmiştir. Bunun çözümü olarak Aktaş (2001), radyal fan yerine serbest girdap yöntemiyle turbo pascal yardımıyla tasarladığı radyal kompresör mekanizmaya dahil

edilerek prototip imalatıyla doğrulama yapılmıştır. Bu çalışmadan da faydalanarak tasarlanan kompresör ile prototip verilerinin birbiriyle örtüştüğü görülmüştür. Bu çalışmaları geliştirerek yapılan bir başka araştırmada Aktaş ve Balcı (2004) radyal kompresörün bu uygulamada radyal fana göre % 10,7 daha verimli olduğu ve radyal kompresörün kullanıma uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Yenigül (2010), endüstriyel amaçlı kullanılan radyal fanlarda gürültü problemini de çalışma konusu içine dahil ederek çok yönlü bir optimizasyon çalışması yapmıştır. Gürültü ölçümleri ve sayısal analizler ile aerodinamik ve aeroakustik olarak aynı anda yapılan çalışma sayısının azlığından dolayı bu alana yönelmiştir. Bu araştırmada ev tipi fırınların içlerindeki radyal fanlar üzerinde çalışmıştır. Çalışmada, toplam 54 adet aralarında çok küçük geometrik farklar bulunan fan tasarımı, Yanıt Yüzey Metodunu kullanarak oluşturulmuş Tasarım Tecrübelerine dayanarak tasarlanmıştır. HAD analizi ile istenen sonuçları sağlayan iki adet tasarım belirlenerek iki adet prototip üretilmiştir. Bu prototiplerden en iyisinde şartlar sağlanırken standart gürültünün 3,3 dBA altına ulaşılabilmektedir.

Gülçimen (2008), hazır aldığı radyal fanın hız ayarını program ile kontrol ederek tasarladığı havalı güneş kollektörünün reyhan ve nane kurutma performansını ölçmüştür.

Doğan (2007), endüstriyel amaçlı radyal fanlarda gürültü problemi üzerine çalışma yapmıştır. Bu çalışmasında ANSYS Fluent ve Sysnoise modüllerini kullanmış ancak rijit sınırlarda mantıklı sonuçlar göremediğinden dolayı Matlab'dan yazdığı kodu Sysnoise içine gömerek çalışmasında ilerlemiştir. Bu çalışmada büyük Eddy Viskozitesi (LES) Reynolds temelli Navier-Stokes Denklemleri'ne (RANS) göre daha uzun sürede hesaplanmasına rağmen daha iyi sonuç vermesi sebebiyle tercih edilmiştir. Hesaplamalı Aeroakustik (HAA) ile 130 mm çapındaki 25 kanatçıklı ve 37 kanatçıklı iki yakın geometrik koşullara ama farklı salyangoz çıkışına sahip ileriye dönük uçlu radyal fan çarkı sayısal ve deneysel olarak analiz edilmiş ve kıyaslanmıştır. Az sayıda kanatçıklı olan 70 dBA deneysel gürültü seviyesinde çıkarken, diğeri 76 dBA çıkmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar birbiriyle belirli tolerans içinde tutarlı sonuçlar vermiştir. Sayısal yöntemlerin

kullanılabileceği ve gelişen teknolojiyle yakın gelecekte düşük ses seviyesi amacıyla kullanımının git gide artacağı öngörülmüştür.

Gönenlioğlu (2014), ev tipi buzdolaplarında soğutulmuş havanın dolaşımını sağlayan radyal fanlarda hava çıkış bölgesindeki akış karakteristiğinin iyileştirilmesi amacıyla deneysel olarak Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PGHÖ) yöntemiyle belirlemiş, HAD yöntemiyle de doğrulamıştır. Piyasadaki no-frost buzdolabı fanının çıkış ağzı boyunca eşit hız değerlerinde ve doğrusal bir yönde akış karakteristiği sağlanabilmiştir. Bunun sağlanması için ölçüm sonuçları ile elde edilen çıkış ağzı geometrisi k- ϵ türbülans modeli yardımıyla geliştirilip 3 farklı çıkış geometri içinden uygun olanı seçilip, tekrar ölçüme tabi tutulup doğrulanmıştır.

Güney (2016), çamaşır kurutma makinalarında kullanılan radyal fanlar üzerine araştırma yapmıştır. Bu çalışmada radyal fanların ileriye dönük uçlu olduğu görülmüş, çarkın salyangoz içindeki konumu ve çıkış hattının açısı üzerine incelemeler yapılmıştır. Mevcut geometri AMCA 210 standardına göre oluşturulan rüzgar tüneline Parçacık Görüntülemeli Hız Ölçümü (PGHÖ) yöntemiyle belirlenmiş, fanın modeli bilgisayar ortamında oluşturularak ANSYS SST k- ω türbülans modeli ile HAD yardımıyla çeşitli parametrelerin etkisi incelenmiştir. Etkisi incelenen bu parametreler: dil konum açısı, dil yarıçapı, dil sonrasındaki difüzör açısı ve emiş ağzı çapıdır. Bu çalışmada PGHÖ ve HAD sonuçlarının birbirini desteklemesi sonucunda nümerik analizin yeterliliği doğrulanmıştır. Emiş ağzı çapının büyütülmesi ve dil konum açısının azalması fan debisi katsayısını arttırırken diğer parametrelerin negatif etkilediği görülmüştür.

Benzeri çalışmanın Aureliano ve Guedes (2019) tarafından yapıldığı da görülmüş, ANSYS SST k- ω türbülans modelinin kullanımının radyal fanlardaki çalışmalarda yaygın olduğu tespit edilmiştir.

Mohammed (2018), borulu türbülanslı akışta mekanik titreşimin ısı transferine katkısını incelerken kullanmış olduğu türbülatorlerin üzerinden geçen havanın Reynolds sayısını 10.000 ila 50.000 arasında değiştirmek için hızını yazılım ile ayarlayabildiği hazır radyal fan kullanmıştır.

Kılıç (2018), üç farklı havalı güneş kolektörünü denemek için hazır radyal fanı üç farklı debiye ayarlayarak taze fasulye kurutma performansını ölçmüştür.

Emen (2020), üç farklı dolgu malzemesi kullandığı güneş kolektörünü denemek için hazır radyal fanı beş farklı debiye ayarlayarak sıcaklık değerleri üzerinden kurutma performansını ölçmüştür.

Bayraktar (2013), LED içeren otomobil farlarının doğal taşınım ve zorlanmış taşınım ile soğutulması durumunun kıyaslanmasında zorlanmış taşınım durumu için 10 m/s hava hızı üreten iki adet radyal fanı ANSYS CFX ile yaptığı sayısal analize dahil etmiştir. Bu çalışmada fanlarla alakalı ürettiği debi haricinde hiçbir veri vermemiş ancak doğal taşınımına göre 21 °C ye varan soğutma sağlandığı sonucuna ulaşılmıştır, ulaşılan sonuçlar literatürdeki diğer bir araştırmanın sonuçlarıyla karşılaştırılarak doğru olduğu görülmüştür.

Cellek ve Engin (2016), literatürde yaptıkları araştırmalar sonucu santrifüj (radyal) su pompaları üzerinde HAD analizleri ile yapılan fan çarkı ve salyangoz iyileştirmelerinin çamur pompaları için yapılmadığını tespit etmiş ve bu konuda çalışma yürütmüşlerdir. Kapalı tip çark kullanılan 125 m³/sa nominal debiye sahip bir çamur pompası üzerinde yapılan deneysel ve ANSYS Fluent ile yapılan sayısal çalışmalarda benzer sonuçlar alınmasıyla doğrulanmış. Çamur pompası, geriye eğimli daha uzun kanatçıklı çark ve değiştirilmiş salyangoz kullanılması ile yapılan tasarım iyileştirmelerinin ardından yine aynı sayısal analizlere tabi tutulmuş ve % 9 oranında verimde artış görülmüştür.

Ata ve Acır (2020), akışkan hava olan güneş kolektöründeki ısı transferinin iyileştirilmesini etkileyen parametreleri taguchi metodu ile optimize ederken 0,4 ila 0,64 m/s hızları arasında dört farklı hızda ayarlayarak davlumbaz üzerinde hazır radyal fanlar kullanmışlardır.

İlkan (2014), kanat diziliminin performansa etkisini aksenal fanlar özelinde incelemiştir. Bu çalışmada da HAD kullanılarak araştırma derinleştirilmiştir. Kaydırma ve ötelemenin

eksenel fanlar üzerindeki etkisinin incelenmesi için açısal farklılıklardan yararlanarak karşılaştırma yapma yöntemi bu çalışmada da kullanılmıştır.

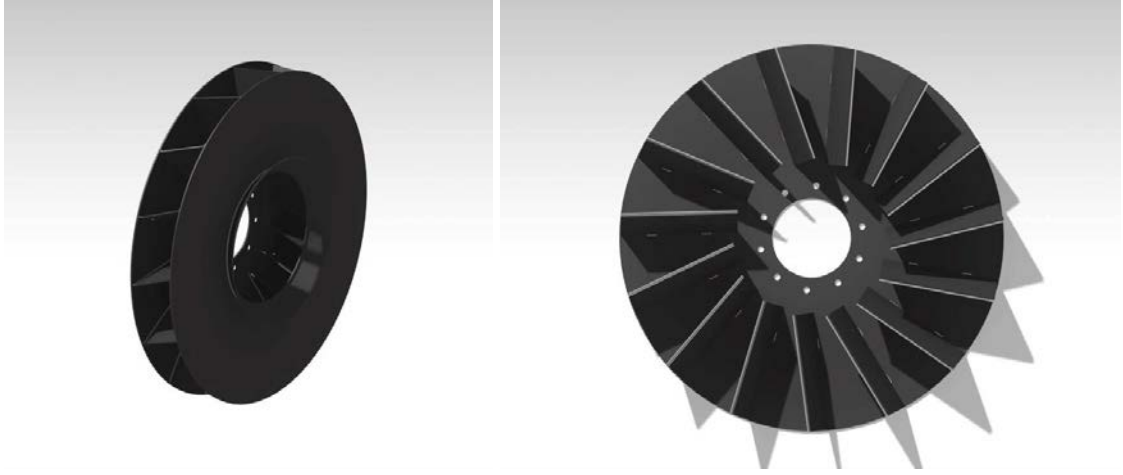
Radgen (2005) sadece Avrupa'da motorlu sistemlerin uygun bir şekilde kullanılmasıyla 200 milyar kWh tasarruf sağlanabileceğini tespit etmiştir. Bu tasarrufun 80 TWh si basınçlı hava sistemlerinden edilebilir. Basınçlı hava sistemlerindeki ekonomik enerji tasarrufu potansiyeli, dünya çapındaki endüstriyel elektrik tüketiminin yaklaşık %2,3'üne eşdeğer yaklaşık üçte bir oranındadır. Aynı miktarda emisyon azaltımı elde etmek için, ortalama büyüklükteki 380 basınçlı hava tesisini optimize etmek yerine, kömürle çalışan bir elektrik santralini karbon yakalama ile yenilemek mümkün olacaktır. Uygulanabilecek politikalar neticesinde CO₂ emisyonunun yıllık 19000 kT azaltılabileceği ve yıllık 2,6 milyar Avro değerinde enerji tasarrufu sağlanabilme potansiyeli mevcut olduğu görülmüştür.

Darvish ve Frank (2012), HAD içerisindeki iki farklı yöntem olan MRF: Moving/Multiple Reference Frame (Dinamik Analiz) ve RBM: Rigid Body Motion (Statik Analiz) arasındaki uygulanabilirliği incelemiştir. Sonuçta, 300 m³/saat debiye kadar RBM yöntemiyle daha yüksek doğruluğa sahip çözümler elde edilebildiğini tespit etmişlerdir. Fakat uzun zaman aldığı için tercih edilmemesine neden olabilmektedir. Yine de bu yöntem kararsız olan bölgeyi bulmak için kaçınılmaz olabilmektedir.

Radyal fanlar üzerine yapılan çalışmalar incelenmekle birlikte radyal fanların kullanıldığı çalışmalar da literatür araştırmasında incelenmiştir. Yapılan incelemeler sonucunda, HAD analizleri ve deneysel çalışmalar tek başlarına yapıldığı gibi, her ikisinin birlikte yapıldığı çalışmalar mevcuttur. Bu çalışmalarda, mevcut bir fan ya da prototip bir fanın deneysel sonuçlarıyla sayısal sonuçlar doğrulanmakta HAD analizleriyle birkaç yeni tasarım ortaya çıkarılıp tavsiye edilmektedir. Literatürde, deneysel incelenmiş radyal fan çarklarının çaplarının 100 mm den başlayıp 600 mm ye kadar çeşitli çaplarda olduğu gözlemlenmiştir. Ancak mevcut çalışmalarda, kanatçık açısının yanal olarak yaptığı açı ve bu açının fan karakteristiğine etkisi ne deneysel ne de HAD analizleri incelenmemiştir. Literatürdeki bu eksikliği gidermeye katkı sağlamak amacı ile tez çalışmasında yanal kanatçık açısının, fan karakteristiğine etkilerinin incelenmesi hedeflenmektedir.

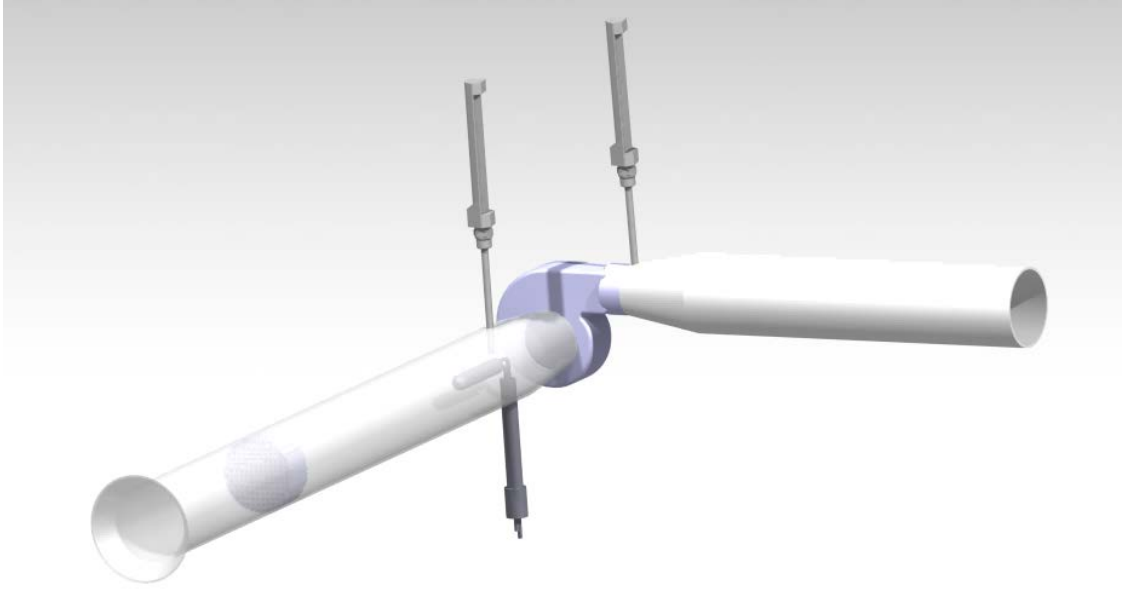
3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu bölümde daha önceki bölümlerde açıklanan tez konusu hakkında çalışmanın nasıl yapılacağı açıklanacaktır. Çeşitli uygulamalarda görülen yanal açılı kanatçıklara sahip tam radyal ve tam kapalı fan çarklarının kanatçık açılarının fan karakteristiğine etkisi incelenecektir. Şekil 3.1 de tam radyal ve tam kapalı yanal kanatçık açısına sahip fan çarkı görülmektedir. Bu fan çarkı pozitif açılı bir çark örneğidir.

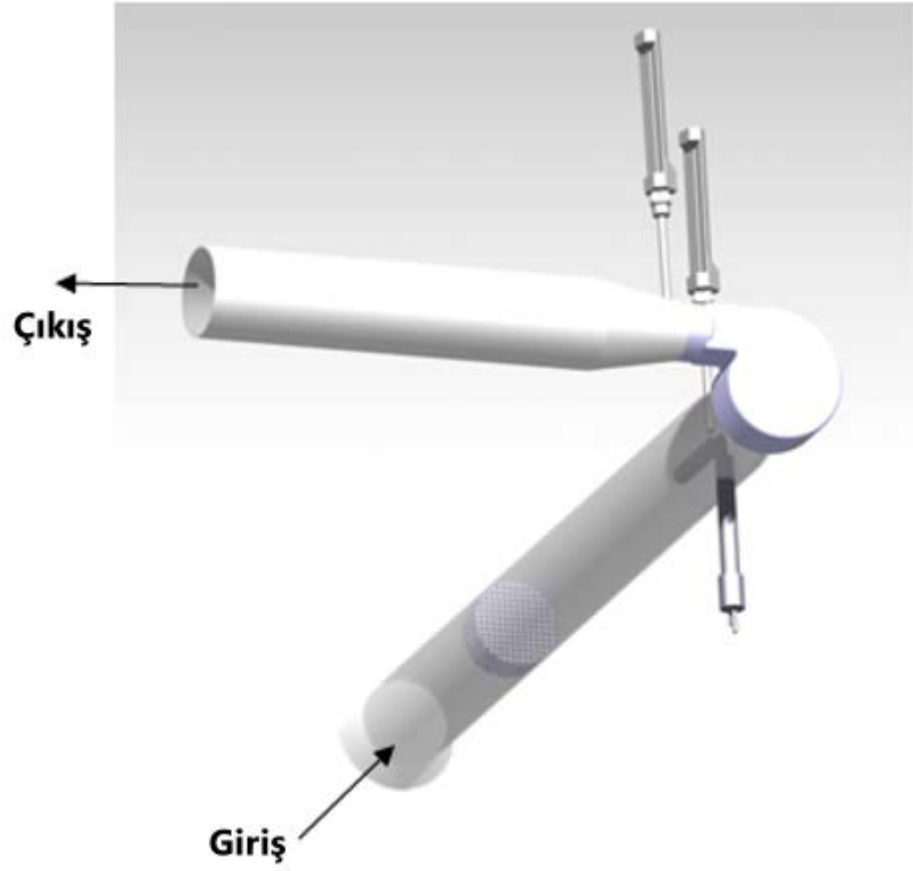


Şekil 3.1. Tam Radyal Yanal Kanatçık Açısına Sahip Fan Çarkı Örneği

Literatür araştırması sonrası yapılan değerlendirme ve fiziki imkânlar ile birlikte yanal kanatçık açısının etkisinin de gözlemlenebilmesine imkan tanımak amacı ile 110 mm çapına sahip ileriye dönük uçlu 34 adet kanatçığa sahip tam radyal fanın deneysel ve HAD analizleri ile incelenmesi hedeflenmektedir. Bilgisayar Destekli Tasarım Programı (CATIA V5R21) ile fan çarkı ve aynı çarkın salyangozu oluşturulmuştur. “ANSI/AMCA-210” Standardı ve deney düzeneğinin üretim imkanlarına uygun imal edilen deney düzeneği bu incelemelerin yapılması için kurularak ve Şekil 3.2 ve Şekil 3.3’te görülen aynı ölçülerle bire bir matematiksel modeli doğrulama analizi yapılması için oluşturulmuştur.

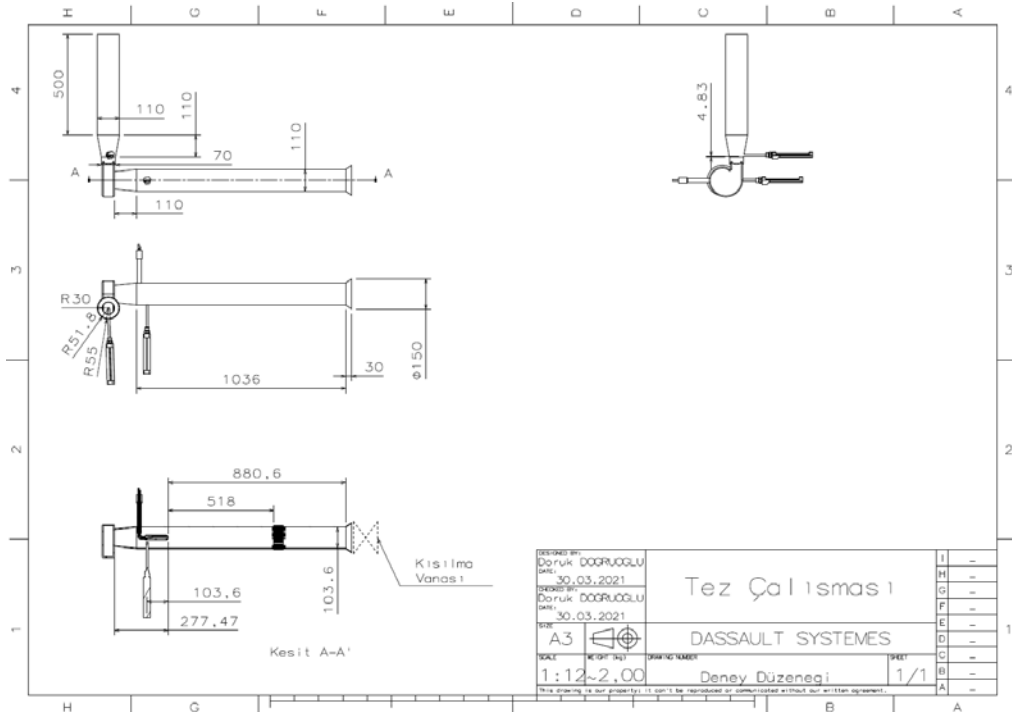


Şekil 3.2. Deney Düzeneği Görünümü



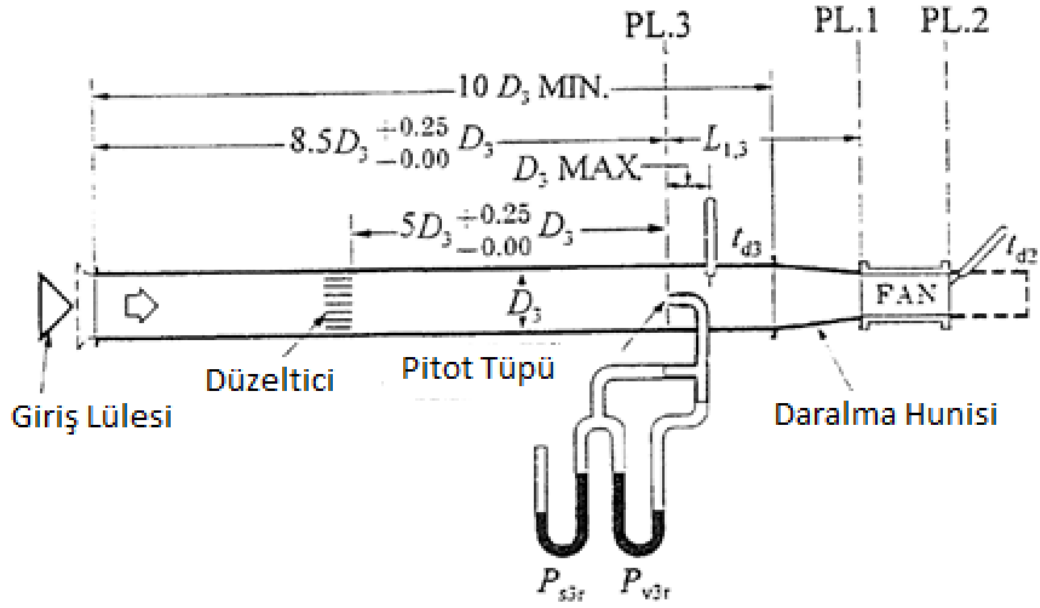
Şekil 3.3: Deney Düzeneği Alttan Görünümü

Giriş kısmından başlayan hava akışının lüleden geçmesinin ardından 1036 mm boruda emilerek ilerleyen hava, “ANSI/AMCA-210” Standardındaki konumuna yerleştirilmiş 46,62 mm uzunluğa sahip düzelticiden geçerek normalleştirilir ve akışkanın düzeneğe girdiği noktadan 880,6 mm uzaklıktaki pitot tüpünde basınç ve hız değerleri ölçülür (Şekil 3.3). Pitot tüpüne 103,6 mm mesafedeki 1.termometre ile sıcaklığı ölçülür ve 103,6 mm çapından 80 mm çapa daralan 110 mm uzunluğundaki daralma lülesinden geçerek emiş fanına girerek emme bölümünü tamamlar. Üfleme bölümüne geçerken salyangoz içindeki radyal çark ile çevrilerek akışkana enerji iletimi gerçekleştirilir. Salyangoz çıkışında, 70 mm çapından yine aynı boru çapına çıkan genişleme lülesinin girişinde, 2.termometre yardımıyla sıcaklığı tekrardan ölçülerek 500 mm egzoz borusuna geçen akışkan deney düzeneğinden üfleme havası olarak çıkar. Düzeneğin detaylı ölçüleri ve yerleşimi Şekil 3.4’te görülmektedir. Bu şekilde görülen kesik çizgiyle gösterilen kısılma vanası standartta ihtiyaç duyulması halinde kullanılacağı belirtildiğinden dolayı kullanılmamıştır. Bu düzeneğin kurulması ve temel fan çarkı olan tam radyal çarkın matematiksel modelinin oluşturulması neticesinde yapılan ölçüm ile analiz sonuçlarının kıyaslanması doğrulamanın birinci adımını oluşturmaktadır.



Şekil 3.4. Deney Düzeneği Teknik Resmi

Yukarıdaki paragraflarda görselleri ile kurulumu açıklanan deney düzeneği, Şekil 3.5 te görülen “ANSI/AMCA-210: Fanların Derecelendirilmesi Testleri için Laboratuvar Yöntemleri” standardında bu geometriyi ölçmemize imkan sağlayan tek düzenek olan Giriş Borulu Deney Düzeneği (Standartta Şekil 16 ile gösterilen düzenek) örnek alınarak imal edilmiştir ve özdeş ölçülerle modellenmiştir. Düzenek içerisindeki D_3 çapı imal edilen deney düzeneğinde 103,6 mm’dir ve yukarıda bahsedilen ölçüler, bu çap değerinin aşağıda görülen oranlar ile çarpımıyla hesaplanmıştır.



Şekil 3.5. AMCA 210 Giriş Borulu Deney Düzeneği

İlk doğrulamadaki akışkan değerlerinin yeterliliğinin değerlendirilebilmesi adına deney düzeneği ile doğrulama analizinde bulunan düzeltici iptal edilir. Bu hal ikinci doğrulamayı oluşturur, deneydeki ölçümler ve analiz bu haliyle bir daha yapılır. Bu düzeltici Şekil 3.6 da görülmektedir. Çünkü standart içerisinde istenen hassasiyette düzeltici imalatının zorluğu deney düzeneği imal aşamasında görülmüştür. Söz konusu düzeltici bir kat mukavva sonrasında iki kat sert ısı yalıtım malzemesi ve son olarak bir kat daha mukavvanın sıcak silikon ile yapıştırılmasıyla imal edilmiştir. Ardından standartta belirtilen sık ölçüler ile belirtilen çapta delinerek düzenek içerisine takılmıştır. Bu iki doğrulama içerisinden yüzdesel olarak gerçek ölçümlere daha çok yaklaşan doğrulama düzeneği üzerinden devam ederek, bu araştırmanın konusu olan yanal

kanatçık açılarının değiştirilmesiyle daha verimli açının bulunması konusu araştırılacaktır.



Şekil 3.6. Düzelticinin Görünümü

Şekil 3.7’de deney düzeneğinde vasıtasıyla performansı ölçülen radyal fan görülmektedir. Bu deney düzeneğinde kullanılan fan kombi baca emiş fanıdır. Ölçümlerde fan çark hızının 2500 dev/dk hızı sağladığı ve katalog verileri ile tutarlı olduğu takograf yardımıyla görülmüştür.



Şekil 3.7. Radyal Fan ve Fan Çarkının Takografle Devrinin Ölçümü

“ANSI/AMCA 210” Standardına uygun olarak deney düzeneği imal edilmiştir. Kurulan deney düzeneği Şekil 3.8 de görülmektedir. Bu deney düzeneğinin elemanları ve nasıl yapıldığı Çizelge 3.1’de görülmektedir.

Çizelge 3.1. Deney Düzeneği Elemanları

Düzenek Tabanı	Taban düzeneğe uygun ebat ve kalınlıkta suntuadan seçilmiştir.
Hava Geçiş Boruları	110 mm çapında PVC atık su borularının yukarıda belirtilmiş üfleme ve emiş boru uzunluklarına göre kesilmesiyle yapılmıştır.
Fan Giriş Çıkış Lüleleri	Radyal fan giriş ve çıkışında, standarda uygun çaplarda kesilmiş motor yağı hunileri ile oluşturulmuştur.
Düzenek Giriş Lülesi	Deney düzeneği girişinde lüle olarak kombi bacası contası kullanılmıştır.
Düzeltici	Bir kat mukavva sonrasında iki kat sert ısı yalıtım malzemesi ve son olarak bir kat daha mukavvanın sıcak silikon ile yapıştırılmasıyla imal edilmiş, ardından matkapla standarda uygun ölçülerde delinerek oluşturulmuştur.
Kelepçe	Düzeneğin tabana sabitlenmesi için 4” doğalgaz boru kelepçeleri kullanılmıştır.
Elektrik Besleme Hattı	Elektrik beslenmesini sağlayan 3x1,5 mm topraklı kablo üzerinde aç kapa anahtar sonunda topraklı priz bulunan hattır.
Fan	İçinde doğrulaması yapılan fan çarkı bulunan, kombi atık gaz emiş radyal fanıdır.



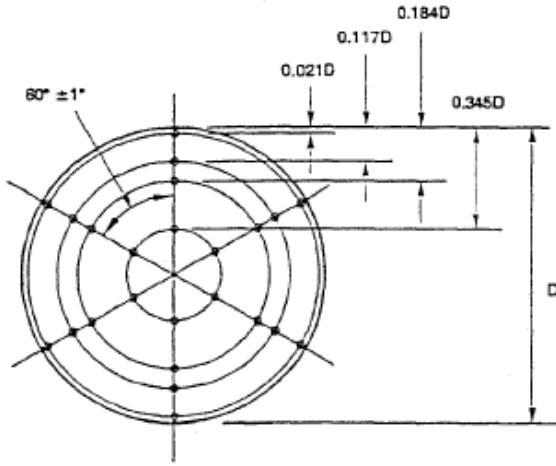
Şekil 3.8. Deney Düzeneği

Ölçüm noktaları standartta belirtilen sıklıkta ve mesafede açılmıştır ancak üfleme çıkışında doğrulama ölçümü yapmak için ilave bir ölçüm noktası düzeneğe dahil edilmiştir. Üfleme hattına ilave edilen bu ölçüm noktası, emiş ölçüm noktası ve termometrelerin dijital göstergeleriyle Şekil 3.9’da görülmektedir.



Şekil 3.9. Deney Düzeneği Üzerinde Ölçüm Noktalarının Görünümü

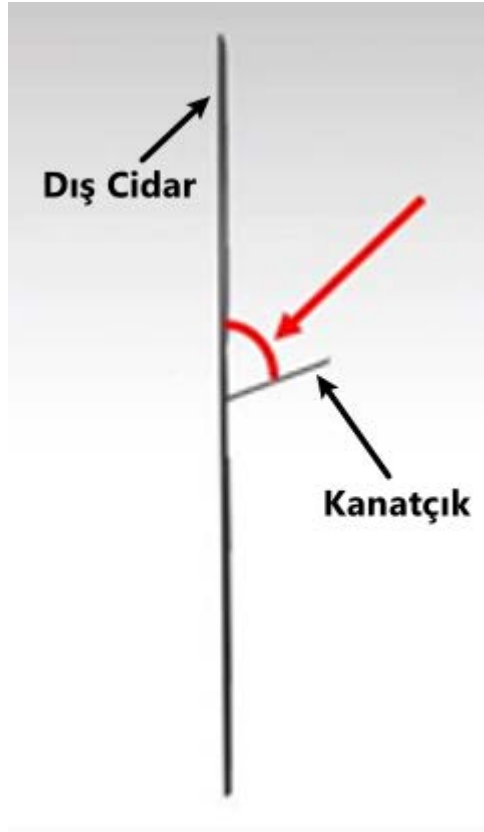
Şekil 3.10’da “ANSI/AMCA-210: Fanların Derecelendirilmesi Testleri için Laboratuvar Yöntemleri” Standardına göre 3 ayrı delikten boru içerisinde 8 farklı derinlikte ölçüm alınımı tarif eden şema ve pitot tüpüyle ölçüm alınması görülmektedir. Bu alınan 24 ölçümün ortalaması ölçüm sonucu olarak değerlendirilmiştir. Üfleme içinde aynı şemaya uygun olarak ölçümler alınmıştır.



Şekil 3.10. Standarda Göre Pitot Tüpüyle Ölçüm Şeması ve Ölçüm Alımı

Araştırmanın ikinci adımında, temel fan çarkı tasarımının eşdeğeri ama tek farklılığı araştırmamızın konusunu oluşturan yanal açı ölçüleri farklı ölçülerde olan diğer fan çarklarının da tasarımları oluşturulacaktır ve aynı deney düzeneği üzerinden aynı matematiksel modelle analiz edilecektir. Çeşitli ölçülerde oluşturulacak söz konusu yanal açı, Şekil 3.11’de tek kanatçık üzerinden gösterilmiştir. İncelenmek üzere oluşturulan her farklı yanal açı ölçüsüne sahip fan çarkı tasarımının, aynı yanal açının dönme yönüne göre negatif açı ölçüsüne sahip fan çarkı tasarımı da oluşturulacaktır. Oluşturulacak tasarımlardaki yanal açı ölçülerinin, tam radyal fan çarkı yanal açısının 0° olduğu göz önüne alınarak, sırasıyla 10° ve -10° derece arasında yapılarak verimlilik

değerlendirilmesi yapılacaktır. Sonrasında verimli olan açının negatif ya da pozitif olduğu belirlenerek o grupta 20° ya da -20° açılı analiz yapılarak sonucu verimli olan 10° ya da -10° sonucuyla kıyaslanacaktır. Verimin azalmaya başladığı veya kanatçık geometrisinin uygun olduğu açığa kadar bu artış devam ettirilecektir. Verimde azalma ya da geometride uygunsuzluk görüldüğü takdirde son analiz, verim trendi göz önüne alınarak, 5° ya da -5° yanal kanatçık açısı son analize göre değiştirilmiş fan çarkı içeren deney düzeneği ile yapılması hedeflenmiştir.



Şekil 3.11. Tek Kanatçık Üzerinden Gösterilen Yanal Kanatçık Açısı

Tam radyal fan çarkı ve diğer yanal kanatçık açısına sahip fan çarkları tasarımı Bilgisayar Destekli Mühendislik Programı olan ANSYS Fluent ile sayısal analize tabi tutulup kullanılacak $k-\omega$ (omega) SST türbülans modeli ve SIMPLE çözüm metoduyla analiz yapılacaktır [20]-[26]. Doğrulama aşamasında yapıldığı gibi, aynı sınır şartlar altında yanal açıları farklı olan diğer tasarımlar analize tabi tutulacaktır. Farklı yanal açı ölçüsüne

sahip fan çarkı tasarımları, sayısal analiz sonuçları debi ve basınç değerleri göz önüne alınarak değerlendirilecektir.

Bu HAD analizindeki başlangıç sınır şartları, deney düzeneği ile aynı şartlardır, giriş hava hızları (velocity-inlet) düzelticili düzenek için 2,4068 m/s düzelticisiz düzenek için 5,7594 m/s emiş hızıdır. Çıkış, diğer adıyla üfleme borusu, bu analizlerde pressure-outlet olarak kabul edilmiş, deney düzeneği deniz seviyesinde basınç altında olduğu kabulü ile çözüm (solution) yapılmıştır.

Bu değerlendirmenin yapılabilmesi adına her farklı açığa sahip fan çarkı için ayrı bir deney düzeneği geometrisi oluşturulur. Ardından bu oluşturulmuş geometrilere ayrı ayrı meş (ağ örgüsü) yapısı örülür. Bu yapının düzelticili tam radyal fan ve düzelticisiz tam radyal fan olan hallerinin görüntüleri Şekil 3.12 de görülmektedir. Bu ağ örgüsü için en uygun yapı olan cutcell tipi ağ ve istenen kalitede ağ örgüsü oluşturmanın mümkün olması adına açılı fanlar için tetrahedron tipi ağ uygulanmıştır [2]-[26]-[32].

Burada, adı geçen cutcell tipi ağ altı yüzey içeren ve tek yüzeyi dörtgen olan geometrik şekillerle oluşan (küp, dikdörtgenler prizması vb.) ağ tipidir, tetrahedron ağ ise dört yüzey içeren ve tek yüzeyi üçgen olan geometrik şekillerle oluşan (piramit benzeri) ağ tipidir. Bu analizde kullanılan k- ω SST türbülans modeli, serbest akış bölgesinde k- ϵ türbülans modeli ile sınır tabaka bölgesinde k- ω türbülans modelini kullanan karma bir modeldir. Burada k türbülans kinetik enerji değerini, ω ise türbülans frekansını temsil etmektedir. Bu türbülans modeli Navier Stokes denklemlerinin Reynolds ortalama yaklaşımıyla ortaya çıkmıştır ve bu şekilde hesaplanmaktadır. SIMPLE, basınç bölgesinde kütle korunumunu temel alarak basınç bölgesinde hız ile basınç düzeltmeleri arasındaki ilişkiyi kullanan çözücü algoritmadır.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} k) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma k} \right) \nabla k \right] + Pk - \beta' \rho k \omega + Pkb \quad (3.1)$$

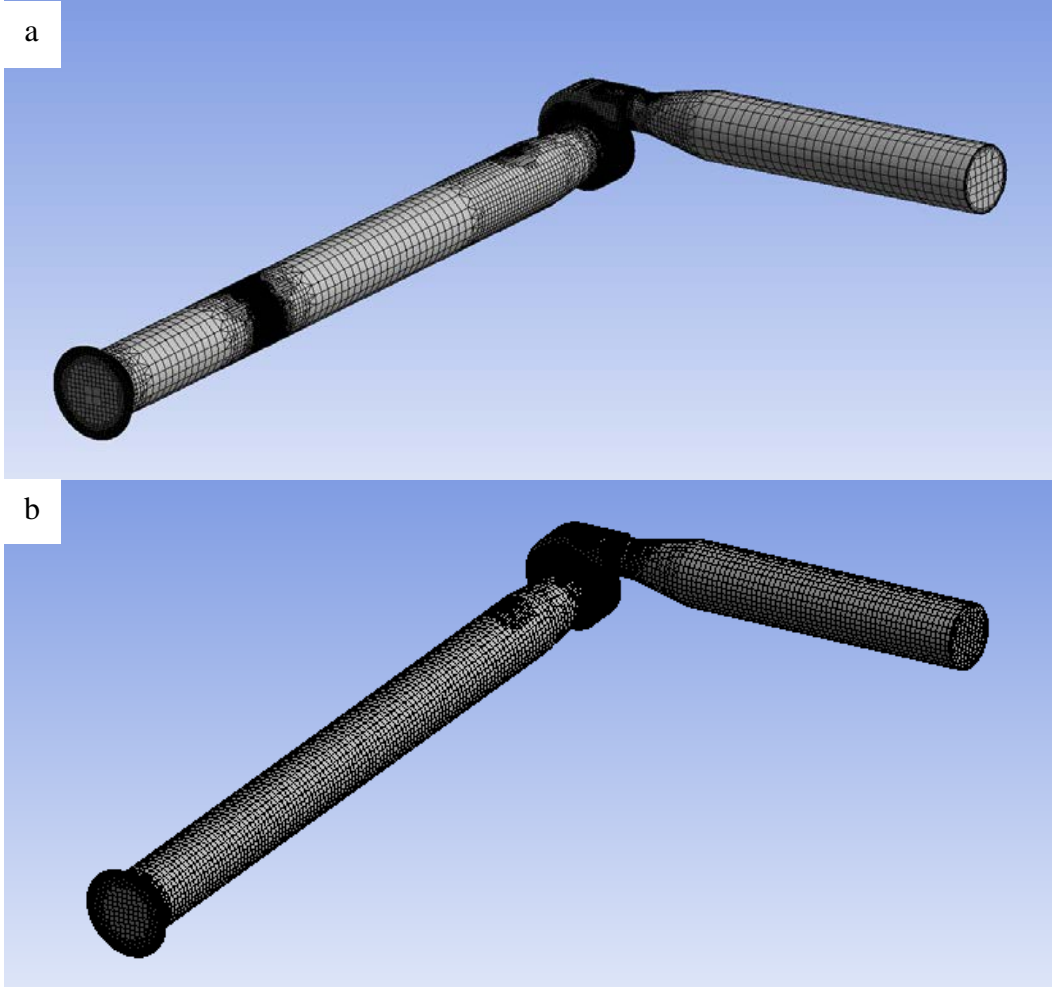
$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V} \omega) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu t}{\sigma \omega} \right) \nabla \omega \right] + \alpha \frac{\omega}{k} Pk - \beta \rho \omega^2 + P\omega b \quad (3.2)$$

SST türbülans modelinin temel denklemleri k için Denklem 3.1'de, ω için için Denklem 3.2 de görülmektedir. Bu denklemler içerisindeki β' , α , β , σ_k ve σ_ω değerleri sadece

modelde kullanılan sabitler olduğu için burada belirtilmesine gerek yoktur. Bu iki denklem sayesinde elde edilen ve türbülans viskozitesi, türbülans kinetik enerjisi ile türbülans frekansı arasındaki ilişki Denklem 3.3'te görülmektedir.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.3)$$

Bu tip seçimleri ağ örgüsünün yapılabilen en yüksek eleman kalitesine sahip olması sağlandığı için yapılmıştır. Bu ağ örgüsü oluşturulduktan sonra, bir önceki paragrafta bahsedilen yöntemle hesaplamalar iterasyonlar arasındaki farkın yeterince küçük olduğu görülen iterasyon sayısı kadar yapılır. Buradaki yeterlilik sınırı 1.10^{-5} tir ve bunu sağlayan iterasyonlar yeterli bulunacaktır. İterasyonlar arasındaki fark yeterince küçük oluncaya kadar analizler koşturulacaktır.



Şekil 3.12. Tam Radyal Fan Deney Düzenegi (a) Düzelticili ve (b) Düzelticisiz İçin Ağ Yapısı Görüntüleri

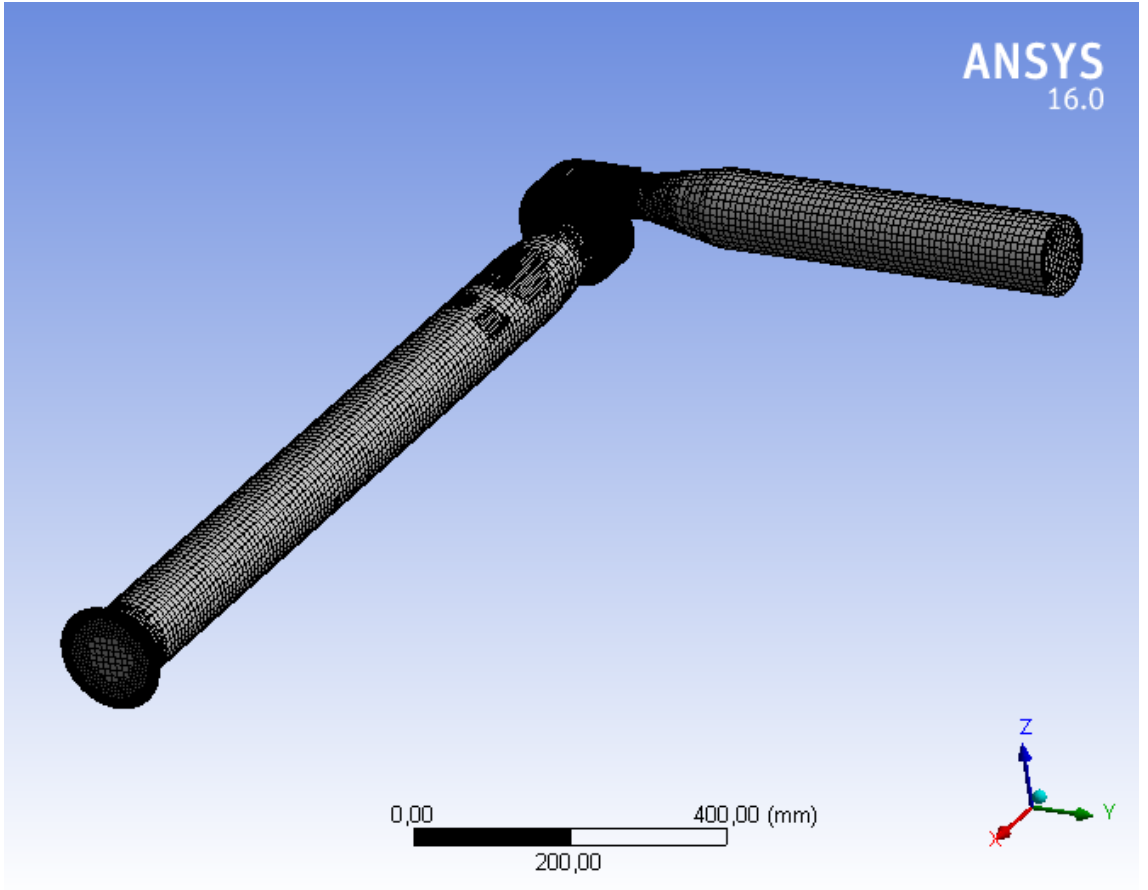
Bu analizlerin yapıldığı bilgisayar kapasite bilgileri aşağıda görülmektedir.

İşlemci: Intel Core i5-3210M CPU @ 2.50 GHz

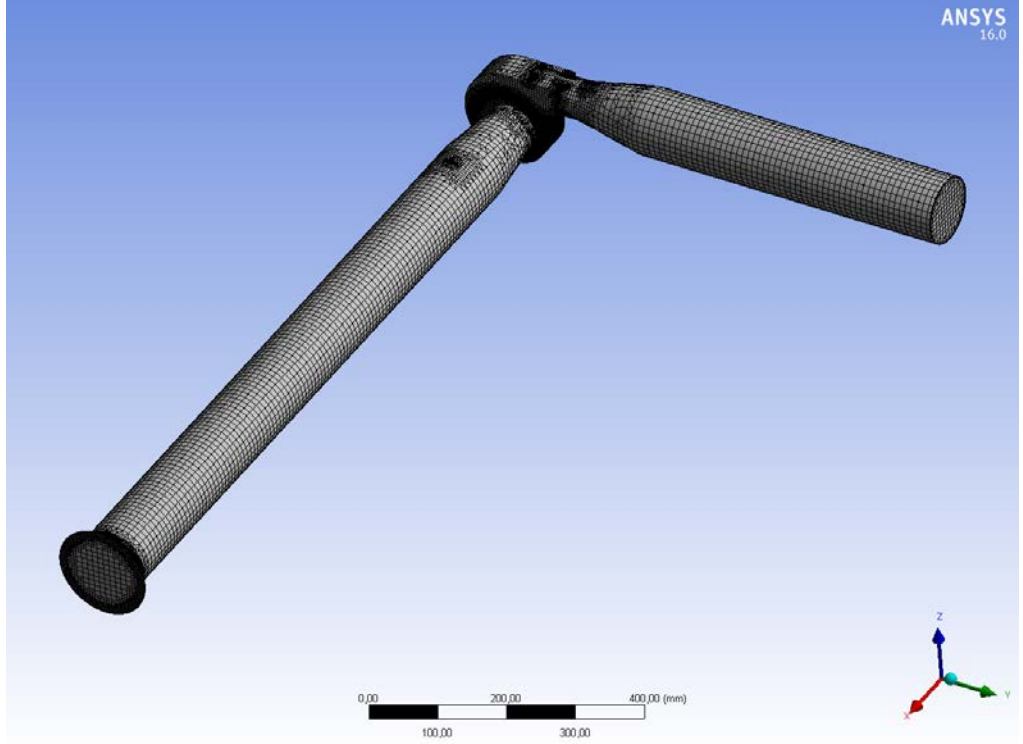
Yüklü Bellek (RAM): 6 GB

Sabit Bellek (Hard disk): 240 GB SSD

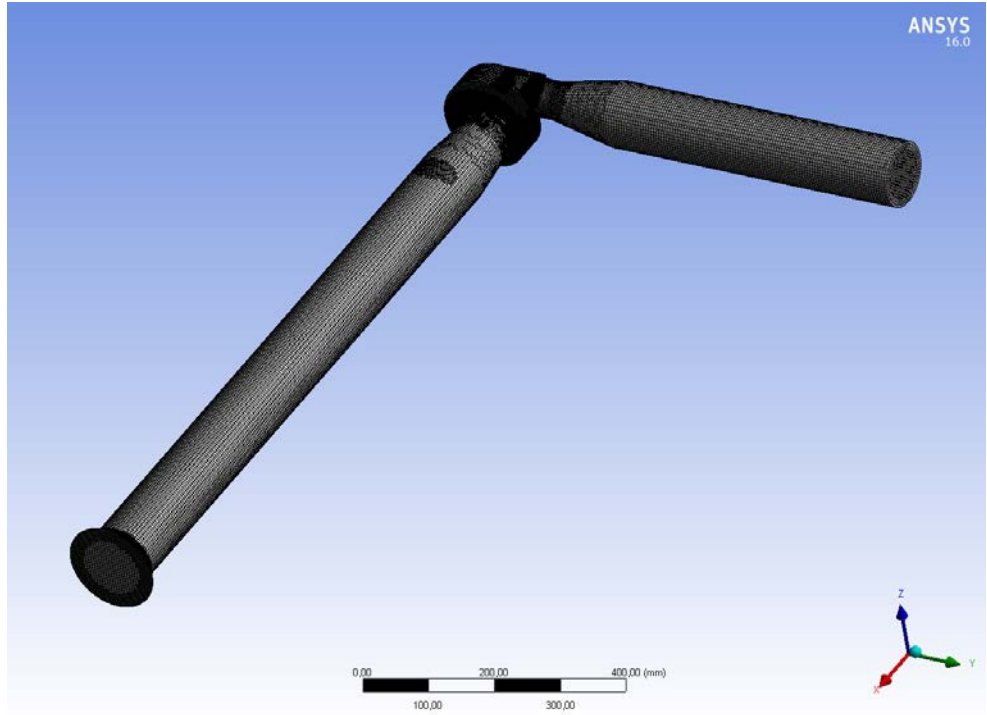
Düzeltilmiş deney düzeneğinin sonuçlarının analiz sonuçları ile hata payının yüksek olması sebebiyle düzeltilmiş deney düzeneği ile diğer analizleri yapmanın daha doğru sonuçlar vereceği aşikârdır. Bu sebepten düzeltilmiş deney düzeneği için ağ bağımsızlığının görülmesi için iki kere daha eleman sayısı yükseltilerek, bir kere de eleman sayısı düşürülerek ağ örgüsü oluşturulmuştur ve her dört analizin sonuçları kıyaslanmıştır. Eleman sayısı artırılmış ince ağ örgüsünün görüntüsü Şekil 3.13 te görülmektedir.



Şekil 3.13. Düzeltilmiş Deney Düzeneği İçin İnce Ağ Yapısı Görüntüsü



Şekil 3.14. Düzelticisiz Deney Düzeneği İçin Kaba Ağ Yapısı Görüntüsü



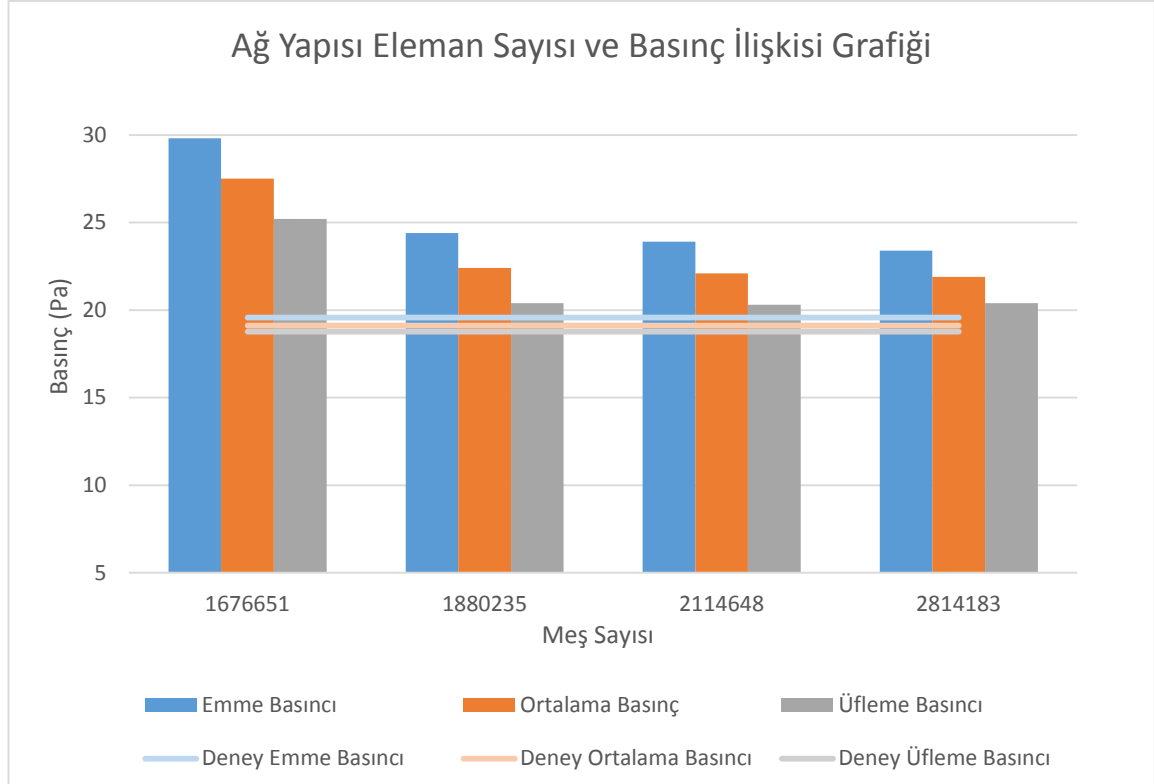
Şekil 3.15. Düzelticisiz Deney Düzeneği İçin Çok İnce Ağ Yapısı Görüntüsü

Ağ sayısı azaltılmış olan kaba ağ yapısı Şekil 3.14’te, ağ sayısı iki defa arttırılmış çok ince ağ yapısı da Şekil 3.15’te görülmektedir. Tüm ağ yapıları için oluşan basınç ve hız diyagramları Şekil 3.16’da sunulmaktadır. İlk(orta), kaba, ince ve çok ince ağ örgüleri ağ örgüsü eleman ve düğüm sayıları Çizelge 3.2’de görülmektedir. Meş sayısı arttırıldığında düğüm sayısı sırasıyla 1.729.443’den 1.951.047’e, sonra 2.210.504’e, en son 2.927.068’e ve eleman sayısı 1.676.651’den 1.880.235’e, sonra 2.114.648’e, en son 2.814.183’e çıkmıştır. Bu artışın etkisi basınç ve hız özelinde kıyaslanarak aşağıdaki bölümde değerlendirilmiştir.

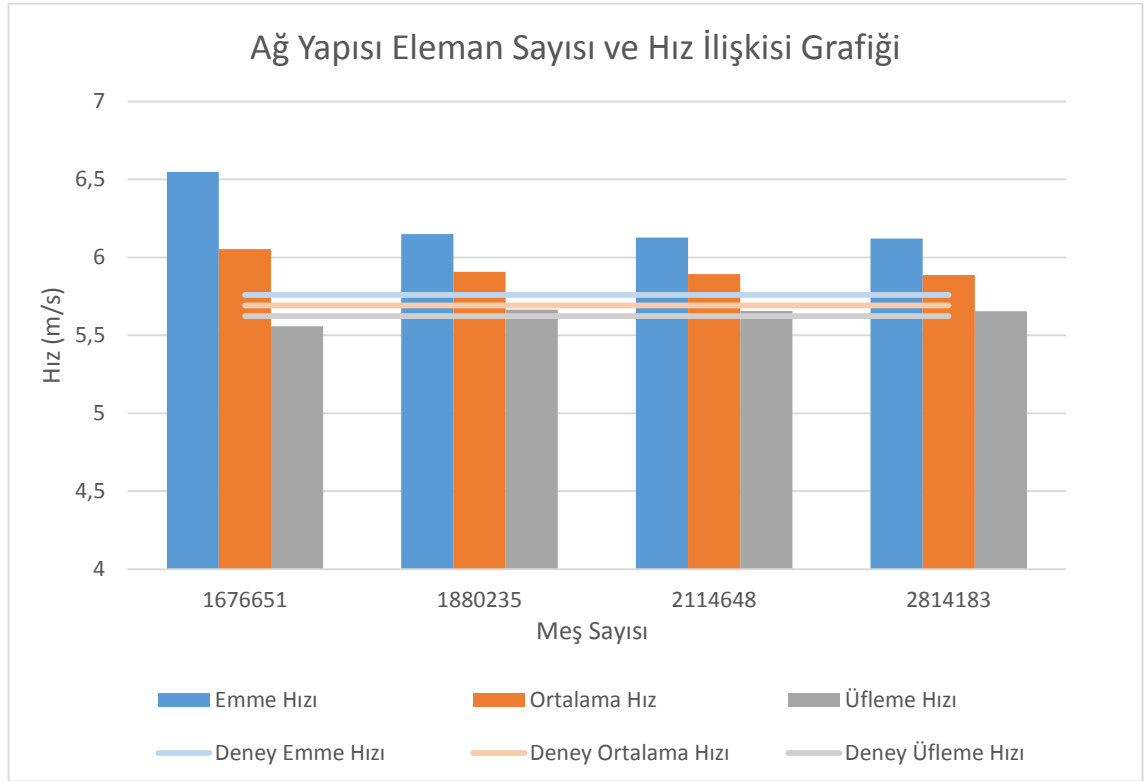
Çizelge 3.2. İlk, İnce, Kaba ve Çok İnce Ağ Yapıları Düğüm ile Eleman Sayıları

	Orta Ağ	Kaba Ağ	İnce Ağ	Çok İnce Ağ
Eleman Sayısı	1 880 235	1 676 651	2 114 648	2 814 183
Düğüm Sayısı	1 951 047	1 729 443	2 210 504	2 927 068

Çizelge 3.3. Ağ Yapısı Eleman Sayısı ve Basınç İlişkisi Grafiği

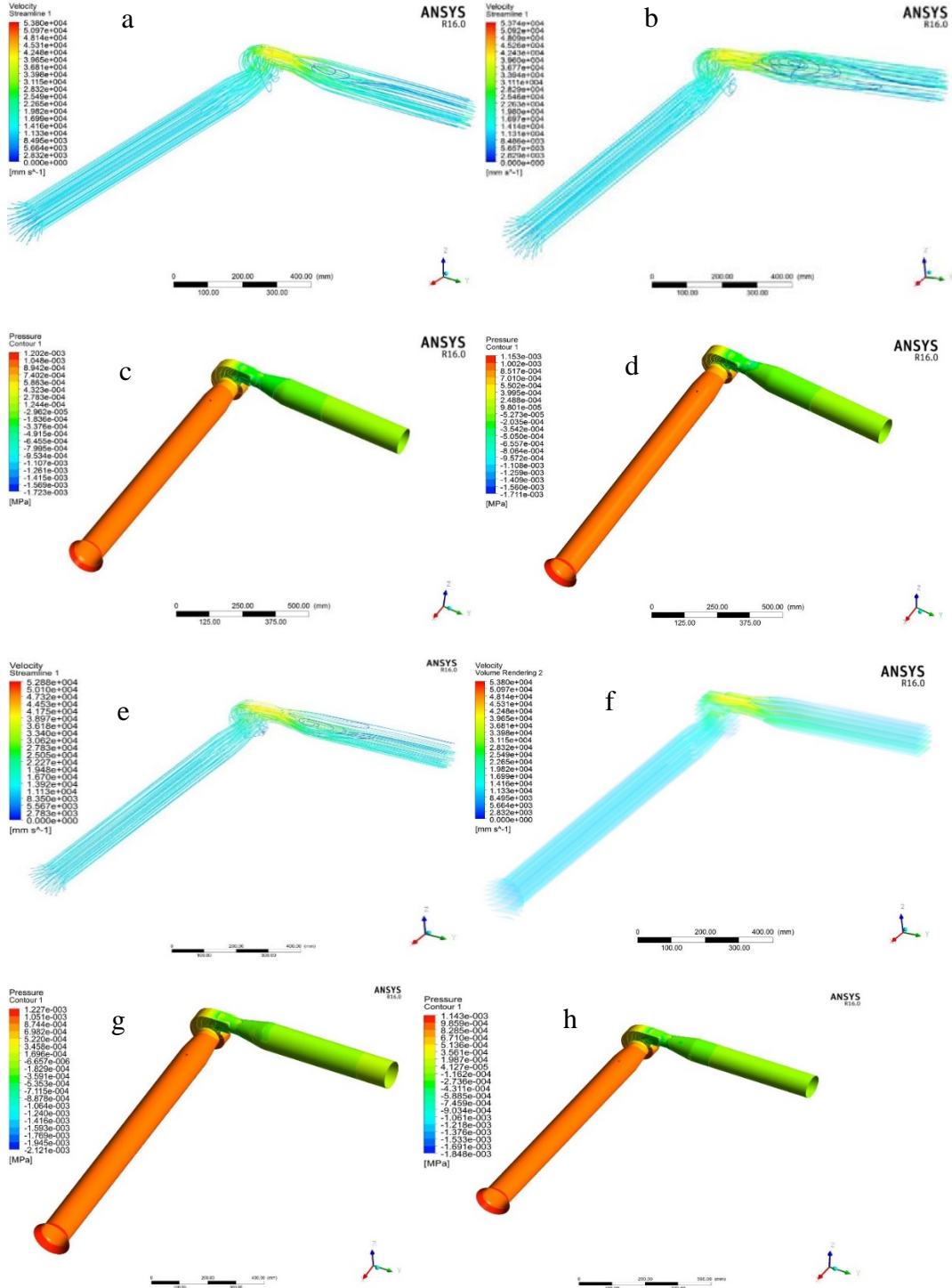


Çizelge 3.4. Ağ Yapısı Eleman Sayısı ve Hız İlişkisi Grafiği



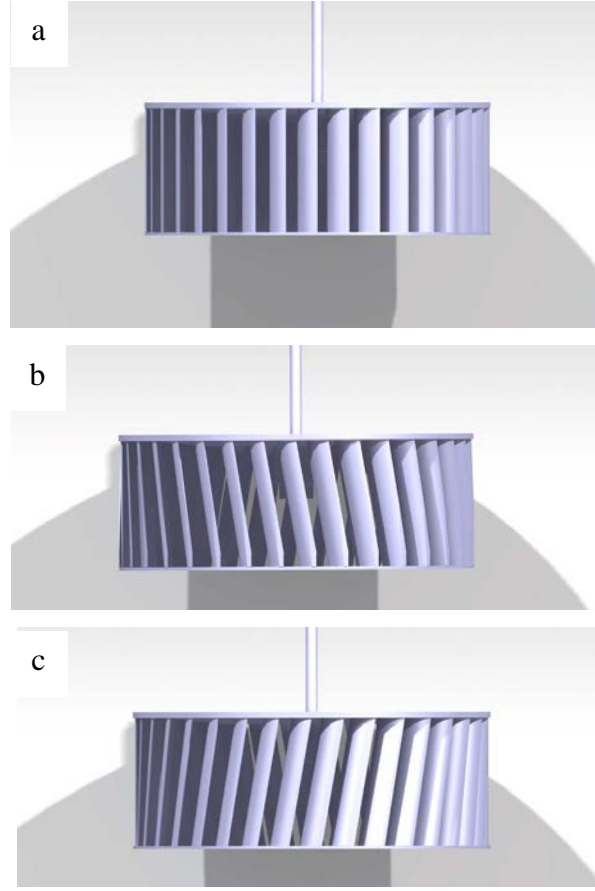
Doğrulama analizleri üzerinde kaba, ilk, ince ve çok ince ağ yapıları arasındaki ortalama hız değerlerini okuduğumuzda sırasıyla 6,052 m/s, 5,907 m/s, 5,892 m/s ve 5,887 m/s olduğunu görmekteyiz. En büyük farkın deney ortalama hızının 5,6913 m/s olduğu göz önüne alınarak 0,439 m/s ile kaba ağ yapısında olduğu gözlemlenmiştir. Bununla beraber, ilk ve sonrasındaki eleman sayısı artırılmış ince ile çok ince ağ yapıları arasındaki değişimlerinde maksimum 0,02 m/s olduğu da Çizelge 3.4'te görülmektedir. Bu değişim oranı % 0,33 düzeyinde olması sebebiyle ilk (orta) ağ yapısı eleman sayısı ile analizlere devam etmenin sonucu kayda değer düzeyde etkilemeyeceği görülmektedir. Bunun yanında ortalama efektif basınç değerleri sırasıyla 27,5 Pa'dan, 22,4 Pa'a, 22,1 Pa'a ve 21,9 Pa'a düşmüştür. Kaba ağ yapısı ile farkın büyük olduğu görülerek diğer üç veri arasındaki en büyük düşüşün oranı da %1,02 olması sebebiyle hız değerlerine göre daha yüksek değişim olmasına rağmen ihmal edilebilecek düzeydedir. Bu değerlerdeki değişim Çizelge 3.3'te grafik olarak gösterilmiştir, bu grafikte de değişimin ihmal edilebilir düzeyde olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, analizlerin ilk ağ yapısı düzeyinde eleman sayısı ve aynı hesap yöntemiyle devam ettiğinde ağ yapısı eleman sayısından bağımsız

olduğu tespit edilmiştir. Farklılaşan kanatçık açlarına sahip geometrilere bu tespit sayesinde uygun adetteki eleman sayısı ile analizler yapılması kararlaştırılmıştır.



Şekil 3.16. Sırasıyla (a,c) İlk, (b,d) İnce, (e,g) Kaba ve (f,h) Çok İnce Ağ Yapıları İçin Akış Çizgisi ile Basınç Diyagramları

Bu tespitler ışığında yukarıda bahsedilen açılarda fan çarklarının bilgisayar ortamında tasarımları oluşturularak özdeş deney düzeneğine bu fan çarkları montajlanmıştır. Analizler her fan çarkının açısına göre isimlendirilerek anılmaktadır. Kanatçığın başladığı noktaya göre bittiği nokta saat yönüne göre ilerlemişse pozitif (+) olarak isimlendirecek, saat yönünün tersine ilerlemişse negatif(-) olarak anılacaktır. Bu fan çarklarının açısız hali ile pozitif ve negatif 10° halleri Şekil 3.17’de görülmektedir.

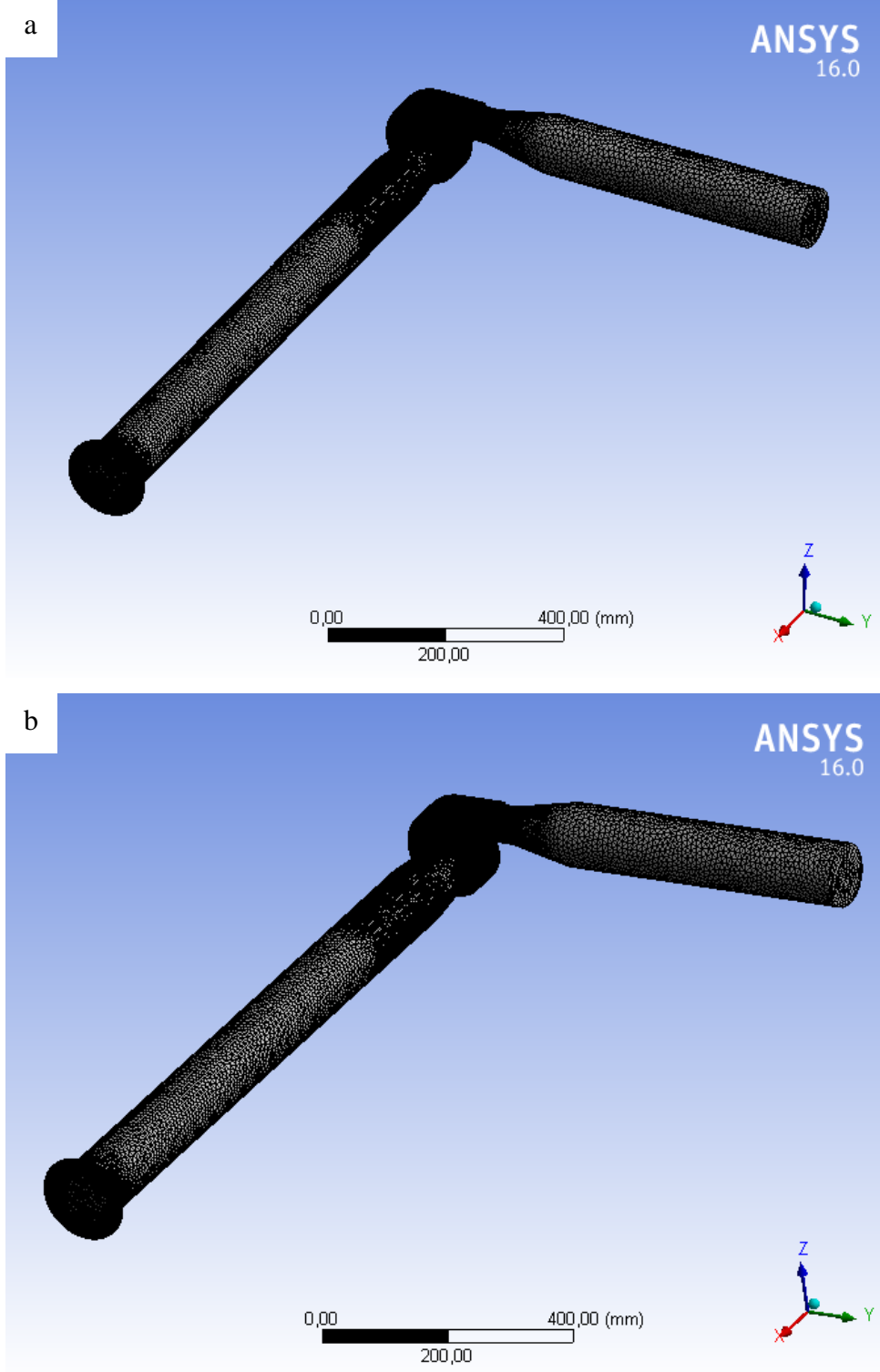


Şekil 3.17. (a) Açısız, (b) +10° ve (c) -10° Yanal Kanatçık Açısına Sahip Fan Çarklarının Üst Görünüşleri

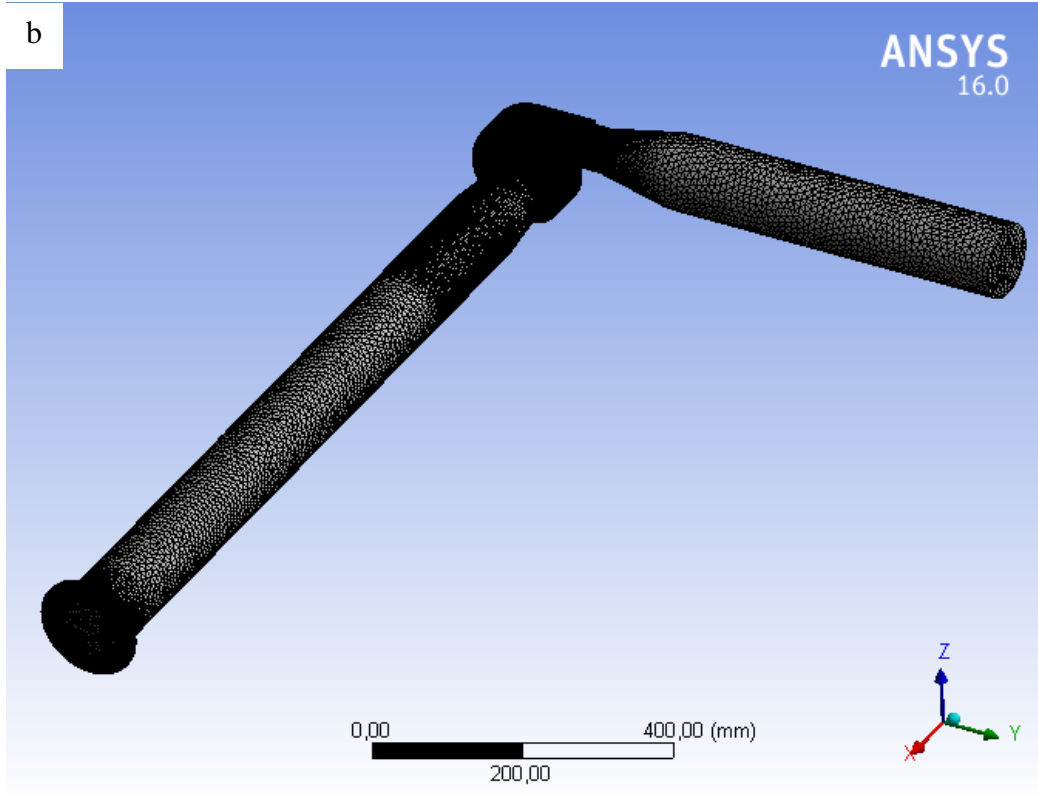
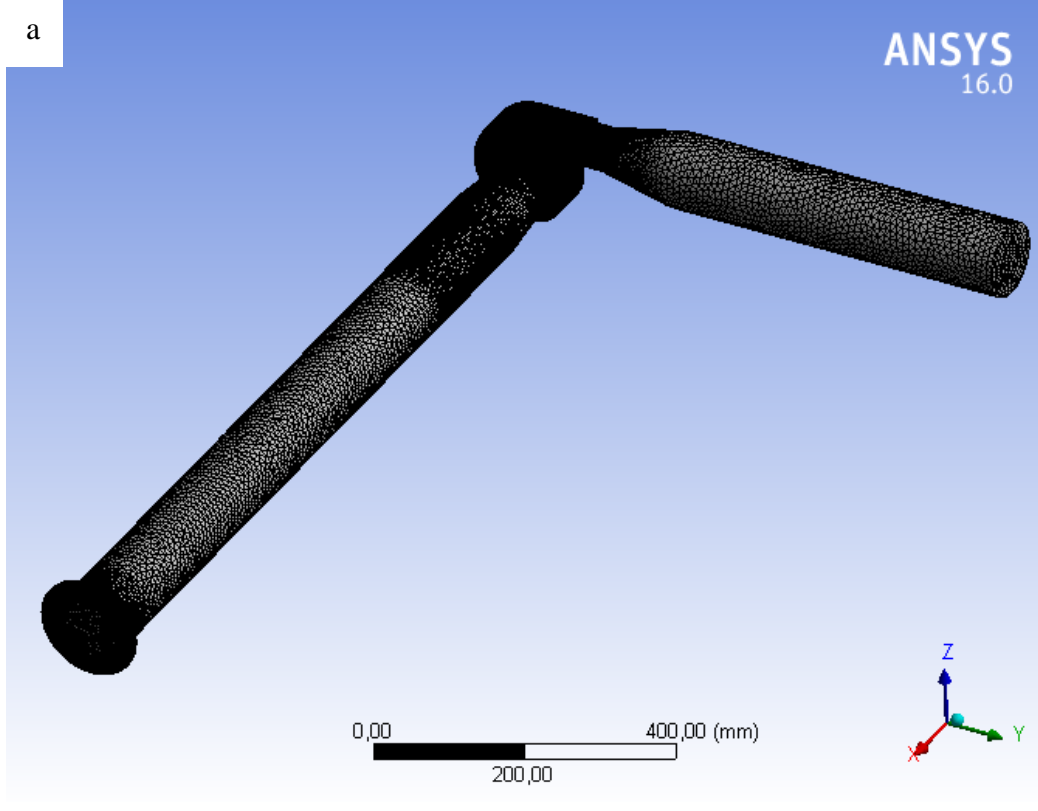
Bu negatif ve pozitif 10° derece fan çarkına sahip iki deney düzeneğinin modeli üzerinde yukarıdaki tespitler ışığında ağ yapısı oluşturularak bu analizin ilk adımı tamamlanmıştır. Bu tetrahedron tipi ağ örgüsü görselleri Şekil 3.18’de görülmektedir.

Bir sonraki bölümde irdeleneceği üzere negatif ve pozitif 10° analizlerinin sonuçlarına göre sonraki fan çarkı açıları -20° ve -25° olarak belirlenmiştir. Bu belirlenen yan al

kanatçık açılarına sahip fan çarklarının deney düzeneklerinin ağ örgüleri Şekil 3.19’da görülebilir.

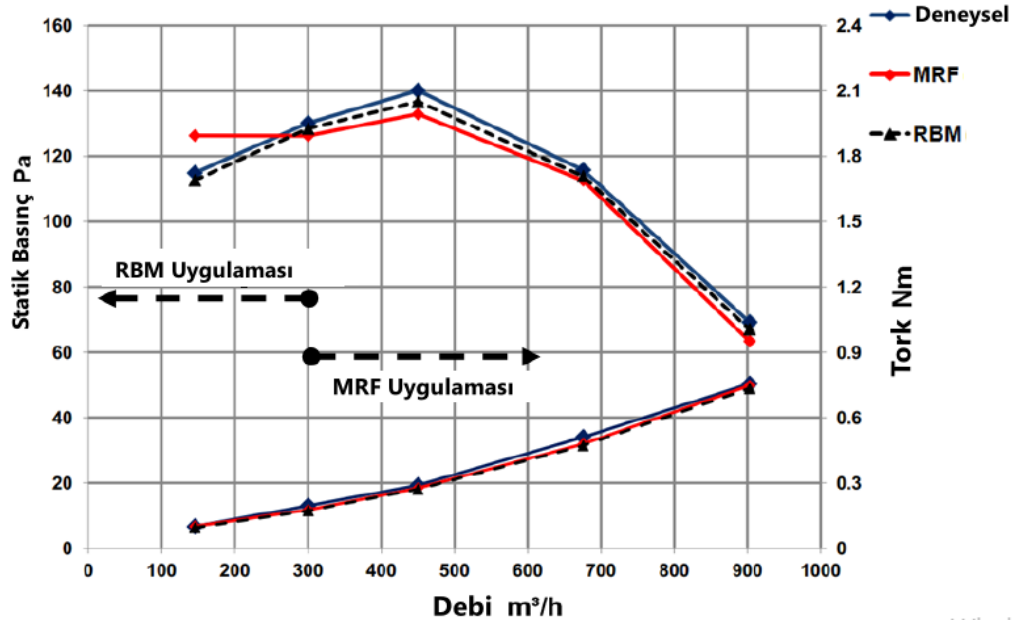


Şekil 3.18. (a) +10° ve (b) -10° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzenekleri Ağ Örgüleri



Şekil 3.19. (a) -20° ve (b) -25° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzenekleri Ağ Örgüleri

Çizelge 3.5. RBM ve MRF Tipi Analizlerin Debi ile Statik Basınç Üzerinden Kıyaslanması Grafiği



Literatürde, MRF (Moving/Multiple Reference Frame) yani dinamik analiz ile RBM (Rigid Body Motion) yani statik analiz olarak geçen iki metodun debiye bağlı olarak verimliliklerinin kıyaslanması Çizelge 3.5'te görülmektedir. Bu çalışmada çalışılan debiler bu grafikte görülen kritik sınır 300 m³/saat'in altında olduğu için bu çalışmadaki HAD analizinde, oturmuş akışın bir anı üzerinden analiz yapılması, RBM yönteminin kullanılmasına karar verilmiştir.

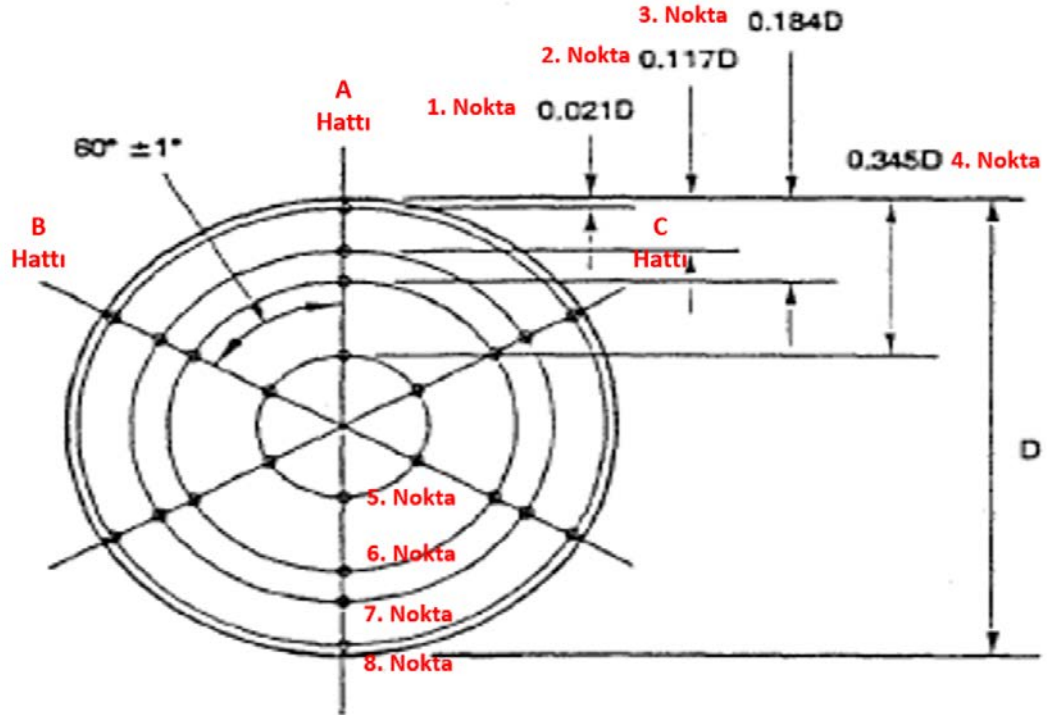
Bir sonraki bölümde bu bölümde belirtilen yöntemlerle oluşturulan farklı kanatçık açılımlarına sahip fan çarklarının durumları yapılan analiz sonuçlarıyla irdelenecek ve bu açıklanan bulgular kıyaslanacaktır.

4. BULGULAR

4.1. Doğrulama

Doğrulama deneyleri düzelticili ve düzelticisiz olarak yapıldığı gibi doğrulama analizleri de düzelticili ve düzelticisiz olarak yapılmıştır. Sonuçların doğrulukları kıyaslanarak daha doğru sonuç veren doğrulama düzeneği belirlenecektir. Sonraki analizler, bu düzenek üzerinden fan çarkı açıları değiştirilerek ikinci aşama olan daha verimli yanal kanatçık açısının araştırılmasına geçilecektir.

Şekil 4.1’de görülen AMCA 210 standardında belirtilen ölçüm kesit haritasında birbirine eşit mesafedeki 3 farklı doğrultuda, 8 farklı derinlikte toplamda 24 farklı noktadan ölçüm alınır. Bu değerler kaydedilerek istenen hesaplama yapılır. Üfleme borusu üzerinde fan çıkışına 500 mm mesafede eşit sayıda ölçüm yapılarak üfleme kısmı için kaydedilir. Çizelge 4.1’de düzelticili deney düzeneği ölçüm sonuçları ve Çizelge 4.3’te düzelticisiz deney düzeneği ölçüm sonuçları belirtilmiştir.



Şekil 4.1. Ölçüm Kesit Haritası

Çizelge 4.1. Düzelticili Deney Ölçüm Sonuçları

Düzelticili Deney Ölçüm Sonuçları (mmH₂O)						
Ölçüm Noktası	Emiş Hattı			Üfleme Hattı		
	A	B	C	A	B	C
1	0,3	0,2	0,2	0,5	0,2	0,1
2	0,4	0,3	0,3	0,6	0,3	0,1
3	0,4	0,2	0,3	0,6	0,3	0,2
4	0,5	0,4	0,3	0,6	0,5	0,4
5	0,4	0,5	0,3	0,7	0,4	0,3
6	0,5	0,4	0,4	0,4	0,3	0,3
7	0,5	0,4	0,3	0,5	0,4	0,1
8	0,4	0,3	0,2	0,4	0,3	0,1
Ortalama	0,425	0,3375	0,2875	0,5375	0,3375	0,2
P_{Ort} (Pa)	4,16778	3,3097	2,8194	5,271	3,3097	1,9613

Ölçümler sırasında kuru termometre sıcaklığı 28,9 ile 31,7 C° arasındadır, bu durum göz önüne alınarak ortalama ortam sıcaklığı 30 C° kabul edilmiştir. Ortam nemi deneyler yapıldığı süre boyunca %66 olarak ölçülmüş ve psikometrik diyagram vasıtasıyla yaş termometre sıcaklığının da 26,5 C° tespit edilmiştir, aynı diyagramda havanın özgül hacmi okunarak yoğunluğu (ρ) 1,1774 kg/m³ hesaplanmıştır.

Ölçülen basınç verileri ile standartta belirtilen 4.1 denklemiyle basınç değerlerinden hava hızı değeri hesaplanır.

$$V_{ort} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{P_{ort}}{\rho}} \quad (4.1)$$

$$V_{ort_{EmişA}} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{4,16778}{1,1774}} = 2,6608 \text{ m/s}$$

$$V_{ort_{EmişB}} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{3,3097}{1,1774}} = 2,3711 \text{ m/s}$$

$$V_{ortEmi\text{ş}C} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{2,8194}{1,1774}} = 2,1884 \text{ m/s}$$

$$V_{GenelOrtalamaEmi\text{ş}} = (V_{ortEmi\text{ş}A} + V_{ortEmi\text{ş}B} + V_{ortEmi\text{ş}C}) / 3$$

$$V_{GenelOrtalamaEmi\text{ş}} = (2,6608 + 2,3711 + 2,1884) / 3$$

$$\mathbf{V_{GenelOrtalamaEmi\text{ş}} = 2,4068 \text{ m/s}}$$

$$V_{ort\ddot{u}flemeA} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{5,271}{1,1774}} = 2,9923 \text{ m/s}$$

$$V_{ort\ddot{u}flemeB} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{3,3097}{1,1774}} = 2,3711 \text{ m/s}$$

$$V_{ort\ddot{u}flemeC} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{1,9613}{1,1774}} = 1,8253 \text{ m/s}$$

$$V_{GenelOrtalama\ddot{u}fleme} = (V_{ort\ddot{u}flemeA} + V_{ort\ddot{u}flemeB} + V_{ort\ddot{u}flemeC}) / 3$$

$$V_{GenelOrtalama\ddot{u}fleme} = (2,9923 + 2,3711 + 1,8253) / 3$$

$$\mathbf{V_{GenelOrtalama\ddot{u}fleme} = 2,3962 \text{ m/s}}$$

Ölçüm yapılan deney aletleri olan CE belgeli dijital termometre ve Testo 510 basınç farkı ölçer (anemometre) için belirsizlik analizleri AMCA 210 standardında belirtilen denklemlere göre yapılır. Anemometre için ölçüm hatası kataloğu içerisinde $\pm 0,03$ hPa olarak alınır. Bu indisler sırasıyla, e_d termometre, e_g anemometre, e_N fan (standarttan 0,005 olarak sabit alınır) ve e_P kombine hata hesabını temsil etmektedir.

$$e_d = \frac{1,0}{t_d + 273,15} \quad (4.2)$$

$$e_d = \frac{1,0}{30 + 273,15} = \frac{1,0}{303,15} = 0,003299$$

$$e_g = \left\{ (0,01)^2 + \left[0,01 \cdot \left(\frac{P_m}{P} \right) \right]^2 + \left[0,1 \cdot \left(\frac{P_v}{P} \right) \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (4.3)$$

$$e_g = \{(0,01)^2 + [0,01 \cdot (0,03)]^2 + [0,1 \cdot (0,03)]^2\}^{1/2} = 0,0104$$

$$e_p = (e_b^2 + e_v^2 + e_d^2)^{1/2} \quad (4.4)$$

$$e_p = (0^2 + 0^2 + e_d^2)^{1/2} = \sqrt{e_d^2} = e_d = 0,003299$$

$$e_p = [e_g^2 + e_\rho^2 + (2 \cdot e_N)^2]^{1/2} \quad (4.5)$$

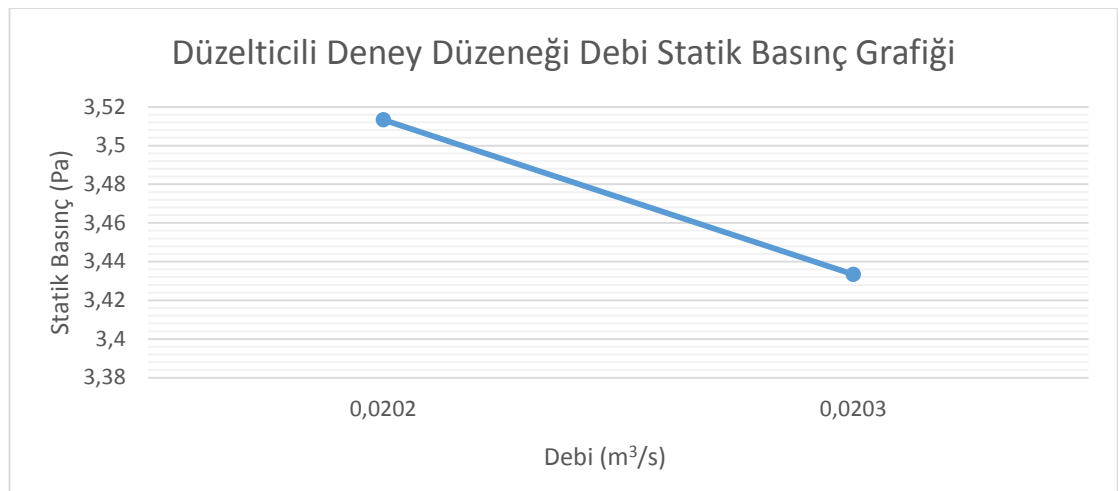
$$e_p = [0,0104^2 + 0,003299^2 + (2 \cdot 0,005)^2]^{1/2}$$

$$e_p = 0,0148 < 0,05$$

Kombine hata hesabının (e_p), AMCA 210 standardında belirtilen %95 olasılık limitleri içinde bulunması gerekliliği göz önüne alındığında, kabul edilebilir belirsizlik analizi (ölçüm hatası payı) sınırının %5 olduğu görülür. Bu ölçümler için yapılan hata hesabının belirtilen sınırın altında olduğu ve standarda göre ölçümlerin kabul edilebilir olduğu yukarıdaki hesaplamalarda görülmektedir.

Deney düzeneğinin debi ile statik basınç ilişkisinin irdelenmesi sonuca gitmek adına önem teşkil ettiğinden ötürü Çizelge 4.2’de düzelticili deney düzeneği için ortalama statik basınç ve debi ilişkisi gösterilmiştir. Debi hesabı için kullanılan borunun iç çapının 103,6 mm olduğu göz önüne alınarak kesit alanının 8429,65 mm² olduğu hesaplanmış ve metrekare cinsinden 8,42965 x 10⁻³ olarak çevrilmiştir. Deney düzeneğinde hesaplanan hızlar bu değerle çarpılarak grafiklerdeki debi değerleri elde edilmiştir.

Çizelge 4.2. Düzelticili Deney Düzeneği Debi Statik Basınç Grafiği



Çizelge 4.3. Düzelticisiz Deney Ölçüm Sonuçları

Düzelticisiz Deney Ölçüm Sonuçları (mmH₂O)						
Ölçüm Noktası	Emiş Hattı			Üfleme Hattı		
	A	B	C	A	B	C
1	1,8	1,8	1,7	2,4	1,4	3,4
2	2	2	1,8	2,7	1,7	3,5
3	2,3	2,2	1,9	3,4	1,9	1,7
4	2,4	2,2	1,8	1,8	1,9	1,6
5	2,6	2,4	1,9	1,2	2,1	1,2
6	2,7	1,7	1,8	1,4	1,5	2,1
7	2,1	2	1,6	1,5	1,3	1,9
8	1,8	1,9	1,5	1,2	1,2	1,7
Ortalama	2,2125	2,025	1,75	1,95	1,625	2,1375
P_{Ort} (Pa)	21,697	19,8583	17,1615	19,1228	15,9356	20,9615

$$V_{ortEmişA} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{21,697}{1,1774}} = 6,0709 \text{ m/s}$$

$$V_{ortEmişB} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{19,8583}{1,1774}} = 5,808 \text{ m/s}$$

$$V_{ortEmişC} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{17,1615}{1,1774}} = 5,3992 \text{ m/s}$$

$$V_{GenelOrtalamaEmiş} = (V_{ortEmişA} + V_{ortEmişB} + V_{ortEmişC}) / 3$$

$$V_{GenelOrtalamaEmiş} = (6,0709 + 5,808 + 5,3992) / 3$$

$$V_{GenelOrtalamaEmiş} = 5,7594 \text{ m/s}$$

$$V_{ortÜflemeA} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{19,1228}{1,1774}} = 5,6994 \text{ m/s}$$

$$V_{ort\dot{u}flemeB} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{15,9356}{1,1774}} = 5,2028 \text{ m/s}$$

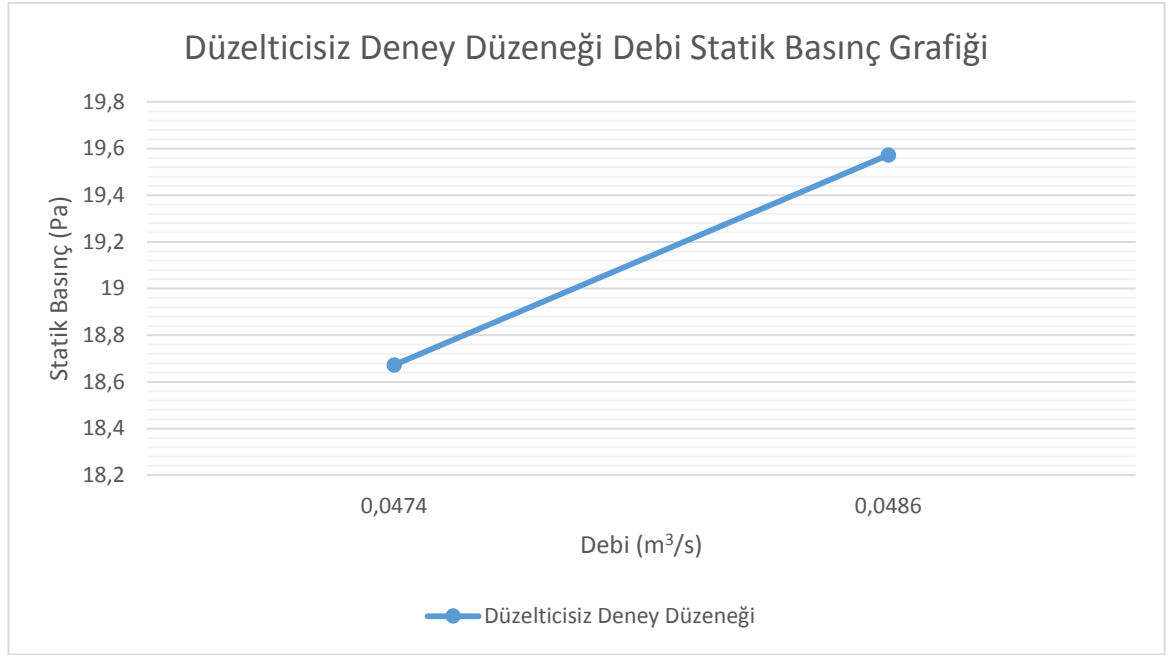
$$V_{ort\dot{u}flemeC} = \sqrt{2} \cdot \sqrt{\frac{20,9615}{1,1774}} = 5,9671 \text{ m/s}$$

$$V_{GenelOrtalama\dot{u}fleme} = (V_{ort\dot{u}flemeA} + V_{ort\dot{u}flemeB} + V_{ort\dot{u}flemeC}) / 3$$

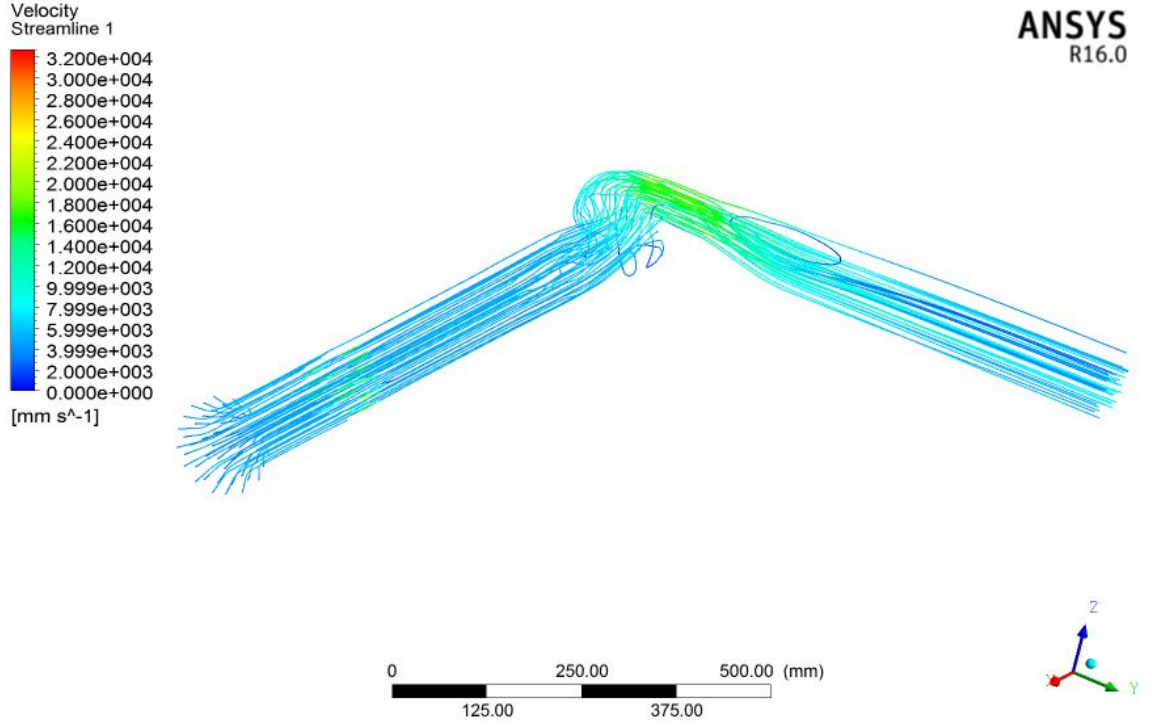
$$V_{GenelOrtalama\dot{u}fleme} = (5,6994 + 5,2028 + 5,9671) / 3$$

$$V_{GenelOrtalama\dot{u}fleme} = 5,6231 \text{ m/s}$$

Çizelge 4.4. Düzelticisiz Deney Düzeneği Debi Statik Basınç Grafiği



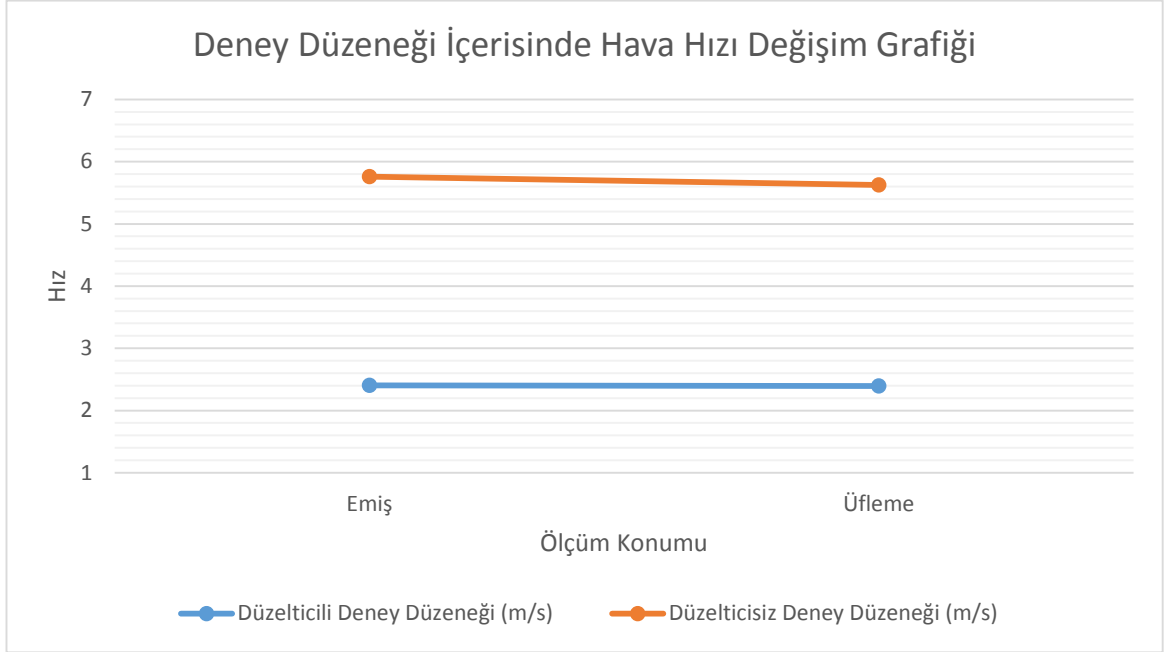
Çizelge 4.4'te görüldüğü üzere her iki deney düzeneğinde de emiş debisi üfleme debisinden yüksek olmasına rağmen düzelticili düzenekte üfleme basıncı yüksek, düzelticisiz düzenekte emiş basıncının yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu tespitler üzerine iki deney düzeneğindeki hava hızı değişimleri de incelenmiştir.



Şekil 4.2. Düzelticili Doğrulama Analizi Hız Akış Çizgisi Diyagramı

Bu hava hızlarının düzelticili ve düzelticisiz deney düzeneği için karşılaştırılması adına Çizelge 4.5'te görülen grafik oluşturulmuştur. Grafikte görüldüğü üzere, düzelticili deney düzeneğindeki akış değişimi çok düşük seviyede olduğundan ötürü verimli bir fan karakteristiğine sahip olmayan ya da pratik uygulanması çok zor bir yapı olduğu ilk tespiti yapılmıştır. Bu durum ışığında, HAD analizleriyle deneyler arasında hata payı hesabı yapılarak, hangi doğrulama düzeneği ile araştırmaya devam edilmesi gerektiği tespit edilecektir.

Çizelge 4.5. Deney Düzeneği İçerisinde Hava Hızı Değişim Grafiği



Doğrulama analizlerinin ilki, AMCA 210 standartlarındaki düzeneğin tüm elemanlarını içeren düzenek, yani düzelticili olarak anılan düzenek için, yapılmıştır. Bu analiz için akış çizgisi diyagramı Şekil 4.2’de görülmektedir. Okunan verilerin Çizelge 4.1’de görülen değerlerinden yapılan hesaplarla ortalama hava hızları hesaplanmıştır. Analiz içerisinde emiş tarafının 4,399 m/s ve üfleme tarafının 4,009 m/s olduğu görülmüştür. Yapılan düzelticili doğrulama deneyi ile düzelticili analiz arasındaki hata payı hesapları aşağıda görülmektedir.

Bu hata payı hesabında a analizi, d deneysel, 1 düzelticili düzeneği, 2 düzelticisiz düzeneği, e emme ortalamasını ve u üfleme ortalamasını temsil eden indislerdir. Burada W deneysel sonuçlar ile analiz sonuçları arasındaki hata oranını göstermektedir.

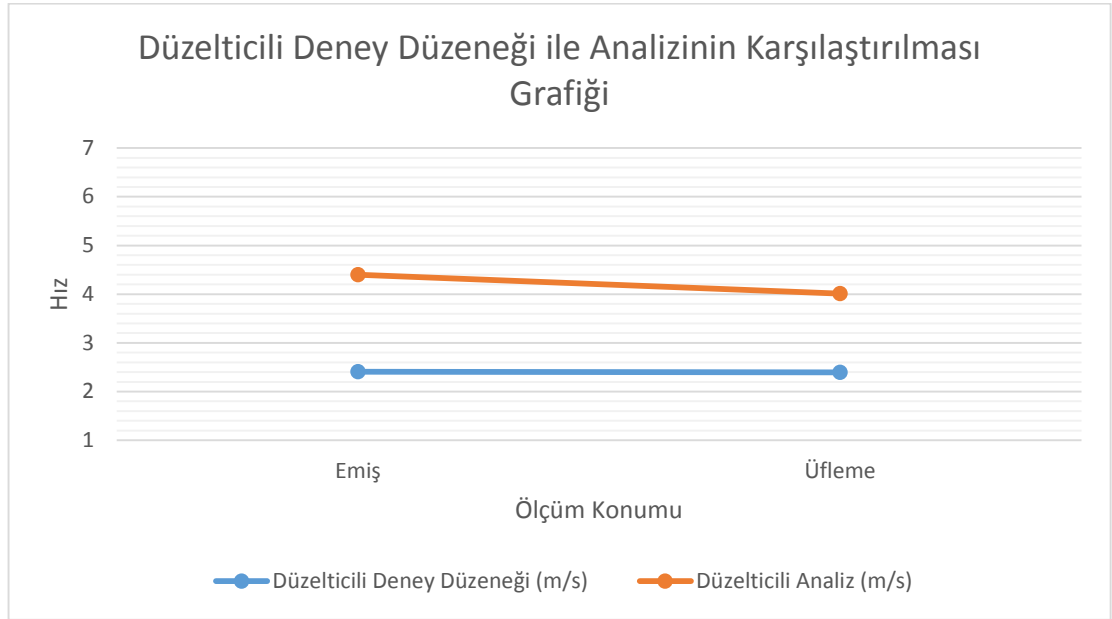
$$W_{1e} = 1 - \frac{v_{1de}}{v_{1ae}}$$

$$W_{1e} = \left| 1 - \frac{2,4068}{4,399} \right| = 0,4529 = \% 45,29$$

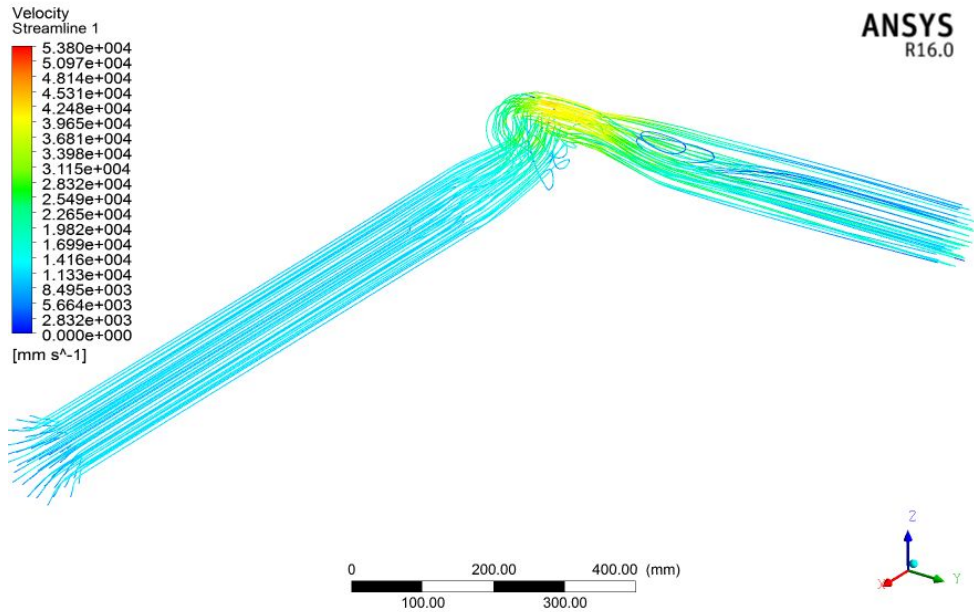
$$W_{1u} = 1 - \frac{v_{1du}}{v_{1au}}$$

$$W_{1u} = \left| 1 - \frac{2,3962}{4,009} \right| = 0,4023 = \% 40,23$$

Çizelge 4.6. Düzelticili Deney Düzeneği ile Analizinin Karşılaştırılması Grafiği



Bu hata payı hesabının grafikleştirilmesi Çizelge 4.6'da yapılmıştır. Grafikte görüldüğü üzere deney düzeneği ile analizinin arasında hata payının yüksek olduğu açıkça görülmektedir. Benzeri bir grafik yapılacak hesaplar sonrasında düzelticisiz deney düzeneği ve analiz için de yapılarak yapılacak kıyaslama kolaylaştırılacaktır.



Şekil 4.3. Düzelticisiz Doğrulama Analizi Hız Akış Çizgisi Diyagramı

Doğrulama analizlerinin ikincisi ve sonuncusu, AMCA 210 standartlarındaki düzenekteki düzeltici elemanı iptal edilmiş olana, yani düzelticisiz olarak anılan düzenek için, yapılmıştır. Bu analizin akış çizgisi diyagramı Şekil 4.3 de görülmektedir. Okunan verilerin Çizelge 4.3 te görülen değerlerinden yapılan hesaplarla ortalama hava hızları hesaplanmıştır. Analiz içerisinde emiş tarafının 5,991 m/s ve üfleme tarafının 5,823 m/s olduğu görülmüştür. Yapılan düzelticisiz doğrulama deneyi ile düzelticisiz analiz arasındaki hata payı hesapları aşağıda görülmektedir.

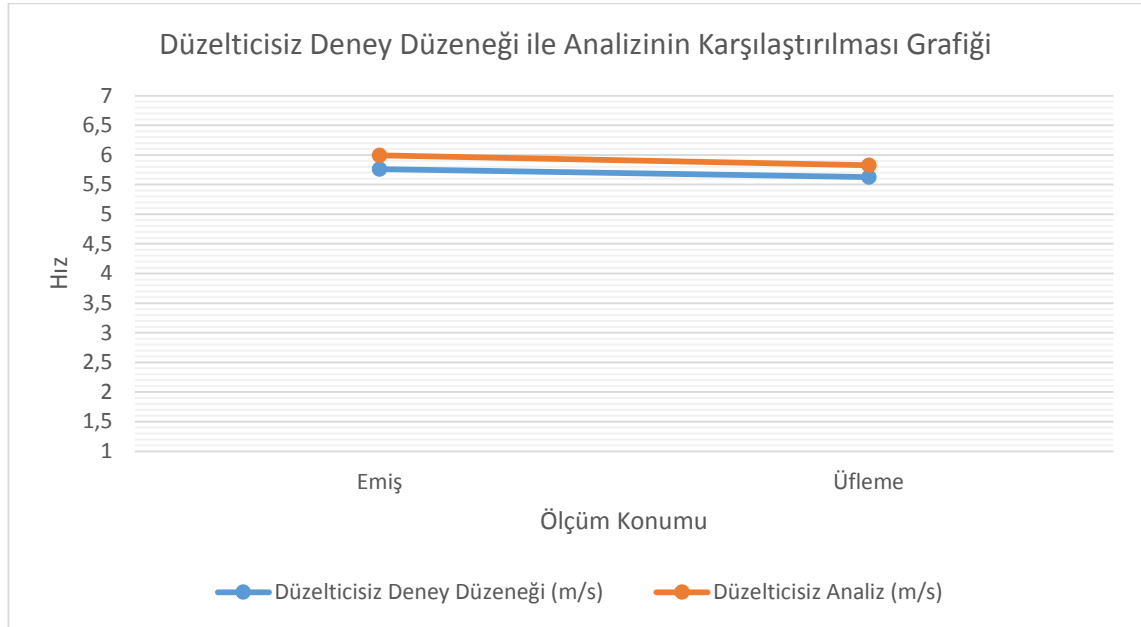
$$W_{2e} = 1 - \frac{v_{2de}}{v_{2ae}}$$

$$W_{2e} = \left| 1 - \frac{5,7594}{5,991} \right| = 0,0387 = \% 3,87$$

$$W_{2u} = 1 - \frac{v_{2du}}{v_{2au}}$$

$$W_{2u} = \left| 1 - \frac{5,681}{5,823} \right| = 0,0343 = \% 3,43$$

Çizelge 4.7. Düzelticisiz Deney Düzeneği ile Analizinin Karşılaştırılması Grafiği



Çizelge 4.5, Çizelge 4.6 ve Çizelge 4.7 içerisinde analiz ve deney düzeneği sonuçlarında görülen hava hızlarının üfleme tarafında daha düşük olmasının sebebi, fan çarkı milinin etrafında düşük miktardaki hava kaçağı bulunmasıdır. Ancak bu durum analize temel

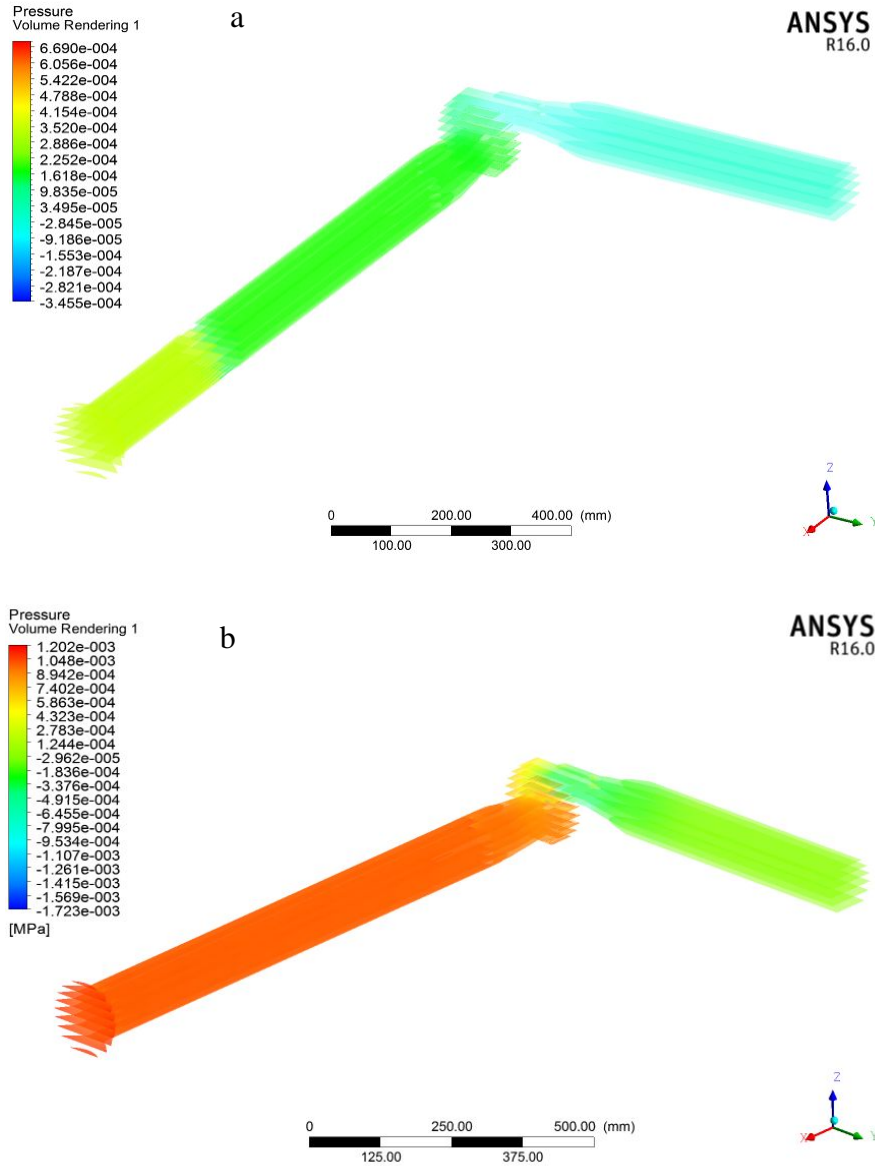
oluşturan katı model aynı şekilde modellendiği için ilgili analiz ile deney düzeneği verileri birbiriyle tutarlıdır. Bu durum çizelgeler içerisinde çizgi grafiklerin eğimlerinin yakın olması ile görülmektedir.

Düzeltilmiş düzeneğin ve analiz için hata payı hesabının grafikleştirilmesi Çizelge 4.7 de yapılmıştır. Diğer grafikte en yüksek hız farkı yaklaşık 2 m/s yi bulurken bu grafikteki en yüksek farkın yaklaşık 0,2 m/s olduğu görülmektedir. Dolayısıyla düzeltilmiş deney düzeneği ile analiz içerisindeki hava hızı davranışının birbiriyle örtüştüğü görülmektedir.

Düzeltilmiş ve düzeltilmiş durumlar için yapılan deney ölçümleri ile matematiksel model üzerinden yapılan HAD analizi sonuçları arasındaki farkı bulmak için yapılan hata payı hesaplarında üfleme ile emiş ortalamaları alındığında sırasıyla yaklaşık olarak % 42,5 ve % 3,5 düzeyinde farklılıklar olduğu görülmüştür. Bu durum neticesinde düzeltilmiş deney düzeneği modeli üzerinden HAD analizlerine devam etmenin doğruluk düzeyi çok daha yüksek sonuçlar vereceği ortaya çıkmıştır. Bu sebep ötürü, bir sonraki alt başlık altında düzeltilmiş düzeneği üzerinden fan çarkı yanal kanatçık açısı değiştirilmiş özdeş deney düzenekleri değerlendirilerek, yapılan analiz sonuçları kıyaslanacaktır.

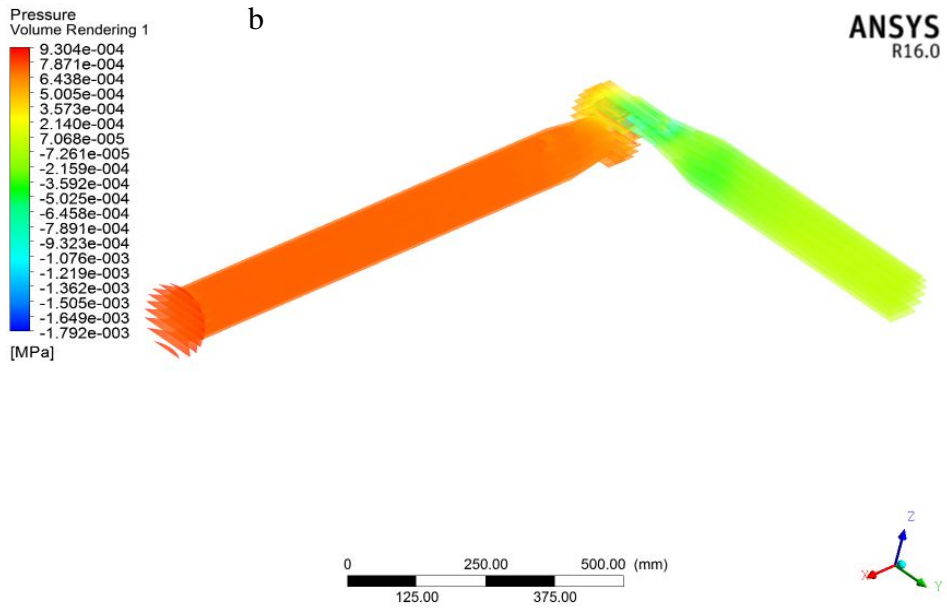
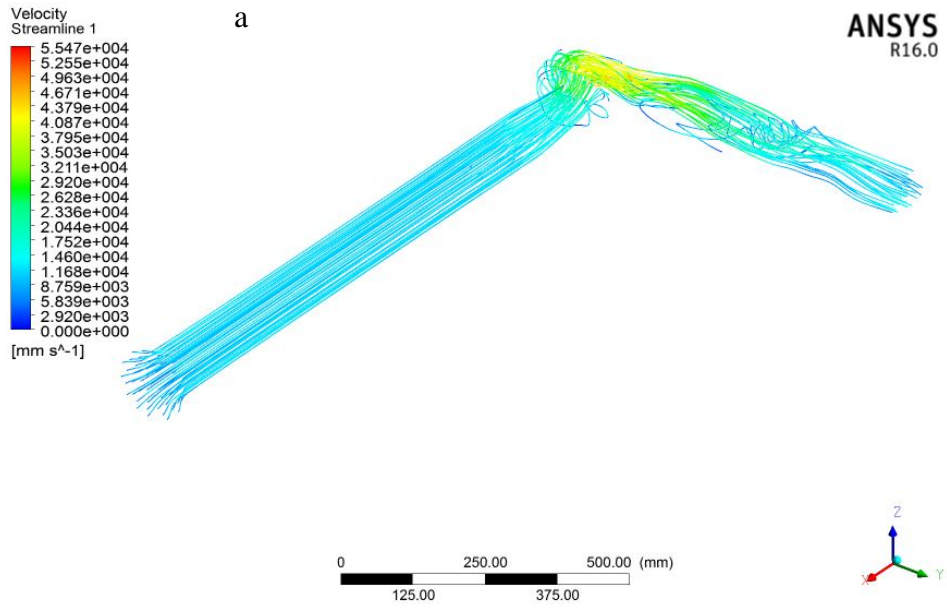
4.2. Yanal Kanatçık Açılarının Kıyaslanması

Düzeltilmiş ve düzeltilmiş tam radyal fan çarkına sahip deney düzeneklerinin yapılan HAD analizi sonucundaki basınç haritası Şekil 4.4 te görülmektedir. Bu harita açılarını değiştirilmiş fan çarklarıyla oluşturulan deney düzeneği modellerinin özellikle düzeltilmiş düzeneği üzerinden türetileceği göz önüne alındığında düzeltilmiş düzenek basınç haritası, bulguları kıyaslamak için önemli bir veri olacaktır.

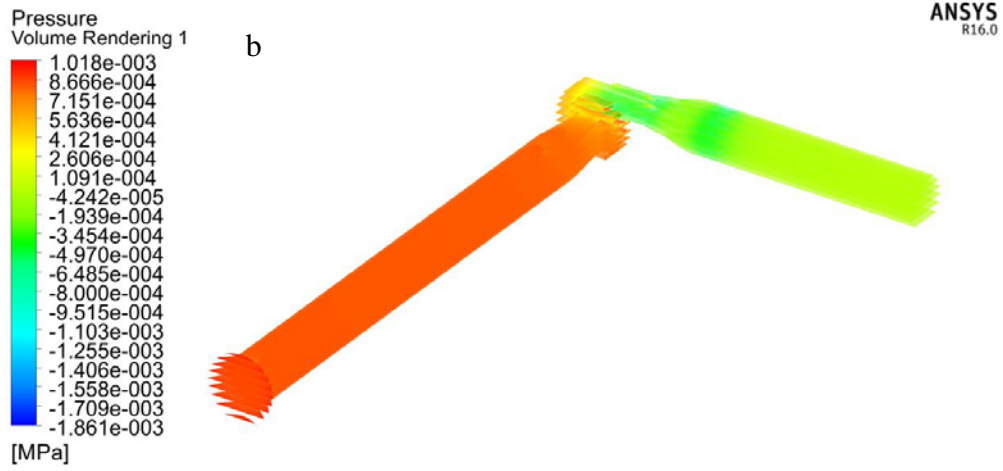
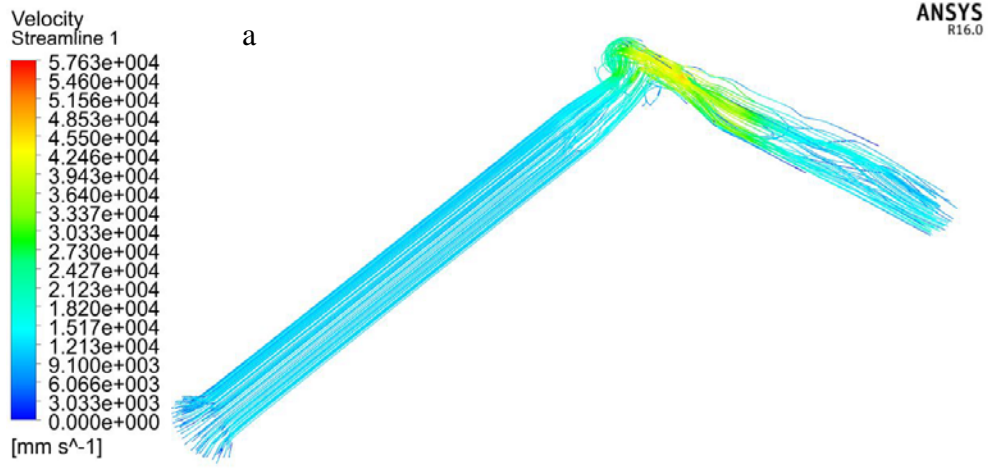


Şekil 4.4. (a) Düzelticili ve (b) Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzenekleri Basınç Haritaları

Daha verimli açının negatif ya da pozitif hangi açı olduğu sorusunu cevaplamak adına doğrulama aşamasında belirlenen deney düzeneği modeli içerisindeki fan çarkı $+10^\circ$ ve -10° yanal kanatçık açısına sahip iki farklı fan çarkı ile değiştirilerek iki adet deney düzeneği modellenerek ağ örgüsü oluşturulmuş ve analiz yapılmıştır. Bu analiz sonuçlarından $+10^\circ$ yanal kanatçık açılı fan çarkına ait olanları Şekil 4.5 te ve -10° yanal kanatçık açılı fan çarkına ait olanları Şekil 4.6 da incelenebilir.



Şekil 4.5. +10° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarkı Deney Düzenəğinin (a) Hız Akış Çizgisi Diyagramı ve (b) Basınç Haritası



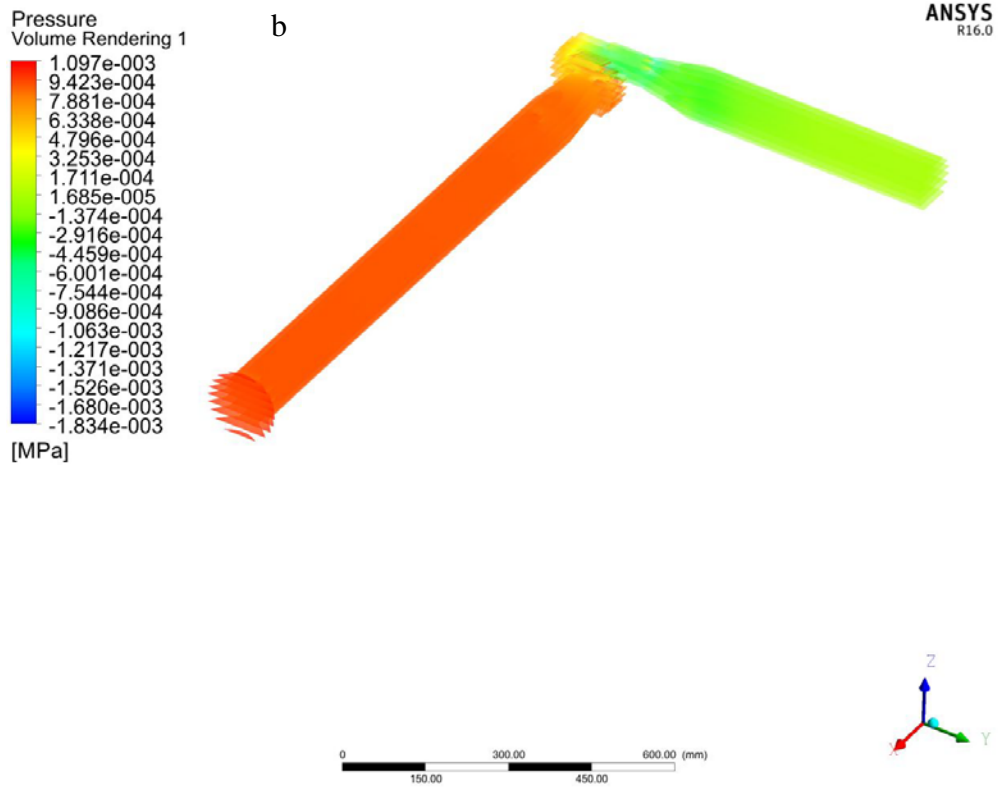
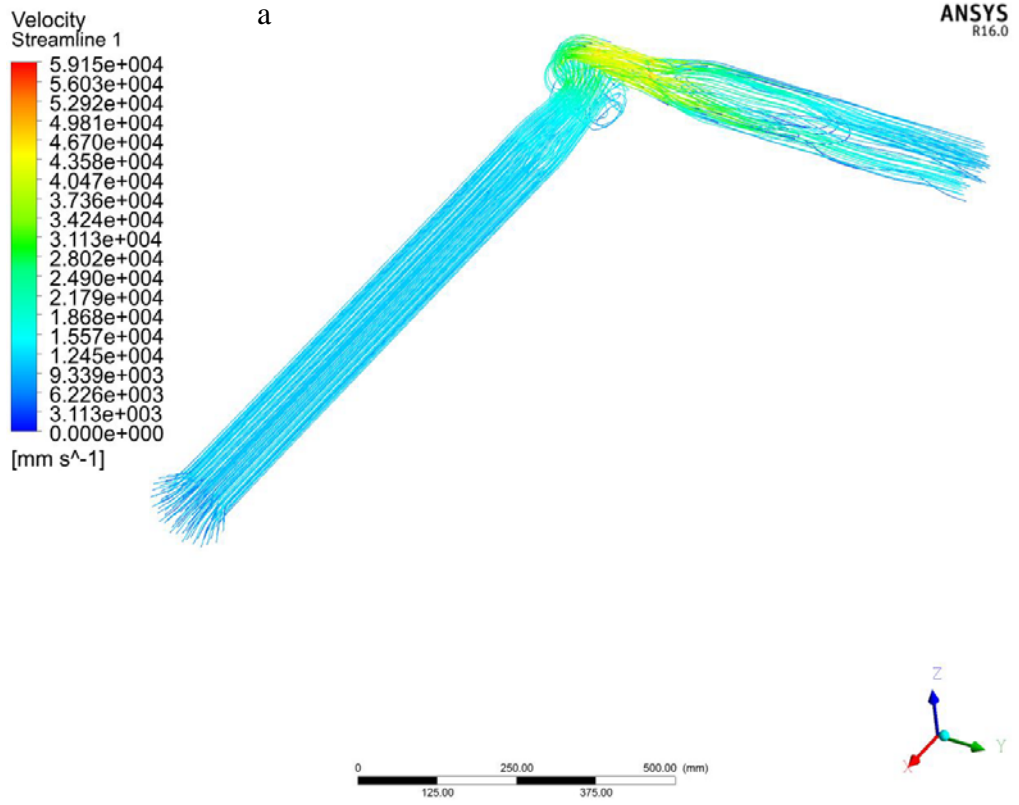
Şekil 4.6. -10° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarkı Deney Düzenliğinin (a) Hız Akış Çizgisi Diyagramı ve (b) Basınç Haritası

Bu iki analizin basınç verilerini incelediğimizde basınç haritalarındaki maksimum basınç değerlerinin pozitif yanal kanatçık açısı için 0,9304 kPa ve negatif yanal kanatçık açısı için 1,018 kPa olduğu görülmüştür. Bu iki değer arasındaki fark yüzdesel olarak % 9,42 dir. Burada emme basıncı olarak özdeş negatif yanal kanatçık açısının daha verimli (yüksek değerde) olduğu görülmüştür.

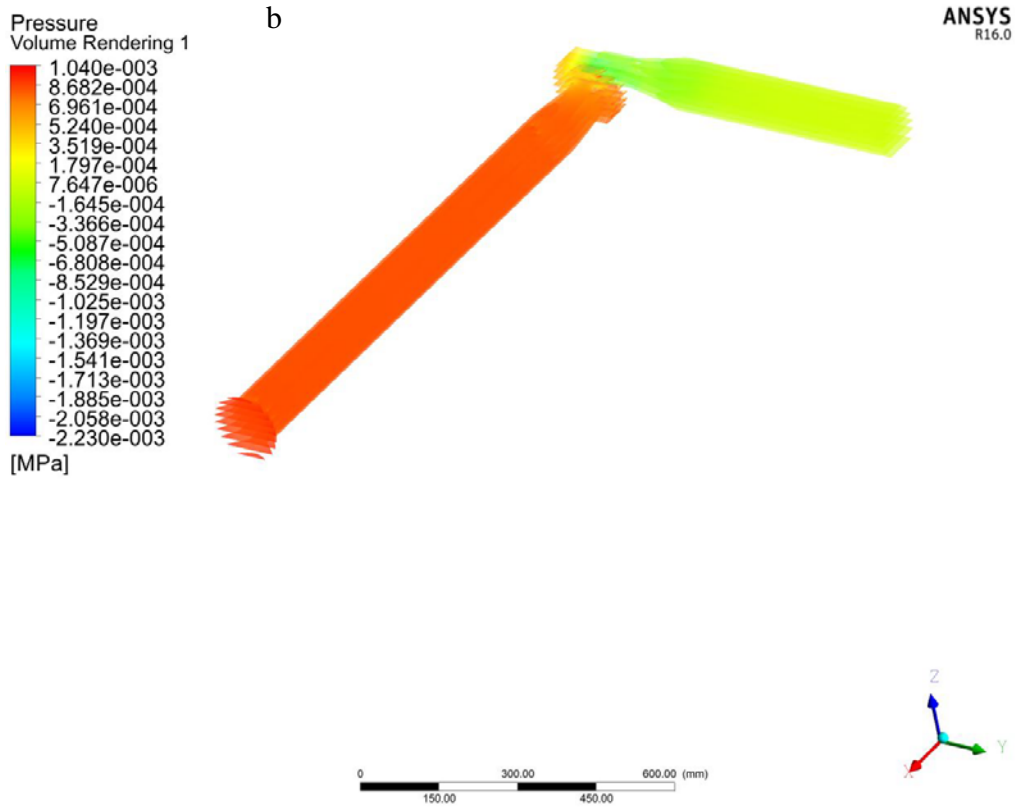
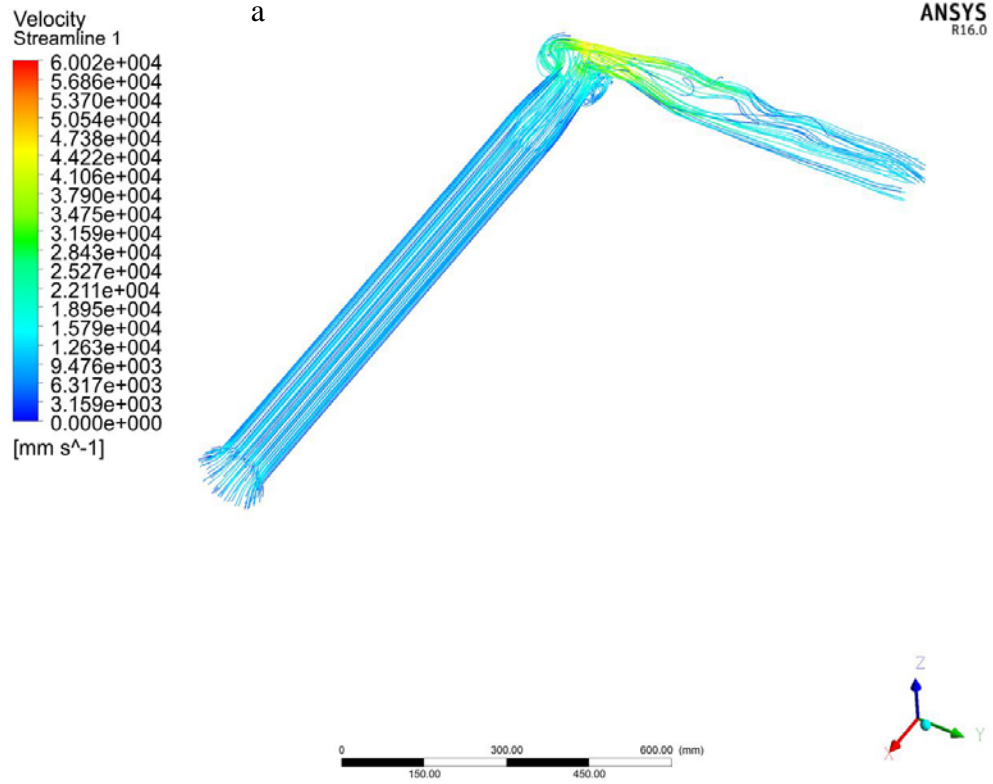
Aynı analizler için hız değerlerini değerlendirdiğimizde hız akış çizgisi diyagramlarındaki maksimum hız değerlerinin pozitif yanal kanatçık açısı için 55,47 m/s ve negatif yanal kanatçık açısı için 57,63 m/s olduğu görülmüştür. Bu iki değer arasındaki fark yüzdesel olarak % 3,89 dir. Burada da hava akış hızı dolayısıyla debi olarak da özdeş negatif yanal kanatçık açısının daha verimli olduğu görülmüştür. Bu tespit sebebiyle bir sonraki analiz için negatif açıda mutlak değer artışı yapılarak devam edilmiştir.

-20° yanal kanatçık açılı fan çarkı için yapılan HAD analizi sonuçları Şekil 4.7’de görülmektedir. Bu analizdeki maksimum hız değeri 59,15 m/s ve maksimum basınç değeri 1,097 kPa olduğu hesaplanmıştır. Burada basınç ve hız değerlerinin -10° yanal kanatçık açısına sahip fan çarkına göre daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Buradaki artış yüzdesel olarak basınç için %7,76, hız için ise %2,64 olduğu hesaplanmıştır.

Artışın devam etmesi sebebiyle daha büyük değerdeki negatif açıdaki durumun görülmesi adına, materyal ve yöntem bölümünde belirtildiği gibi açıklık problemi sebebiyle -30° yanal kanatçık açısına sahip çarkın kullanılmasının mümkün olmaması göz önüne alınarak, -25° yanal kanatçık açısına sahip fan çarkı içeren özdeş deney düzeneğine aynı analizler uygulanmıştır. Hız akış çizgisi diyagramı ve basınç haritası Şekil 4.8’de sunulmuştur.

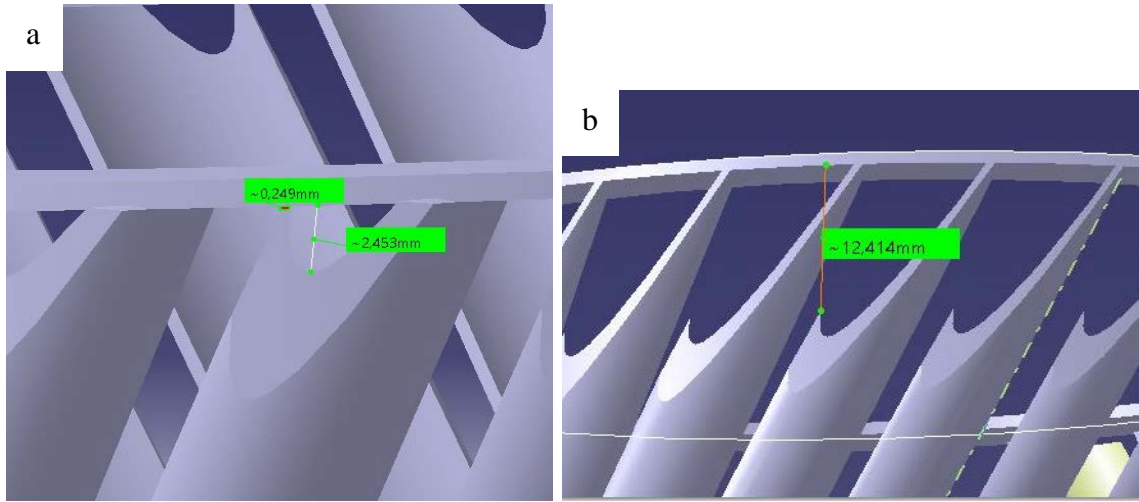


Şekil 4.7. -20° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarkı Deney Düzenliğinin (a) Hız Akış Çizgisi Diyagramı ve (b) Basınç Haritası



Şekil 4.8. -25° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarkı Deney Düzeneğinin (a) Hız Akış Çizgisi Diyagramı ve (b) Basınç Haritası

Yanal kanatçık açısının belirlenmesinde, fan çarkı kanatçığının üst birleştirici düzlem ile temasının neredeyse noktasal düzeye gerilemesi sebebiyle -30 derecelik yanal kanatçık açısı tasarimsal olarak uygulanamamaktadır. Bu kanatçık açısında yarık bölgesindeki açıklık 12,42 mm yi bulmaktadır, bu durum Şekil 4.9'da görülmektedir. -25 derecelik fan çarkında ise bu açıklık 2,45 mm ve 0,25 mm kenar başlangıcı teması da mevcut olduğundan dolayı kabul edilebilir düzeyde bulunarak, maksimum yanal kanatçık açısı olarak belirlenmiştir.

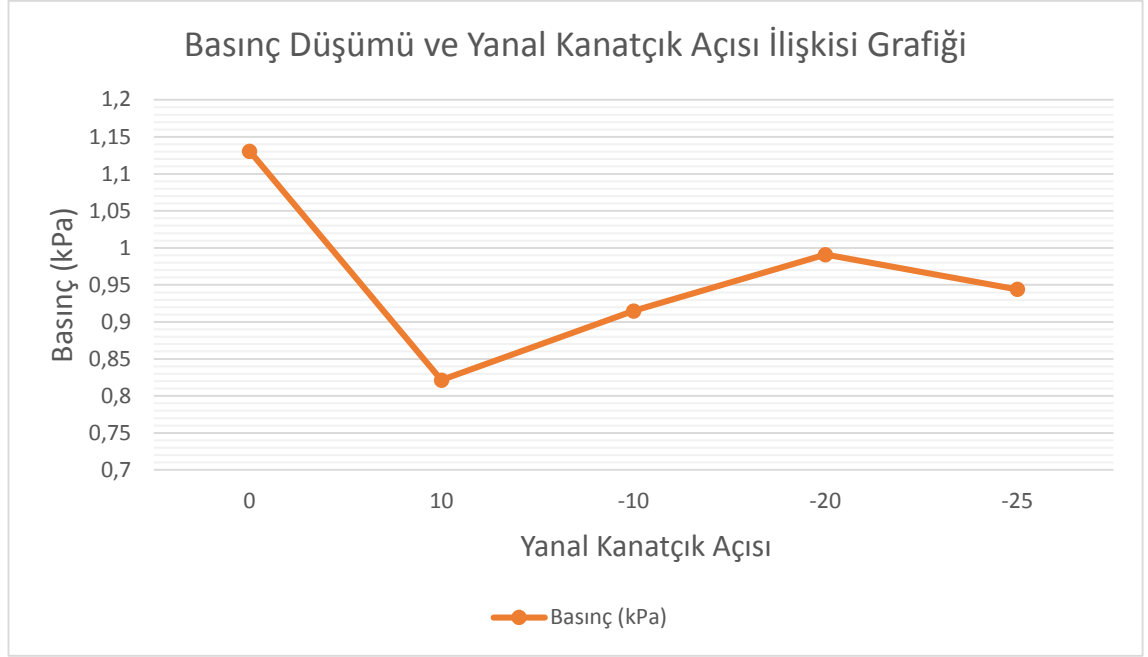


Şekil 4.9. (a) -25° ve (b) -30° Yanal Kanatçık Açılı Fan Çarklarındaki Açıklıklar

Şekil 4.8'de -25° yanal kanatçık açılı fan çarkına sahip deney düzeneği analizindeki maksimum hız değeri 60,02 m/s ve maksimum basınç değeri 1,040 kPa olduğu hesaplanmıştır. Burada hız değerinin -20° yanal kanatçık açısına sahip fan çarkına göre daha yüksek, basınç değerinin ise daha düşük olduğu tespit edilmiştir. -20° ye oranla bu analizdeki hız artışının % 1,47 ve basınç düşüşünün ise %5,48 olduğu hesaplanmıştır.

-25° yanal kanatçık açısına sahip fan çarkı analizi neticesinde geometrik sınır sebebiyle açının büyütülmesinin getireceği konstrüksiyon olarak verimsizlik, hız artış yüzdesindeki düşüş ve basınçtaki artış eğiliminin düşüşe dönmesi bu analizin son analiz olmasına karar verilmesine neden olmuştur. Düzelticisiz deney düzeneği ve bu düzenek üzerinden yanal kanatçık açıları değiştirilmiş düzeneklerin basınç değerleri Çizelge 4.8'de sunulmaktadır.

Çizelge 4.8. Basınç Düşümü ve Yanal Kanatçık Açısı İlişkisi Grafiği



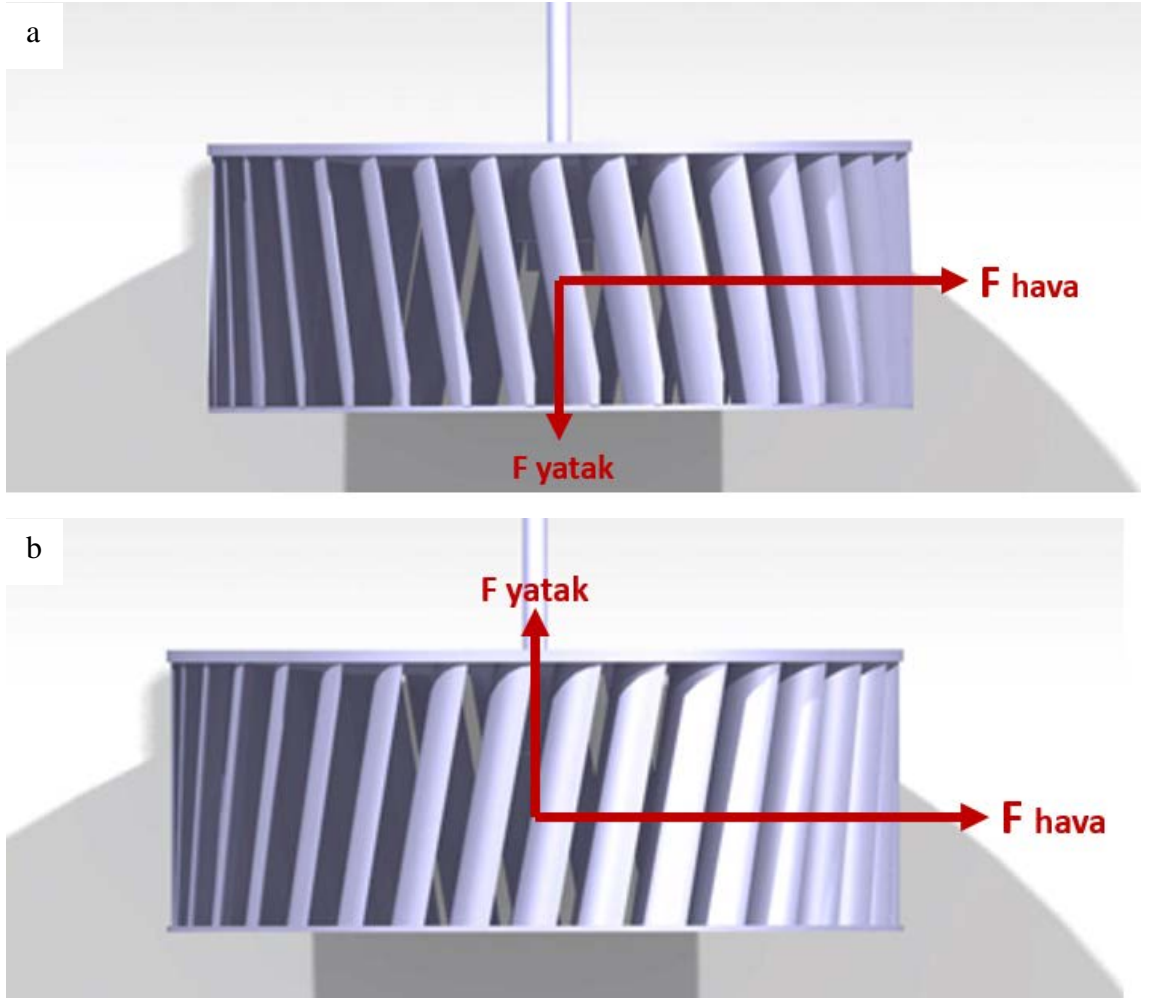
Yukarıdaki grafikte, deney düzeneğinin giriş ve çıkışındaki ortalama basınç değerlerinin düşüşü üzerinden performans kıyaslaması yapılmıştır. Yanal kanatçık açısı olan tüm radyal fanların karakteristiği basınç anlamında tam radyal fanlardan daha verimsiz olduğu görülmüştür. Yanal kanatçık açısına sahip olan fan çarkları kıyaslandığında ise, -20° yanal kanatçık açılı radyal fanın yanal kanatçık açısına sahip fanlar arasında en verimli olduğu tespit edilmiştir.

Hız değerleri tam radyal ve yanal kanatçık açısına sahip radyal fanlar arasında kıyaslandığında açının mutlak değeri ile hız değerlerinin -20° ye kadar doğru orantılı arttığı görülmüştür. -25° de basınç ile hız değerlerinde düşüş görülmesi sebebiyle oluşan performans verimsizliği ve fan çarkındaki açıklık sebebiyle oluşan konstrüksiyon güvensizliği göz önüne alındığında hız açısından en verimli açının -20° olduğu belirlenmiştir.

4.3. Yanal Kanatçık Açılarının Fan Yataklamasına Etkisi

Fanlarda yanal kanatçık açısının yataklama üzerine etkisi incelendiğinde, fan çarkındaki negatif yanal kanatçık açısının yataklamayı destekleyen kuvvet bileşeni ortaya çıkartırken, pozitif yanal kanatçık açısı ise yataklamayı zorlayan kuvvet bileşeni ortaya çıkartmaktadır. Bu durum Şekil 4.10'da kanatçık konumlarının üst görünüşleri üzerinde kuvvet bileşenleriyle görülmektedir.

Bu durum sahadaki uygulamalarda yanal kanatçık açısına sahip fan çarkı kullanılmasının debi artışı dışındaki sebebidir. Çünkü yataklama elemanlarının (rulman vb.) ömrünün kısaltmaması ve daha ekonomik rulman tiplerinin çok hassas olmayan mil göbek bağlantısına sahip fan çarklarında kullanılabilmesi için negatif yanal kanatçık açılı fan çarkları tercih edilebilmektedir.



Şekil 4.10. (a) Pozitif ve (b) Negatif Yanal Kanatçık Açılarında Kuvvet Bileşenleri

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Radyal fanlar çok geniş kullanım alanlarına sahip olmaları nedeniyle enerji tüketiminde önemli ağırlığa sahiptirler. Bu fanlar ile ilgili yapılacak küçük bir verim artışı bile oldukça önemli olacaktır. Bu nedenle, radyal fanlar ile ilgili çok sayıda çalışma yapılmıştır ve yapılmaya devam edilmektedir.

Yanal kanatçık açısına sahip radyal fanların, tam radyal fanlara göre basınç açısından daha verimsiz olmakla beraber, hız açısından daha verimli olmaları sebebiyle gündelik hayatta kullanımı mevcuttur. Yanal kanatçık açılarının fan performansına etkileri de yine kullanım alanlarına göre (kapalı hacme atık toplama, kapalı hacimdeki atık gazı atmak vb.) önemli ihtiyaçları karşılayabilmektedir. Bu nedenle, kullanım alanına göre en uygun yanal kanatçık açısının belirlenmesi, basınç açısından kayıp meydana getirmesine rağmen, faydalı olabilmektedir. Yanal kanatçık açılarının radyal fan performansına etkilerinin incelendiği bu çalışmada:

- Yanal kanatçık açısı olan tüm radyal fanların karakteristiğinin basınç anlamında tam radyal fanlardan daha verimsiz olduğu,
- Hız değerleri tam radyal ve yanal kanatçık açısına sahip radyal fanlar arasında kıyaslandığında açının mutlak değeri ile hız değerlerinin doğru orantılı arttığı,
- Yanal kanatçık açısına sahip olan radyal fan çarkları içerisinde ise -20° yanal kanatçık açılı radyal fan en verimli olduğu,
- Kanatçık açısına sahip radyal fan uygulamalarında negatif açılı fan kullanılması, bu çalışmanın sonuçlarından birisi olan negatif açılı fanların daha verimli olduğu sonucu ile uyum gösterdiği,
- Yataklama elemanlarının (rulman vb.) ömrünün kısalması adına negatif yanal kanatçık açılı fan çarkları kullanılabileceği,
- En yüksek hız ve debi veren yanal kanatçık açısı değeri -20° olduğu, -25° 'de her iki değer düşmeye başladığı ve -25° yanal kanatçık açısına sahip fan çarkındaki açıklık sebebiyle oluşan konstrüksiyon güvensizliği göz önüne alındığında basınç ve hız açısından en verimli açının -20° olduğu,

Tüm negatif yanal kanatçık açılı radyal fanlar gibi, -20° yanal kanatçık açısına sahip fan çarkının da daha yüksek yataklama kuvveti sağladığı görülmüştür. Bunun yanında, maksimum hava hızı ve maksimum debi sağladığı tespit edilen -20° yanal kanatçık açısına sahip fan çarkının, belirtilen uygulamalarda kullanımının fayda sağlayacağı sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

American Psychological Association. (2019, September). *Style and Grammar Guidelines*. <https://apastyle.apa.org/style-grammar-guidelines>
Son Erişim Tarihi: 16.11.2021

Aureliano F.S., Guedes L.C.V. (2019). *Computational FluidDynamics(CFD):Behavioral Study And Optimization Of The Blades Number Of A Radial Fan*. 29. Uluslararası Esnek Otomasyon ve Akıllı Üretim Konferansı, 38 (2019) 1324–1329, Limerick, İrlanda.

Akaydın, H. D. (2006). *Design and Optimization of Radial Impellers*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.

Aktaş, A., Balcı M., Uçar T. (2002). *Pnömatik Pülverizatörler İçin Radyal Bir Komresörün Tasarımı, Simülasyonu, Prototip İmalı ve Performans Analizi*, Teknoloji Dergisi, 5 (3-4), 79-88.

Aktaş, A., Balcı M. (2004). *Bir Sırt Pülverizatörü İçin Yeni Tasarlanmış ve İmal Edilmiş Radyal Bir Kompresör ile Aynı Amaçlı Radyal Bir Fanın Performanslarının Karşılaştırılması*, Teknoloji Dergisi, 7 (4), 615-623.

Aktaş A. (2001). *Tarımsal İlaçlama Amaçlı Radyal Bir Kompresörün Tasarımı, Prototip İmalı ve Performans Analizi*, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi.

Akyüz, Y. (2019). *Hibrit Sokak Süpürme Aracının Emiş Fan Sisteminin Tasarımı ve Prototip İmalatı*, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi.

ANSI, *ANSI/AMCA 210: Laboratory Methods of Testing Fans for Ratings*, American National Standard, Law Resorce. Son Erişim Tarihi: 16.11.2020
<https://law.resource.org/pub/us/cfr/ibr/001/amca.210.1999.pdf>

Ata İ., Acır A. (2020). *Hava Akışkanlı Güneş Kolektöründe Isı Transferi İyileştirmesine Etki Eden Parametrelerin Taguchi Metodu ile Optimizasyonu*, Politeknik Dergisi, 23(2), 527-535.

Atlı, Z. (2006). *Yarı Açık Çarklı Merkezkaç Fanların Aralık Kayıplarının Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile Simülasyonu*, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi.

Bayraktar, M. E. (2013). *Otomobil Led Aydınlatma Ürünlerinin Zorlanmış Taşınım ile Soğutulması*, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi.

Cellek, M. S., Engin, T. (2016). *3-D Numerical Investigation and Optimization of Centrifugal Slurry Pump Using Computational Fluid Dynamics*, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 36 (1), 69-83.

Çalışkan, M.(2014). *Eksenel Akışlı Fan Tasarımı*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.

Darvish M., Frank S. (2012). *Toward The CFD Simulation of Sirocco Fans: From Selecting a Turbulence Model to The Role of Cell Shapes*. Fan 2012 Konferansı, Senlis, Fransa.

Doğan, Y. (2007). *Numerical Noise Prediction: Application to Radial Fans*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.

Doğruoğlu D., Kaya A.M. (2022). *Radyal Fan Performans Analizi İçin AMCA 210 Standardında Düzenek Kurulumu ve Düzelticinin Etkisinin İncelenmesi*, Mühendislik Alanında Uluslararası Araştırmalar-1, 197-211. Serüven Yayınevi.

Emen, Y. (2020). *Hava Isıtımlı Güneş Kolektörlerinin Dolgu Malzemeleri Kullanılarak Verimlerinin Arttırılması*, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi.

Gönenlioğlu, E. (2014). *Design Improvement of Radial Fans on Domestic Refrigerators by Numerical and Experimental Methods*, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi.

Gülçimen, F. (2008). *Yeni Tasarlanan Havalı Kolektörler Yardımı ile Reyhan ve Nane Kurutulması*, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi.

Güney, M. (2016). *Radyal Fan Salyangozunun Fan Performansına Etkilerinin HAD Yardımı ile İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.

Hançerli, O. (2019). *Radyal Fan Performansına Etki Eden Parametrelerin Sayısal Olarak İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Hitit Üniversitesi.

İlikan, A.N. (2014). *Kanat Profili Dizilimi Biçimlerinin Eksenel Fanların Performansına Etkileri*, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.

Karaokur, H. İ. (2019). *Salyangoz Gövdeli Radyal Fan Performansının Deneysel ve Nümerik Olarak İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi.

Kılıç, A. (2018). *Yeni Bir Havalı Güneş Kolektörünün Geliştirilmesi, Performans Analizi ve Tarım Ürünlerinin Kurutulmasında Uygulanması*, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi.

Mohammed, A. M. (2018). *Effects of Mechanical Vibration on The Heat Transfer Characteristics of Tubular Turbulent Flow*, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi.

Mutlu, Ö. (2018). *İleriye Dönük Kanatlı Radyal Fan Tasarım Yöntemlerinin HAD ile İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.

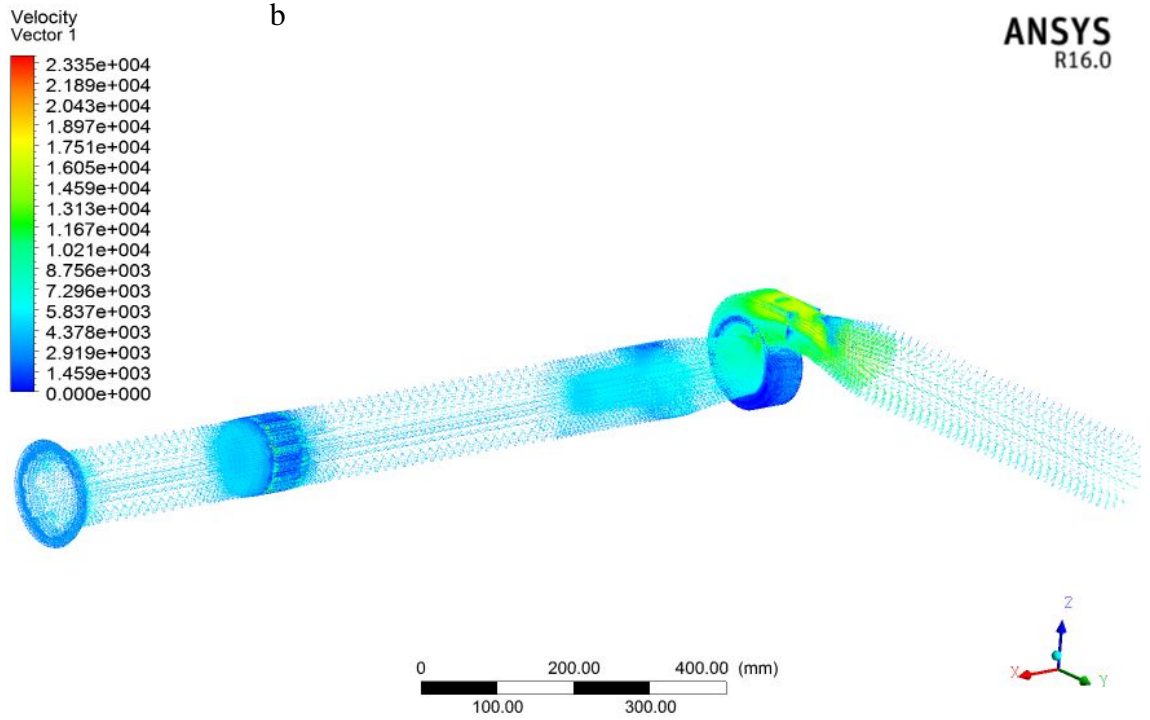
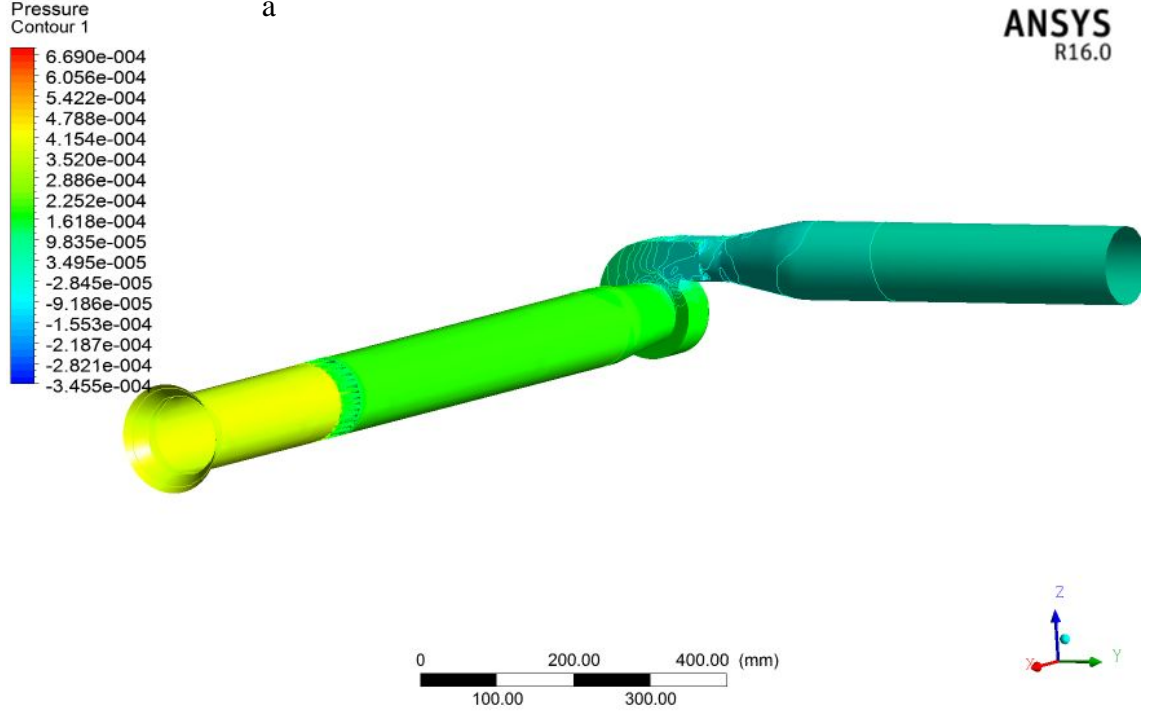
Radgen P. (2005). *Greenhouse Gas Emissions Reduction by Motor Systems—The Case of Compressed Air Systems in Power Generation and Industry*. Sera Gazı Kontrol Teknolojileri-7, 2 (1) 1421–1426. Elsevier.

Yenigül, O. (2010). *Multi-Objective Optimization of a Centrifugal Fan Based on Flow Simulations*, Yüksek Lisans Tezi, Yeditepe Üniversitesi.

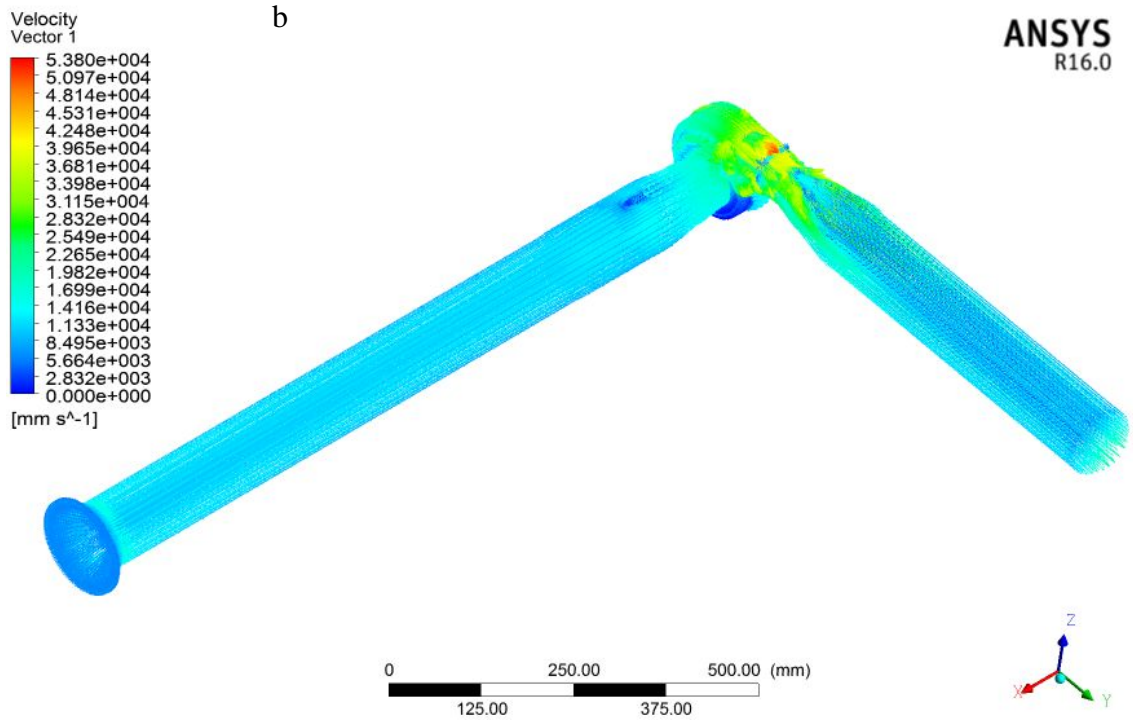
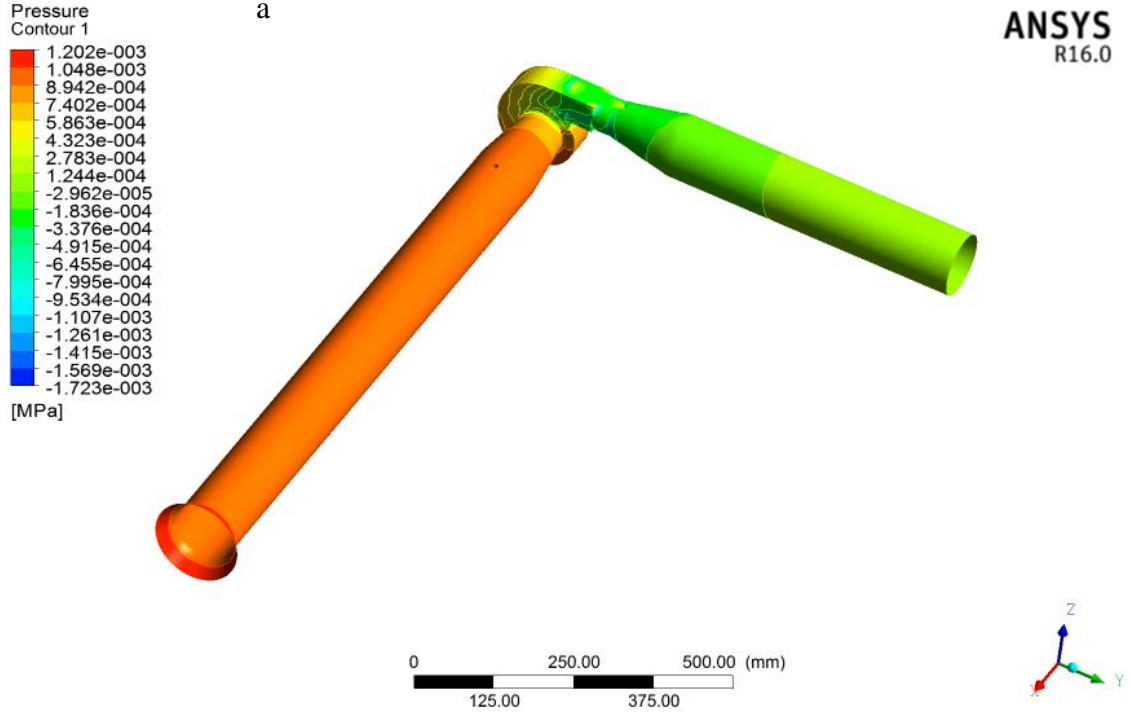
EKLER

- EK 1** Düzelticili Tam Radyal Deney Düzeneği (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri
- EK 2** Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri
- EK 3** Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği Arttırılmış Ağ Yapısı Bağımsızlığı Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri
- EK 4** Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği Düşürülmüş Ağ Yapısı Bağımsızlığı Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri
- EK 5** Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği İki Defa Arttırılmış Ağ Yapısı Bağımsızlığı Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri
- EK 6** +10° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri
- EK 7** -10° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri
- EK 8** -20° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri
- EK 9** -25° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri

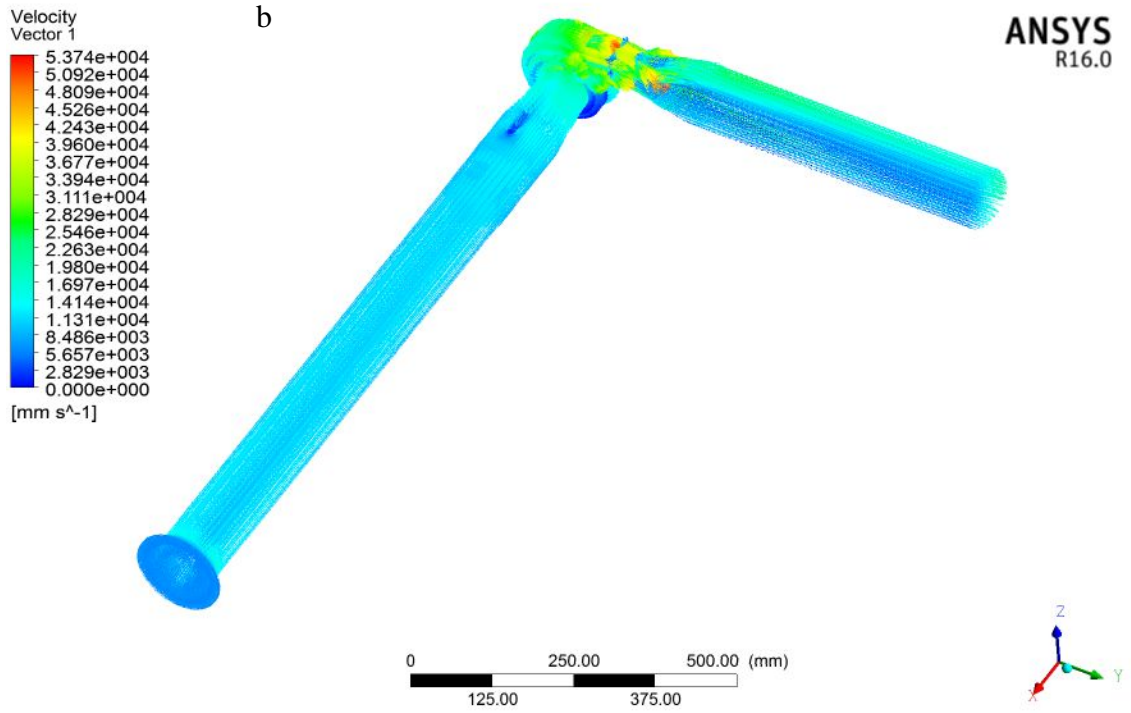
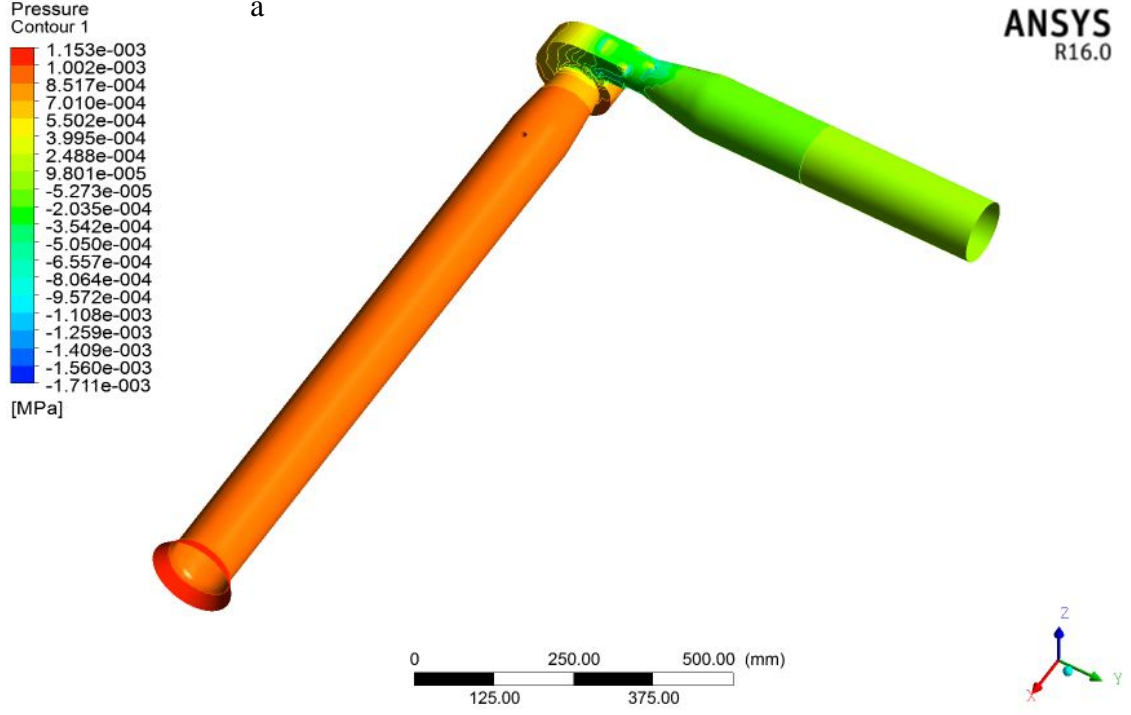
EK 1 Düzelticili Tam Radyal Deney Düzeneği (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri



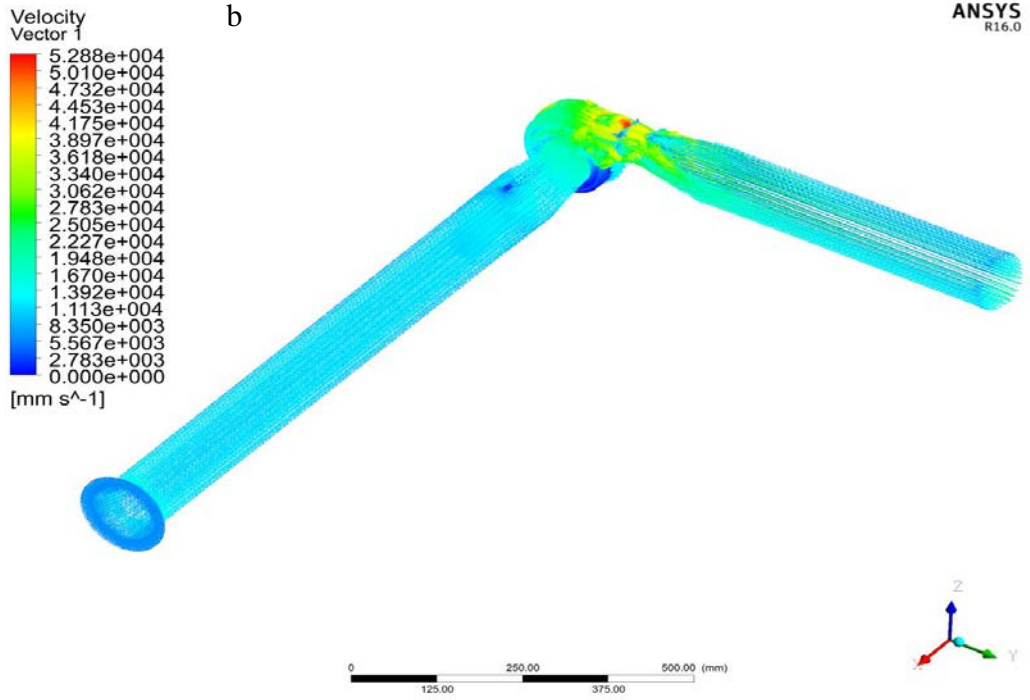
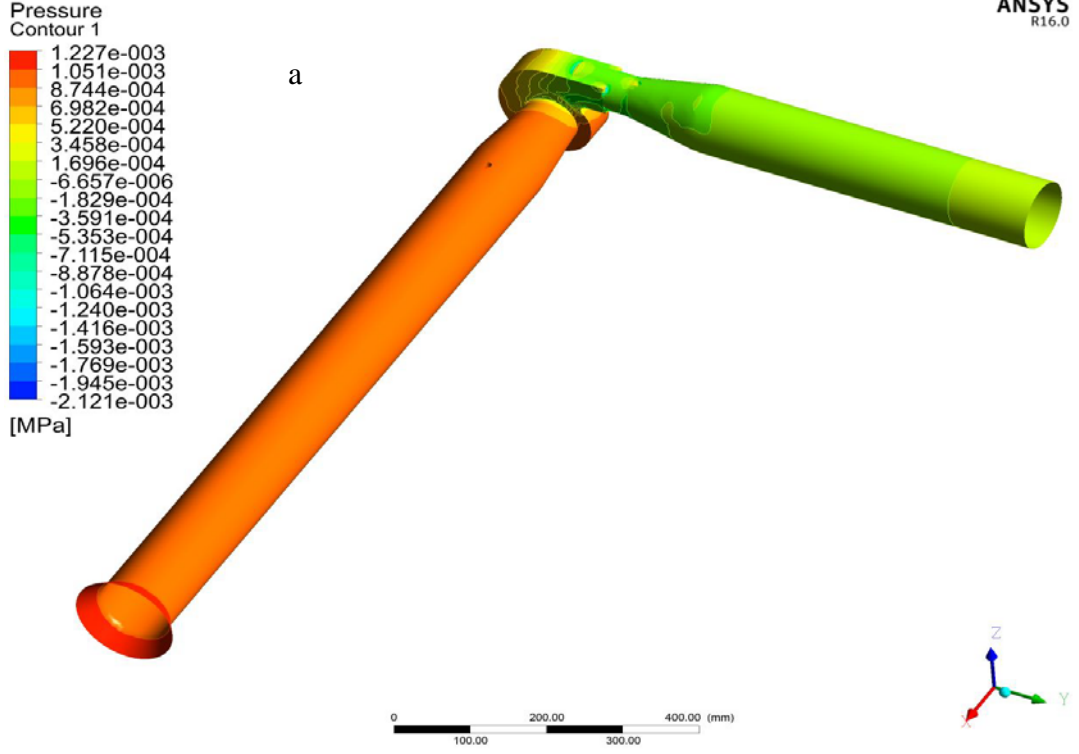
EK 2 Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri



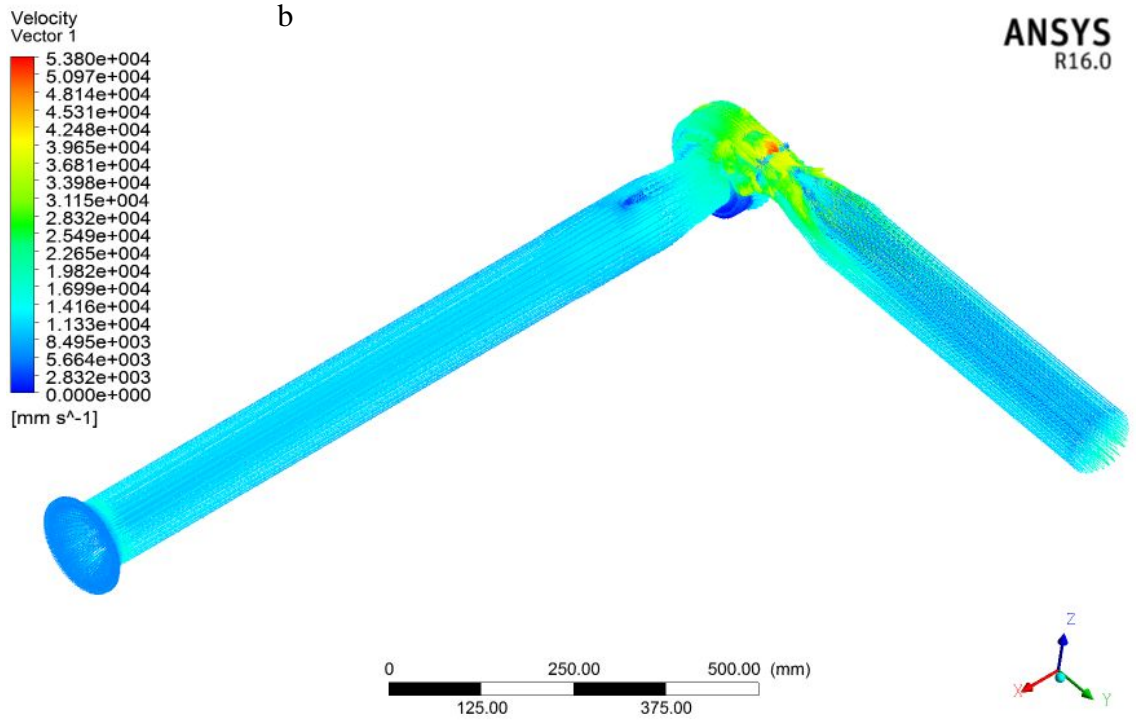
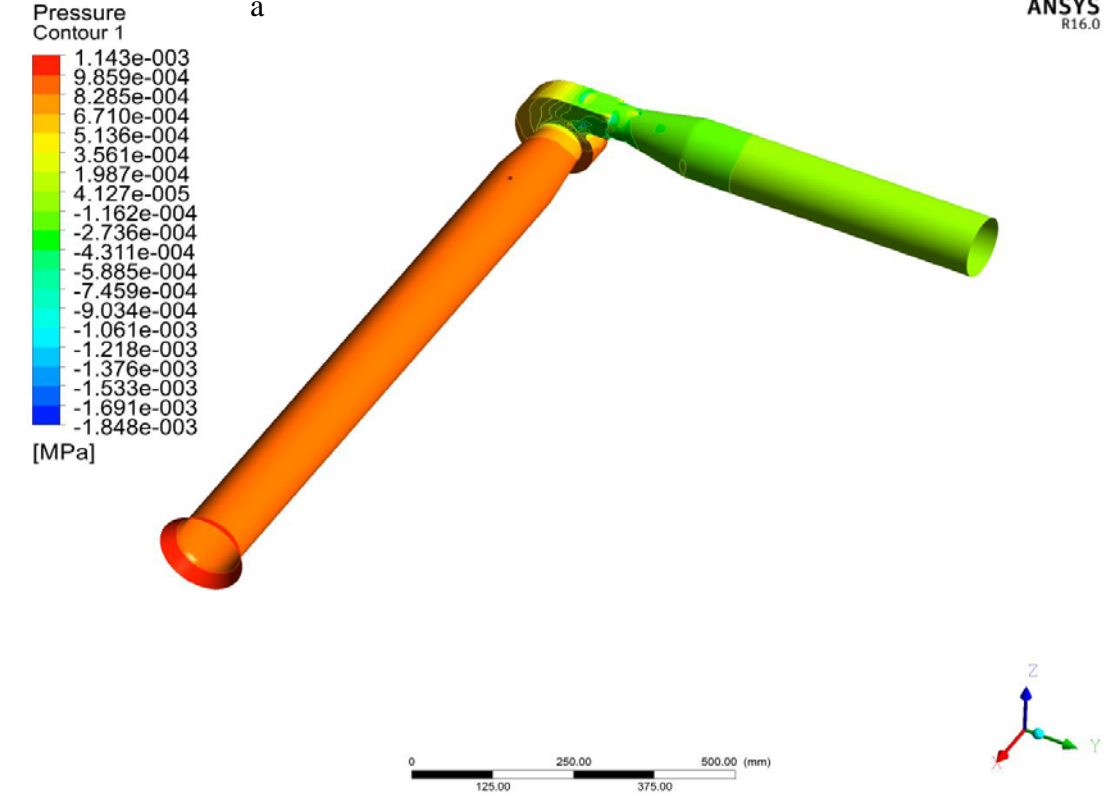
**EK 3 Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği Arttırılmış Ağ Yapısı Bağımsızlığı
Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri**



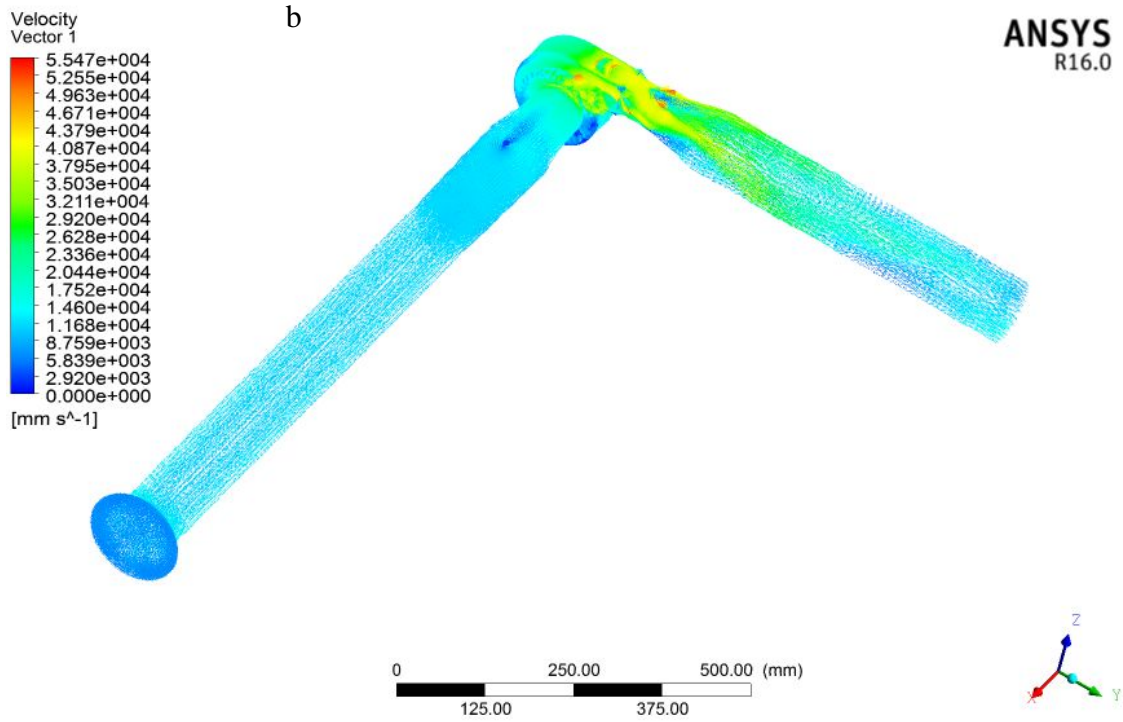
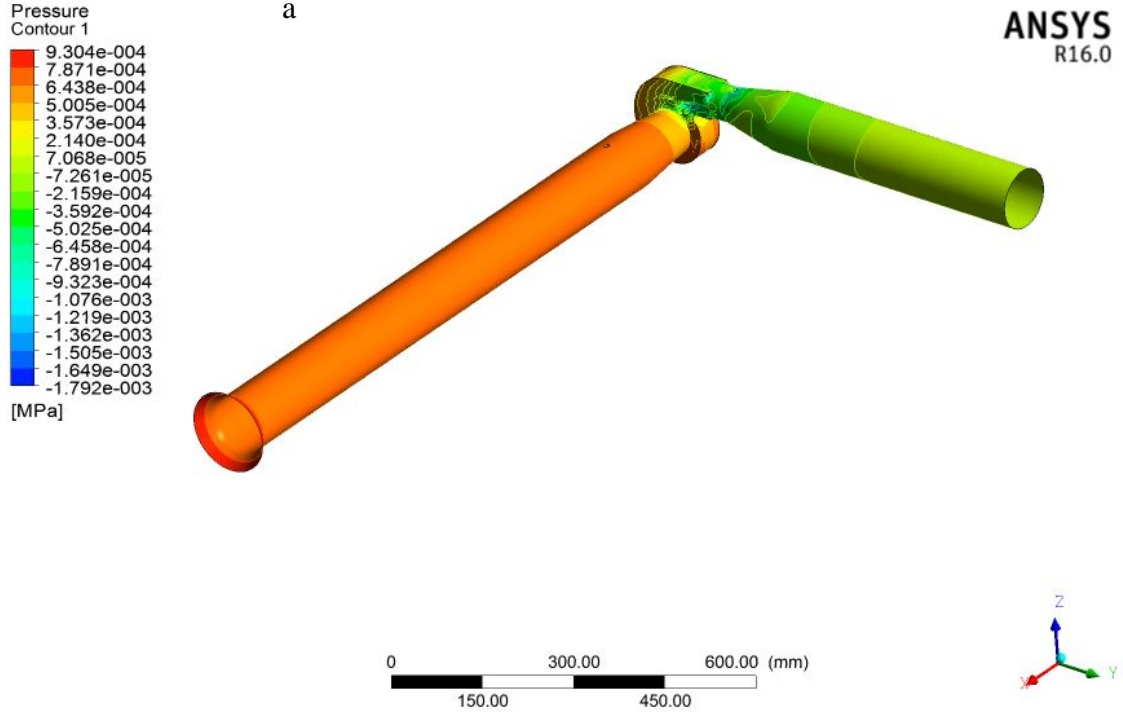
EK 4 Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği Düşürülmüş Ağ Yapısı Bağımsızlığı Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri



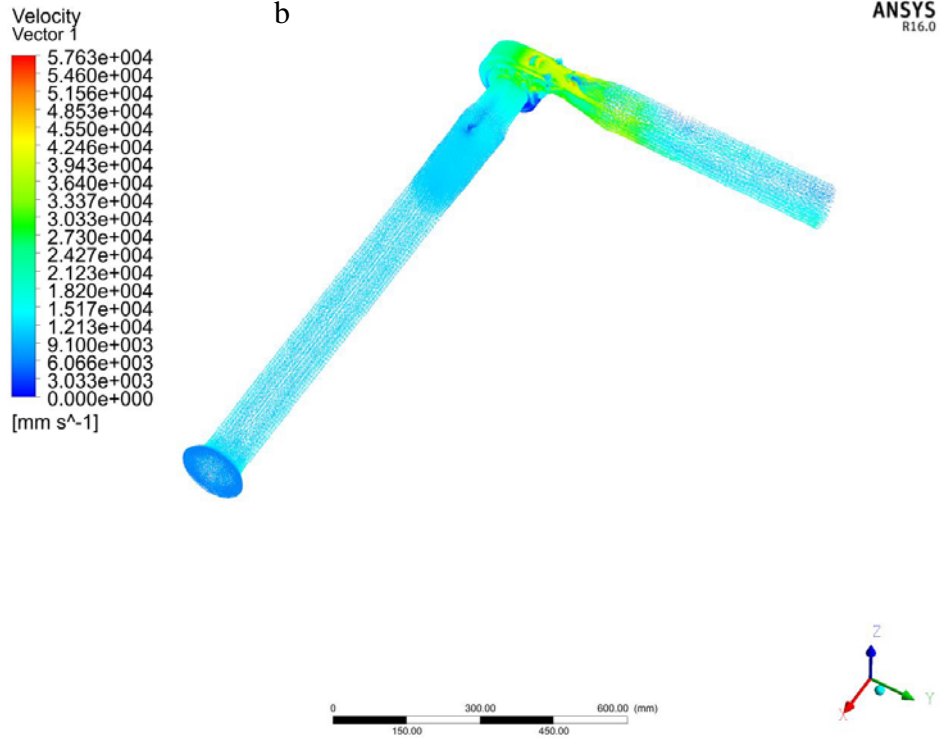
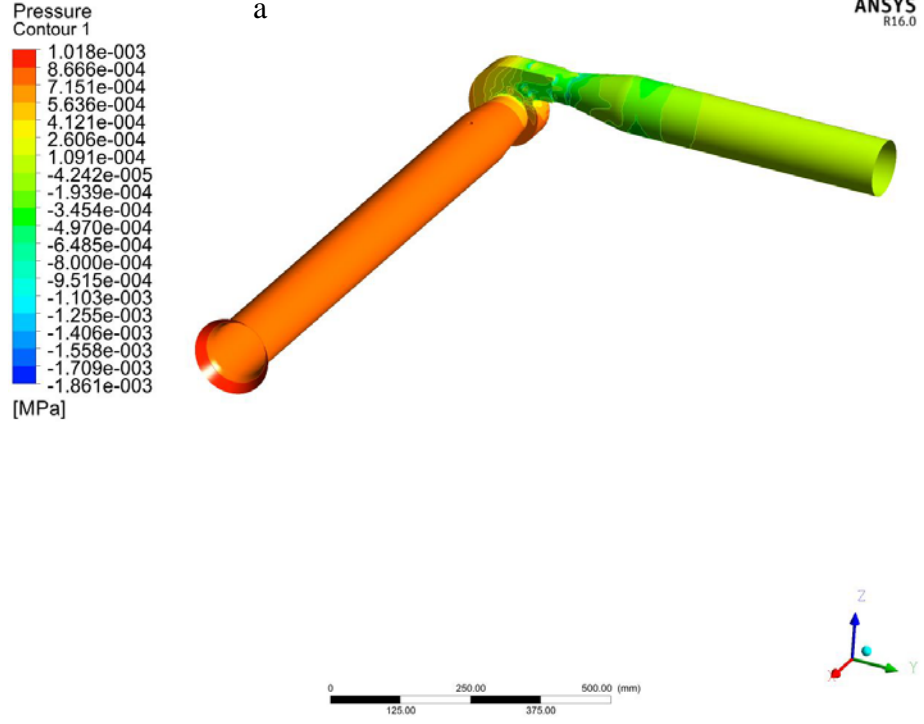
EK 5 Düzelticisiz Tam Radyal Deney Düzeneği İki Defa Arttırılmış Ağ Yapısı Bağımsızlığı Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri



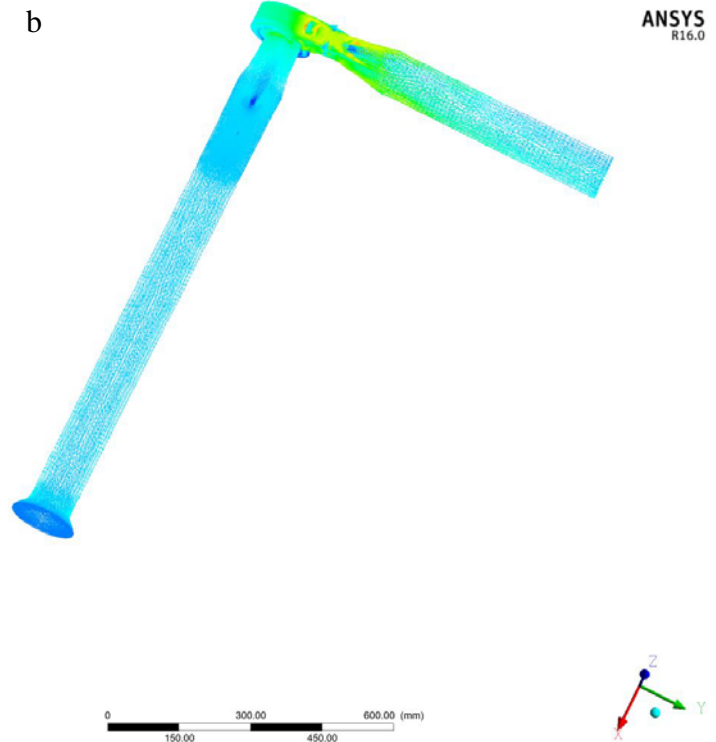
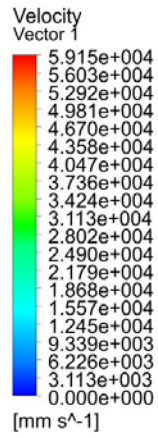
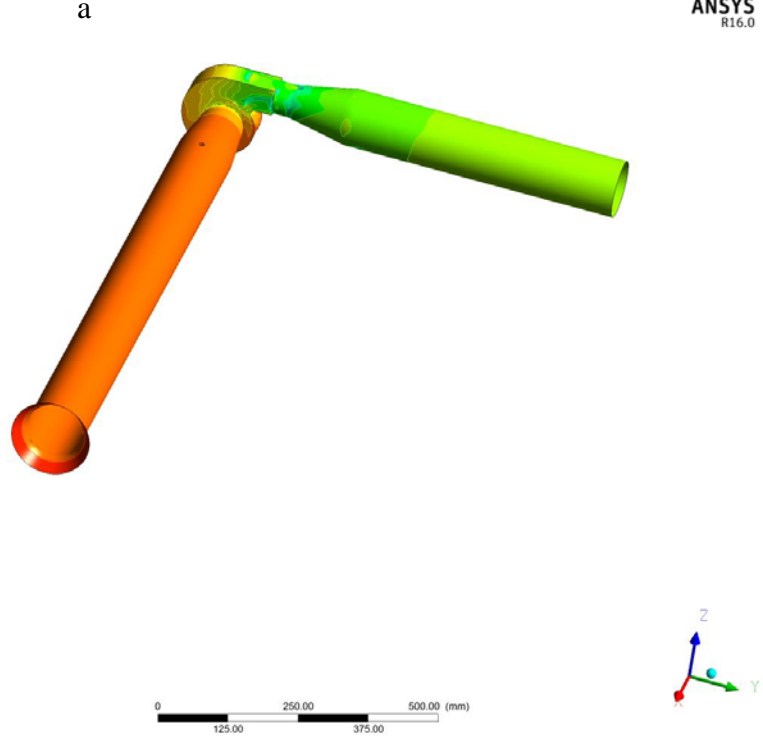
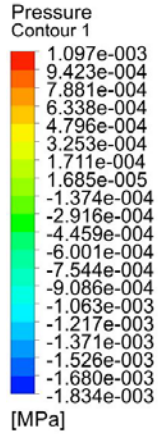
EK 6 +10° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri



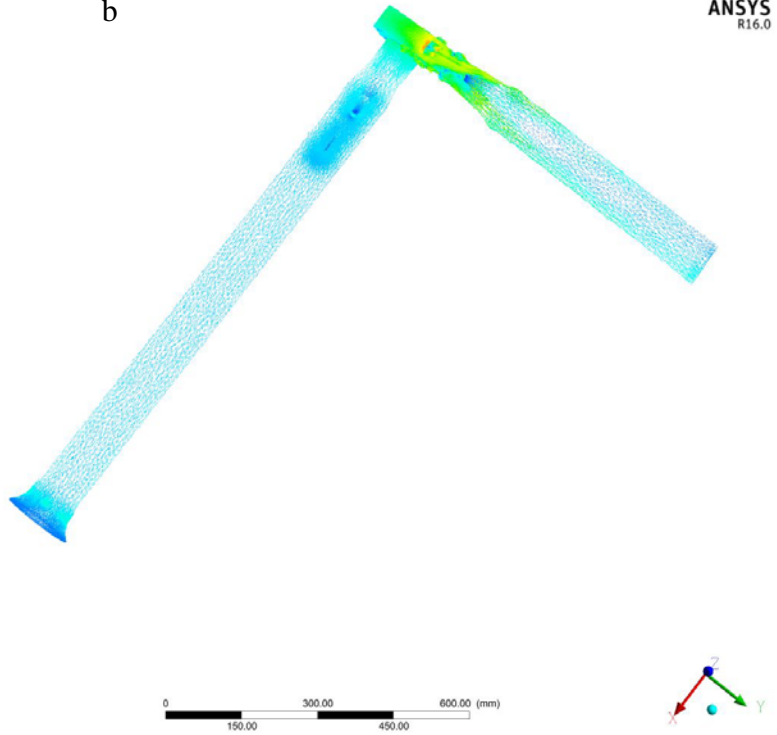
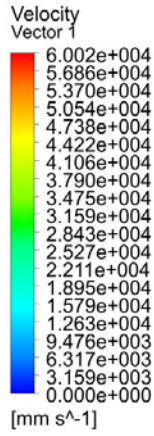
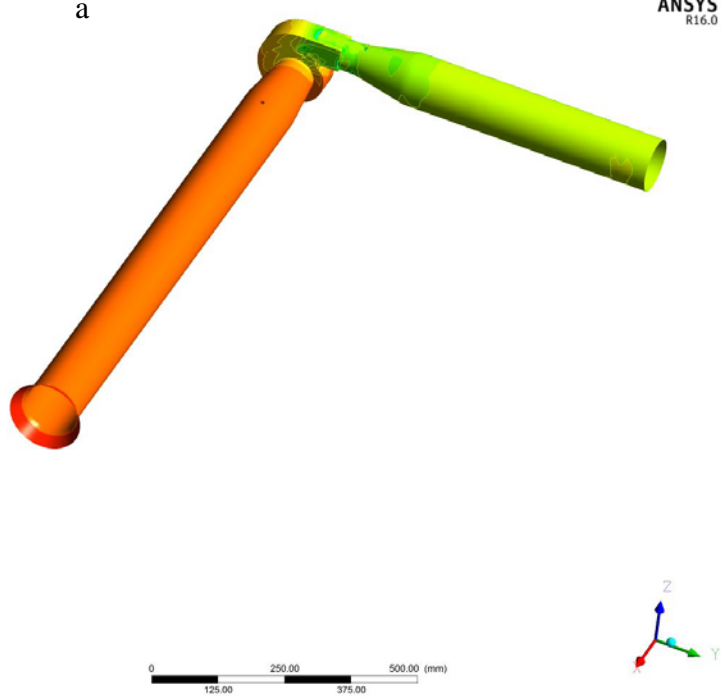
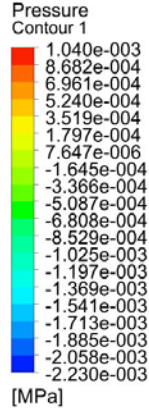
EK 7 -10° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri



EK 8 -20° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri



EK 9 -25° Yanal Kanatçık Açılı Deney Düzeneği Analizi (a) Basınç Kontürü ve (b) Hız Vektörü Görüntüleri



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Doruk DOĞRUOĞLU
Doğum Yeri ve Tarihi : Osmangazi / BURSA, 1993
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu :

Lise : Karacabey Anadolu Lisesi (Fen Bilimleri)
Ön lisans : Anadolu Üniversitesi Açıköğretim Fakültesi Adalet
Yüksekokulu
Lisans : Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine
Mühendisliği

Çalıştığı Kurumlar :

As Doruk Mühendislik Ltd. Şti. 2008-2018
Bc Biyomedikal Ltd. Şti. 2019
Orakçı Makina A.Ş. 2019-2021
Coşkunöz Kalıp Makina A.Ş. 2021-2023
Oyak-Renault A.Ş. 2023-Halen

İletişim (e-posta) : dogruoglundoruk@gmail.com

Akademik Çalışmalar :

- 1) Doğruoğlu D., Kaya A.M. (2022). *Radyal Fan Performans Analizi İçin AMCA 210 Standardında Düzenek Kurulumu ve Düzelticinin Etkisinin İncelenmesi*, Mühendislik Alanında Uluslararası Araştırmalar-1, 197-211. Serüven Yayınevi.
- 2) Doğruoğlu D., Kap E., Sarıbatur Ö. (2017). *Otobüsler İçin Hostes Koltuğu Tasarımı*, Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi.
- 3) 2017/12567 sayılı “Bardak ve Mobil Cihaz Gözü İçeren İşlevsel Kolçak Yapılanması” Başlıklı Patent Başvurusu.