



YÜKSEK BASINÇLI SANTRİFÜJ FAN PERFORMANSININ DENEYSEL VE SAYISAL İNCELENMESİ

¹Hacı İbrahim KARAOKUR , ²Orhan Erdal AKAY 

^{1,2}Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Kahramanmaraş, TÜRKİYE

¹ibrahim.karaokur@temsanair.com, ²akayorhan@ksu.edu.tr

(Geliş/Received: 05.08.2021; Kabul/Accepted in Revised Form: 12.02.2022)

ÖZ: Salyangoz gövdeli santrifüj fanlar; mermer, ahşap, çimento, tekstil vb. sanayilerde çeşitli tozların taşınmasında kullanılmaktadır. Bu uygulamalarda kullanılacak fanların verimli çalışabilmesi için fan performansının iyi bilinmesi gerekir. Bu çalışmada, ANSI/AMCA-210 standardına göre tasarlanmış bir rüzgâr tüneline performans eğrileri bilinmeyen yüksek basınçlı bir radyal fan test edilmiş ve deneysel fan performans eğrileri elde edilmiştir. Daha sonra, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemleri kullanılarak performans parametreleri hesaplanmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki farklar kabul edilebilir sınırlar içinde elde edilmiş ve elde edilen performans eğrilerine göre fanın optimum çalışma aralığı belirlenmiştir. Bu çalışmada kullanılan teorik ve deneysel yaklaşımların örtüşmesi, ileride yapılacak çalışmalarda, benzer fanların ilk tasarım veya mevcut benzer fanların kısmi gelişimi için test edilmiş bir örnek olarak kullanılabileceğini ortaya koymuştur.

Anahtar Kelimeler: Fan performansı, Yüksek basınçlı radyal fan, ANSYS Fluent, ANSI/AMCA-210

Experimental and Numerical Investigation of High-Pressure Centrifugal Fan Performance

ABSTRACT: Centrifugal fans with the volute body; marble, wood, cement, textile, etc. It is used in the transport of various powders in industries. In order for the fans to be used in these applications to work efficiently, the fan performance must be well known. In this study, a high-pressure radial fan whose performance curves are unknown was tested in a wind tunnel designed according to ANSI/AMCA-210 standard and experimental fan performance curves were obtained. Then, performance parameters were calculated using computational fluid dynamics (CFD) methods. Differences between numerical and experimental results were obtained within acceptable limits and the optimum operating range of the fan was determined according to the performance curves obtained. The overlap of the theoretical and experimental approaches used in this study revealed that similar fans can be used as a tested example for the initial design or partial development of existing similar fans in future studies.

Keywords: Fan performance, High pressure radial fan, ANSYS Fluent, ANSI/AMCA-210

GİRİŞ (INTRODUCTION)

Birçok mühendislik uygulamasında kompleks geometriler üzerinde incelenen akışlar, üç boyutlu ve zamana göre değişen, türbülanslı karakterde olmaktadır. Yüksek başarı sunan hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemi, gerçeğe yakınsayan akış simülasyonlarını elde etmek mümkün olmaktadır. HAD yöntemi; prototip tasarımı, imalat modifikasyonları ve çoklu tasarım denemeleri gibi maliyetli süreçlerin etkisinin asgariye indirilmesini sağlayan önemli bir araçtır. Fanların içerisindeki akışın modellenmesindeki en büyük zorluklardan birisi akış rejiminin türbülanslı olmasıdır. Günümüzde

türbülanslı akışlar, birkaç farklı yaklaşım kullanılarak hesaplanabilmektedir. Türbülans yaklaşımına göre çözüm ağı yapısı, yoğunluk gereksinimleri ve duvar yüzeyine yakın sınır tabakaların y^+ değerlerinin bulunması gereken aralık değerleri değişiklik göstermektedir. Türbülans yaklaşımlarının başarısı uygulandıkları akış rejiminin türbülans yapısına bağlı olarak önemli farklılıklar göstermektedir. HAD ile problemleri çözmek genellikle beş ana başlık altında gerçekleşir, bunlar: geometrik modelleme, çözüm ağı yapısı oluşturma, fiziksel model kurma, çözüm ve hesaplanan verilerin işlenmesidir. Geometrik model etrafında akış hacimleri meydana getirildikten ve çözüm ağı yapısının oluşturulmasından sonra, analiz için gerekli olan son aşama çözücü ayarlarının ve sınır koşullarının belirlenmesidir. Bunların doğru şekilde belirlenmesi analiz sırasında sonuçların hızlı yakınsanmasını ve çözüm süresinin kılmasını sağlayacaktır. Modelin çözümlenme ağı oluşturulduktan sonra dikkat edilmesi gereken ana unsurlardan biri eleman kalitesidir. Çözümlenme ağını oluşturan elemanların kalitesinin değerlendirilmesi için bazı kriterler bulunmaktadır. Çözüm ağı yapısının bu kalite kriterlerine uygun olması çözüm sonuçlarının doğru bir şekilde elde edilmesini ve değerlendirilebilir olmasını mümkün kılmaktadır (Dolay, 2000), (Vakkasoğlu ve diğ., 2020)

Çeşitli tipte fanların tasarımı ve geliştirilmesi amacıyla teorik ve deneysel yaklaşımların kullanıldığı oldukça fazla çalışma bulunmaktadır, bu çalışmalardan seçilmiş literatür özetleri aşağıda sunulmuştur.

(Kim ve Seo, 2004), öne eğik kanatlı bir radyal fanın şeklini optimize etmek için üç boyutlu Navier-Stokes analizini kullanan tepki yüzey yöntemini açıklamışlardır. Sayısal analiz için, standart $k-\epsilon$ türbülans modeline sahip Navier-Stokes denklemleri, sonlu hacim yaklaşımları ile açıklanmıştır. Optimizasyonun ana sonucu olarak, verimlilik başarıyla artırılmıştır. Yapılan optimizasyon işlemi bu tür fanların tasarımında hesaplama sürelerini kısalttığı tespit edilmiştir. (Kasap, 2009), bir Tesla fanı içerisindeki akış modellemiş ve fan performans karakteristiklerini elde etmiştir. Modelin doğrulanmasında da daha önceden test edilen bir fanın performans değerleri kullanılmıştır. Yapılan sayısal çözümler ve model ile deneysel çalışmalar sonucu elde edilen değerler arasında iyi bir uyumun olduğu tespit edilmiştir. (Huang ve Hsieh ,2009)], geriye eğik kanatlı radyal bir fanı sayısal olarak modellemiş ve deneysel çalışmalar sonucu elde ettikleri verilerle karşılaştırmışlardır. Simülasyon sonuçları ile deneysel veriler karşılaştırılırken, belirlenen her bir akış hızında statik basınç eğri sapmasının %4,8 ve verimlilik eğrisi sapmasının %15,1 olduğu tespit edilmiştir. Simülasyon verilerinin geçerli olduğu kanıtlandıktan sonra, kanat bıçak açısı (Fan kanadının dönme eksenine dik olan bir düzlem ile arasındaki açı) ve sayısının, kanat uzunluğunun ve kaydırma çizgisinin etkileri tartışılmıştır. Bu simülasyonlara dayanarak birkaç parametre değişikliği önerilmiştir. En iyi duruma getirilmiş tasarım, statik basınçta %7,9 ve verimlilikte ise %1,5 oranında iyileştirme sağlanmıştır. (Çerçil, 2010), radyal fanların tasarım ve geliştirme sürecinin hızlı ve güvenilir bir biçimde yapılabilmesi için tasarım teorilerinin araştırmış ve elde ettiği bilgiler ışığında yazılmış olan bir program tarafından, radyal vantilatörlere ait tasarım değerlerinin hesaplanması ve iki boyutlu teknik resimlerinin elde edilmesi üzerine çalışmalar yapmıştır. Yapılan çalışma kapsamında oluşturulan bilgisayar programı sayesinde, radyal vantilatörlerin tasarımları çok daha hızlı hale getirilerek, tasarım süreçleri geliştirilmiş ve hesaplamalar sırasında insan faktöründen kaynaklanan hatalar en aza indirilerek daha hassas sonuçların elde edilmesini sağlanmıştır. (Öztürk, 2010), deneysel ve sayısal yöntemler kullanarak bir fanın karakteristik eğrilerini belirlemiş ve kullandığı yöntemlerde elde ettiği verileri karşılaştırmıştır. Çalışma sonucunda deneysel ve sayısal olarak tutarlı veriler elde etmiştir. (Corsini ve diğ., 2013), fan gövdesi içindeki kritik bölgeleri vurgulamak ve fanın çalışma ömrünün artırılması için olası değişiklikler önermek amacıyla, proses endüstrisi uygulamaları için tasarlanmış büyük bir radyal fanın akış alanının simülasyonunu yapmışlardır. Sıkıştırılmaz akış için Reynolds Ortalama Navier-Stokes denklemlerini, fanın aerodinamik davranışını araştırmak amacıyla standart girdap viskozite $k-\epsilon$ modeli kullanılmıştır. Yüksek basınçlı radyal fanları araştırmak için doğru bir sayısal metodoloji tanımlamaya çalışmışlar ve çarpık giriş koşulları altında detaylı bir analiz sunmuşlardır. (Patel ve Patel, 2013), radyal fan kanadı üzerinden geçen akışı; hesaplamalı akışkan dinamiği (HAD) yaklaşımı ile simüle ederek analiz sonuçlarını deneysel olarak doğrulamışlardır. Radyal kanattaki akışın Navier-Stokes denklemleri ile benzetimi yapılarak performans eğrileri elde edilmiştir. Çalışma sonucunda, radyal fanın performansı artırılmıştır. (Darvish, 2015), fanların performans ve gürültü emisyonları üzerine

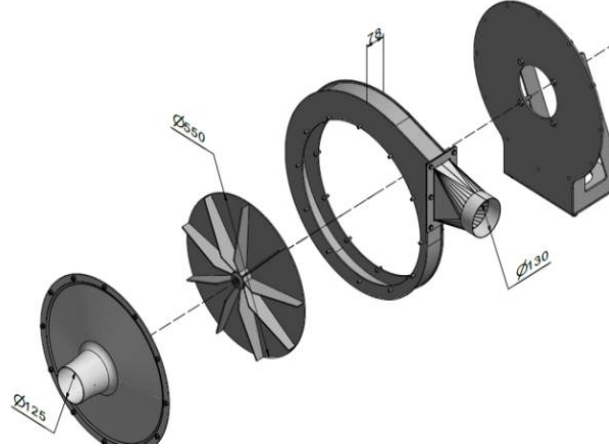
deneysel ve sayısal çalışmalar yapmıştır. Çalışmada RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes), LES (Large Eddy Simulation) ve DES (Detached Eddy Simulation) türbülans tipleri modellenerek karşılaştırılmıştır. Kanat sayısının fan performansına etkisinin incelenmesiyle, kanat sayısındaki düşüş basınç artışını ve verimi kötüleştirmiş, kanat sayısındaki artış ise fanın aerodinamik performansını artırmış ve bu artış yüksek debilerde daha çok görülmüştür. Kanat çıkış açısının artırılması kanat sayısındaki artış, basınç artışını ve torku arttırdığı neden olduğu sonucuna varılmıştır. Düşük ve orta debilerde kanat çıkış açısının artması statik verime çok fazla etki etmez iken, yüksek debilerde statik verimi önemli ölçüde arttırmıştır. Kanat çıkış açısının artmasıyla birlikte kanatlar arasındaki ayrışma bölgesinin küçüldüğü gösterilmiştir. (Thangarasu ve Sureshkannan, 2015), endüstriyel radyal fanların performansını optimize etmek amacıyla radyal üfleyicileri aynı tasarım parametreleriyle tasarlamış ve deneysel olarak incelemişlerdir. Radyal fanın performansının esasen pervane kanatlarının tasarım parametrelerine bağlı olduğunu ve geriye eğik kanatların veriminin diğer tipteki kanatlardan daha yüksek olduğunu göstermişlerdir. Fanın verimi ve hava gücünün yük ile ters orantılı değiştiği tespit etmişlerdir. Öne eğik kanatlar, düşük yüklerde düşük verimlilik özellikleri gösterdiğini saptamışlardır. Orta yüklerde geriye eğik kanatların, imalat kolaylığı ve daha yüksek verim nedeniyle kullanılacak en verimli kanat tipi olduğu tespit edilmiştir. (Güney, 2016), radyal bir fanın HAD analizini yapmış ve salyangoz parametrelerini belirleyerek debi ve basınç katsayılarının değişimini incelemiştir. Deneysel olarak elde ettiği hız alanı da HAD ile elde edilen hız alanıyla benzer çıkmıştır. (Wen ve diğ., 2016), öne eğik kanatlı radyal fanların çark salyangoz etkileşiminin performansı önemli ölçüde etkilediği düşünerek yaptıkları çalışmada, salyangoz tasarımı için geliştirdikleri yöntemleri kıyaslamışlardır. Klasik yöntemin kesit alanında ani değişikliğe ve bu nedenle kayıplara neden olduğu, geliştirilen salyangoz tasarım yöntemleriyle bunun etkisinin azaltılıp daha iyi performans sağlayabileceğini göstermişlerdir. (Dinç, 2016), rezonans şartlarının fanların çalışma ömrüne doğrudan etki etmesinden yola çıkarak, fan kanadı tasarım parametrelerinin kritik hızlara olan etkisini irdelemiştir. Çalışma sonucunda, fan tasarımında kritik hızlar açısından en ilişkili parametrelerin öncelikle kanat sayısı, sonra sırası ile kanat giriş uzunluğu ve kanat yarıçapı olduğunu ortaya koymuştur. Kanat genişliğinin ve kanat giriş açısının titreşimini etkileyen parametrelerden olmadığını tespit etmiştir. (Jayapragasan ve Reddy, 2017), radyal bir fanı optimize etmek amacıyla deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Optimizasyon için fan dış çapı, kanat sayısı ve fan kanadı açısı seçilen parametrelerdir. Taguchi'nin ortogonal dizi yöntemini kullanarak, optimum vaka sayısını belirlenmiştir. Çalışma sonucunda, analitik sonuçlar deneysel değerlerle karşılaştırılmıştır. Optimum kombinasyonların 190 mm dış çap için, 80° kanat açısı ve 8 kanat sayısı olduğunu tespit edilmiştir. Mutlu, Ö., (2018) literatürden aldığı deneysel verileri Ansys Fluent ve Ansys CFX yazılımları yardımıyla doğrulama çalışmaları yaparak, öne eğik kanatlı radyal fan tasarımındaki etkin parametreleri belirleyip, bir tasarım yöntemi önermiştir. Çalışmada beş farklı tasarım yöntemi kullanılarak karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak Peng tarafından önerilen teorik tasarımların öne eğik kanatlı radyal fan tasarımı için pek uygun olmadığı görülmüştür. Geriye dönük kanatlı radyal fanlarda kullanılan yöntemin ise çeşitli parametreler düzeltilmeden ileriye dönük kanatlılar için kullanılmasının sakıncalı olduğu sonucuna varılmıştır. Kanat giriş açısının değiştirilmesi fan performansında önemli bir etki yapmadığı saptanmıştır. Ayrıca fan tasarımı yapılırken kanat genişliğinin çok önemli bir parametre olmasına rağmen beklendiği gibi yüksek performansın sağlanması için tek başına yeterli olmadığı görülmüştür.

Sunulan çalışmada, firmanın ürün yelpazesinde bulunan yüksek basınçlı ve düz kanatlı radyal fanın, ANSI/AMCA210 standardına göre tasarlanmış bir rüzgâr tüneline performans testleri yapılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yönteminden faydalanılarak, fan performans eğrileri elde edilmiştir. Elde edilen teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılarak, test düzeneğinin ve kullanılan HAD yönteminin karşılıklı doğrulaması yapılmıştır. Teorik ve deneysel yaklaşımlarla elde edilen sonuçlar tasarım süreçlerindeki tekrarlayan süreçleri azaltmıştır.

MATERYAL ve METOT (MATERIAL and METHOD)

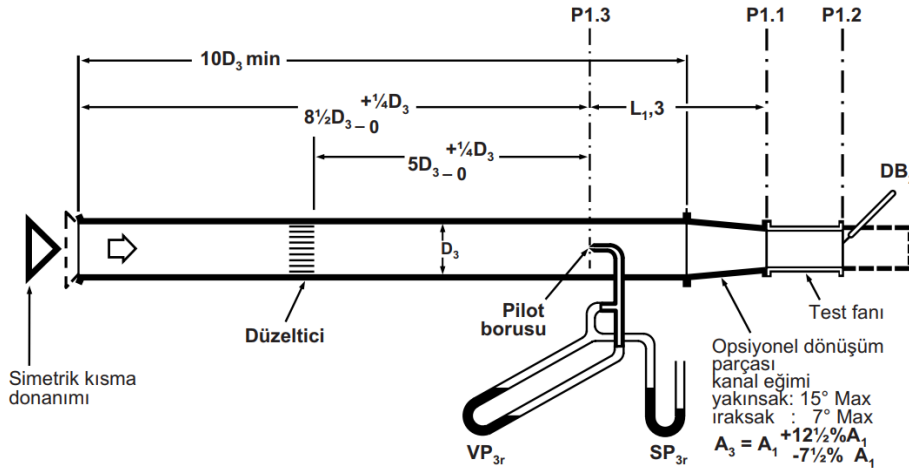
Santrifüj Fan ve Rüzgar Tüneli (Centrifugal Fan and Wind Tunnel)

Teorik ve deneysel analizlerde kullanılan fan, salyangoz gövdeli düz kanatlı radyal yapıya sahip bir endüstriyel fandır (4 kW, 3000 dev/dak). Bu fana ait temel yapı ve ana ölçüler Şekil 1'de verilmiştir. Referans fanın kanat sayısı 9, emiş ve atış ağız çapları sırasıyla 125 ve 130 mm, rotor çapı 550 mm ve salyangoz eni 78 mm'dir.



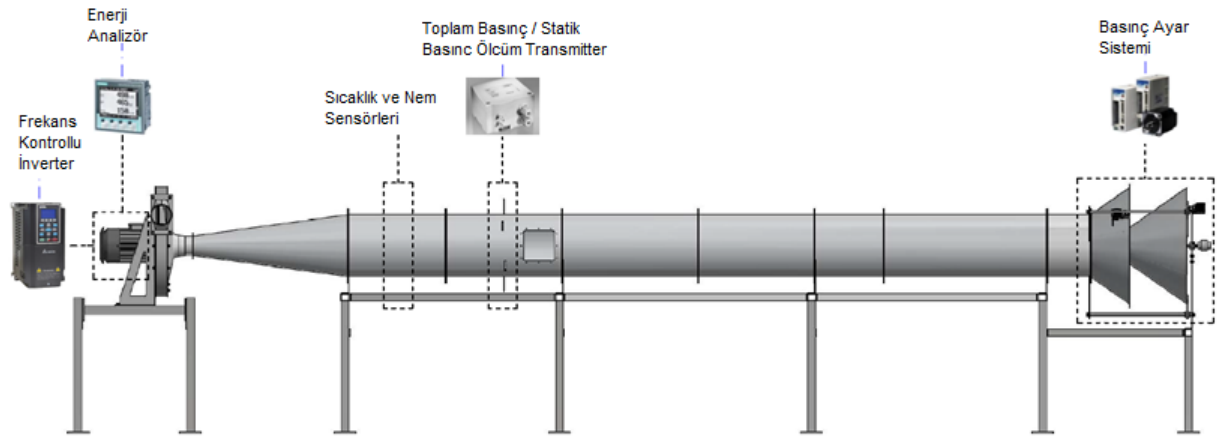
Şekil 1. Prototip santrifüj fan
Figure 1. Prototype centrifugal fan

Rüzgar tüneli ANSI/AMCA-210 standardı referans alınarak tasarlanmıştır [ANSI/AMCA 210, 1999]. Türbülansın daha az olacağı ve ölçümlerin yapıldığı bölgede daha kararlı bir akış olacağı varsayımı ile, referans fanın montajı, kanal girişli ve serbest çıkışlı olarak yapılmıştır (Şekil 2).



Şekil 2. ANSI/AMCA-210 Standardı düzeneğin şematik görünümü
Figure 2. ANSI/AMCA-210 Standard Schematic view of the wind tunnel

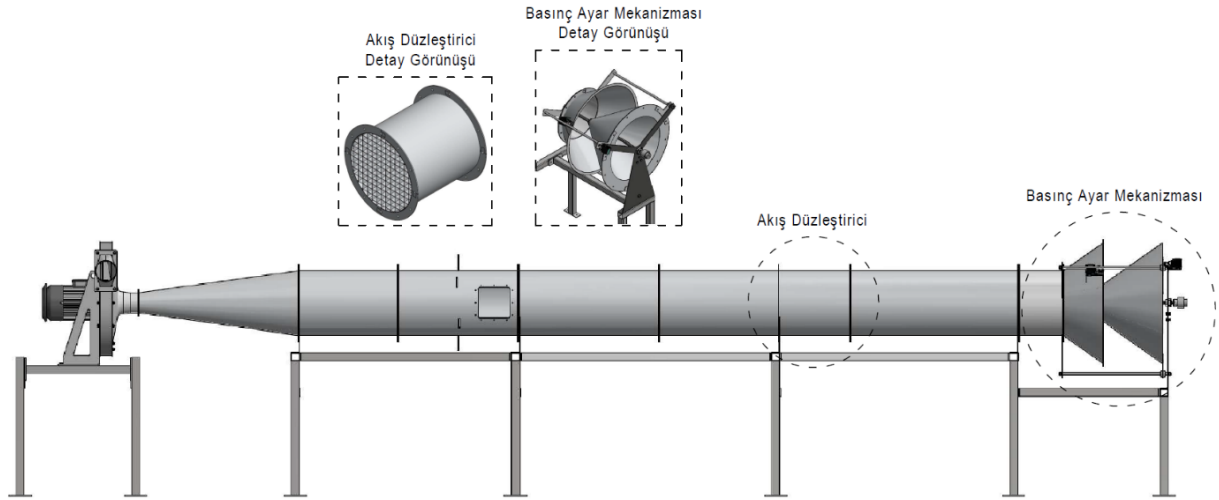
Debi ölçümü için, fanın düşük hava debisine sahip olması nedeniyle pitot tüpü tercih edilmiştir. Fan motoru devir ayarı için inverter, fan güç tüketimini ölçmek enerji analizörü, hava sıcaklığı, bağıl nem ve toplam basınç/statik basınç ölçümleri için transmitter ve sensörler kullanılmıştır (Şekil 3).



Şekil 3. Rüzgar tüneli kontrol ve ölçme sistemleri

Figure 3. Wind tunnel control and measurement systems

Test düzeneğinin çıkış kısmına yerleştirilen fan, rüzgar tünelinden emdiği havayı atmosfere atmaktadır. Basıncı ayarlama sistemi yardımıyla, rüzgar tüneli hava giriş kesiti değiştirilerek, rüzgar tüneli içerisine yönlendirilen havanın basıncı ayarlanmaktadır. Basıncı ayarlama sisteminden sonra hava, kanal içerisindeki akış düzleştiriciden geçerek, pitot tüpü ile hız ölçümünün yapıldığı kısma ulaşmaktadır. Pitot tüpü çıkışında bulunan kanal redüksiyonu ile havanın fanın emiş ağzına homojen bir şekilde yönlendirilmesi sağlanmış ve kanal redüksiyonundan sonra test fanı konumlandırılmıştır (Şekil 4).



Şekil 4. Rüzgar tüneli hava akış kontrol sistemleri

Figure 4. Wind tunnel air flow control systems

ANSI/AMCA-210 direktiflerine göre tasarlanan-imal edilen ve çalışmada kullanılan rüzgar tüneli Şekil 4'de verilmiştir. Test çalışmalarında fan 2910 dev/dak sabit dönme hızında çalıştırılmıştır. Fanın hava debisine bağlı olan, minimum-maksimum çalışma basıncı aralıklarında; statik basıncı, fan toplam verimi ve fan gücü verileri elde edilmiştir (Şekil 5).



Şekil 5. Çalışmada kullanılan rüzgâr tüneli

Figure 5. The wind tunnel used in the study

Deneysel Sonuçların Belirsizlik Analizi (Uncertainty Analysis of Experimental Results)

Bu yöntem sayesinde en çok hataya neden olan değişken kolay bir şekilde tespit edilir. Sistemde ölçülen büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, \dots, x_n olsun. Bu durumda ölçülen büyüklük matematiksel olarak aşağıdaki eşitlikteki gibi ifade edilebilir.

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (1)$$

Her bir bağımsız değişkene göre hata oranı w (w_1, w_2, \dots, w_n) ise R büyüklüğünün hata oranı w_R aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

Statik basınç ve hava debisi ilişkisinin deneysel ve sayısal sonuçlarının elde edildiği çalışmada, rüzgâr tünelinde fan 2910 dev/dak dönüş hızına ulaştığına 29 Pa statik basınçta maksimum 3083 m³/h hava debisi sağlamıştır. Bu noktadaki ölçülen parametrelere ilişkin belirsizlik analizi hesaplamaları eş. 3-12 de verilmiştir.

Çizelge 1. Ölçülen parametreler ve hata miktarları

Table 1. Measured parameters and error amounts

v	Fan emme hızı	= 6,986 m/s ±0,35 m/s
A	Emme hattı kesit alanı	= 0,1232 m ² ±0,0012 m ²
P_T	Fan toplam basıncı	= 308,57 mmSS ±5,6482 mmSS
P_{el}	Enerji tüketimi	= 5,79 kW ±0,029 kW

Hacimsel hava debisi denklem 3 kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$Q = v \cdot A \quad (3)$$

Toplam fan verimi denklem 4 kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu eşitlikte hacimsel hava debisi yerine denklem 3 yazılarak denklem 5 elde edilir.

$$\eta_T = \frac{Q \cdot P_T}{P_{el} \cdot \eta_m} \quad (4)$$

$$\eta_T = \frac{v \cdot A \cdot P_T}{P_{el} \cdot \eta_m} = \%51,62 \quad (5)$$

Denklem 2 toplam fan veriminin belirsizlik miktarını hesaplamak için düzenlenirse denklem 6 elde edilir. Sistemde ölçülen parametreler ve hata oranları çizelge 1. de verilmiş olup, eş. 7-10 da bilinmeyenler hesaplanmıştır.

$$w_{\eta_T} = \left[\left(\frac{\partial \eta_T}{\partial v} w_v \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_T}{\partial A} w_A \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_T}{\partial P_T} w_{P_T} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_T}{\partial P_{el}} w_{P_{el}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial v} = \frac{A \cdot P_T}{P_{el} \cdot \eta_m} = 0,0956 \quad (7)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial A} = \frac{v \cdot P_T}{P_{el} \cdot \eta_m} = 5,4 \quad (8)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial P_T} = \frac{v \cdot A}{P_{el} \cdot \eta_m} = 0,1673 \quad (9)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial P_{el}} = -\frac{v \cdot A \cdot P_T}{\eta_m} = -3,8522 \quad (10)$$

$$w_{\eta_T} = [(0,0956 \cdot 0,35)^2 + (5,4 \cdot 0,0012)^2 + (0,1673 \cdot 5,6482)^2 + (-3,8522 \cdot 0,029)^2]^{1/2} \quad (11)$$

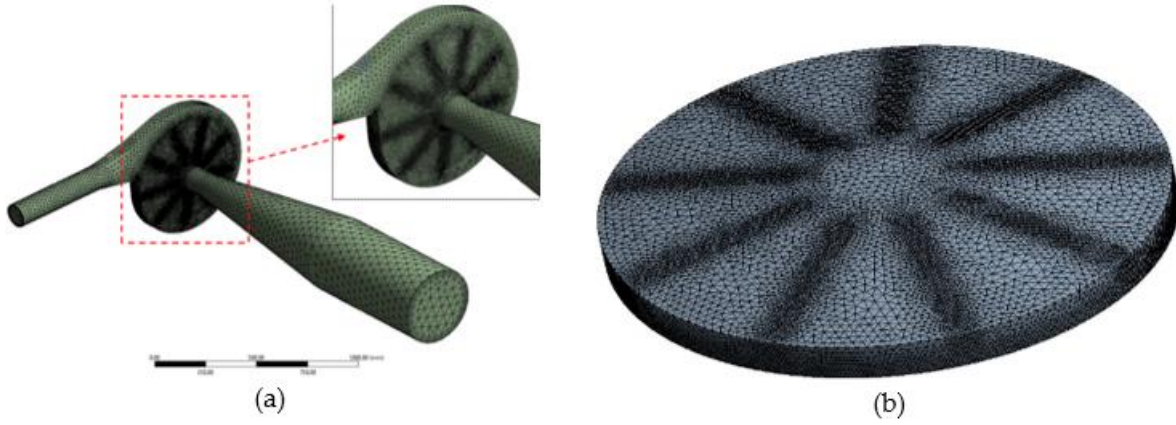
$$w_{\eta_T} = \pm 0,95 = \pm \%1,84 \quad (12)$$

Belirsizlik analizinin yapıldığı noktada toplam fan veriminin belirsizlik miktarı $\pm \%1,84$ hesaplanmış olup, kabul edilebilir bir değer olduğu için çalışmalar bu doğrultuda yürütülmüştür.

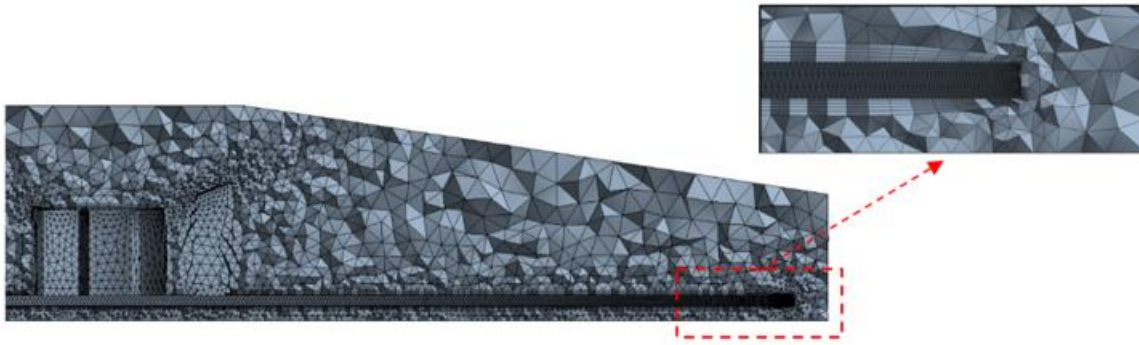
Geometrik Model ve HAD Analiz Süreçleri (Geometric Model CFD Analysis Processes)

Çalışmada HAD yöntemlerini uygulayabilmek için ANSYS 2019 R2 Fluent yazılımı kullanılmıştır. Geometrik modelin tasarlanması üç aşamada gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada, fanın çalışma aralığı boyunca elde edilecek deneysel ve sayısal performans eğrilerini kıyaslamak amacıyla, fanın hava tüneline çalışma durumunun benzetiminin yapılacağı HAD model geometrisi oluşturulmuştur. İkinci aşamada, genel mesh kalitesini iyileştirmeye yardımcı olmak için, akışa etkisi olmadığı öngörülen kısmi geometrik basitleştirmeler yapılmıştır. Son aşamada ise kanatların bulunduğu bölgede dönen hava hacmi ve bu hacim dışarısında kalan boş hava hacmi oluşturulmuştur. Dönen hava hacmi içerisinde yer alan kanat geometrisi dönen hava hacminden çıkarılarak, dönen hava hacmi içerisinde sanki kanatlar varmış gibi boşluk hacmi oluşturulmuştur. Fan ve dönen hava hacmi için dörtyüzlü yapıda bir çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur (Şekil 5a, 5b).

Çözüm ağı yapısını (mesh) oluşturan eleman boyutlarının bölgesel olarak belirlenmesi, iyi bir çözümleme için oldukça önemlidir. Bu amaçla, ilk olarak, kanat yüzeyi çevresinde ve dönen hava hacmindeki eleman boyutları, varlık geometrilerinin kenar uzunluklarına göre tanımlanmıştır. Kanat yüzeyi çevresinde face-sizing yöntemi ile yüzey üzerindeki en küçük kenar dikkate alınarak, 4 mm eleman boyutu (element size) sınırlaması yapılmıştır. Body-sizing yöntemi ile dönen hava hacmi içerisinde yer alan kanat hacmi dikkate alınarak 20 mm eleman boyutu (element size) sınırlaması yapılmıştır. Yapılan bu sınırlamaların program tarafından göz önünde bulundurulması için mesh davranışı (mesh behaviour) soft seçilmiştir. Modelde yer alan duvar yüzeyleri üzerinden geçen havanın akış davranışlarının doğru bir şekilde incelenebilmesi için kanat ve kanal duvar yüzeylerinde 5 katmandan oluşacak şekilde sınır tabaka ağı yapısı hesaplanarak oluşturulmuştur (Şekil 6).



Şekil 5. Ağ yapısı
Figure 5. Mesh structure



Şekil 6. Sınır tabaka yapısı ve detayları
Figure 6. Boundary layer structure and details

Rüzgar tüneli geometrisi oluşturulurken, havanın laminar akıma sahip olduğu bölge dikkate alınmıştır. Akış düzleştiriciden 2 metre sonra havanın düzgün akım çizgileriyle hareket ettiği kabul edilmiştir (Ashrae, 2012). Bu mesafede pitot tüpü ile yapılan hız ölçümlerinde, laminar akış yapısının uygunluğu deneysel olarak doğrulanmıştır. Fanın HAD modelinin ağdan bağımsızlık çalışması çizelge 2'de, çözüm ağ yapısı detayları ise çizelge 3'te sunulmuştur. Bilgisayar kapasitesi göz önünde bulundurularak çözümlerinde 5,14 milyon eleman sayısı kullanılmıştır.

Çizelge 2. Ağ Bağımsızlığı

Table 2. Independence of mesh

Eleman Sayısı	Çarpıklık	Hacimsel Hava Debisi (m ³ /h)		Hata Oranı (%)
		Sayısal Sonuçlar	Deneysel Sonuçlar	
3,98 milyon	0,8248	2.870	3.083	6,91
4,53 milyon	0,8255	2.905		5,77
5,14 milyon	0,8214	2.939		4,67
6,18 milyon	0,8197	2.940		4,64
7,27 milyon	0,8156	2.939		4,67

Çizelge 3. Çözüm ağı yapısı detayları

Table 3. Details of mesh

Ağ Sayısı	Eleman Sayısı	Çarpıklık _{maks.}	Çarpıklık _{ort.}	Ortogonal Kalite _{min.}	Ortogonal Kalite _{ort.}
1.53 milyon	5.14 milyon	0,82	0,244	0,18	0,754

ANSYS Fluent yazılımında, basınç tabanlı (pressure-based) ve yoğunluk tabanlı (density-based) olmak üzere iki farklı çözücü yaklaşımı bulunmaktadır. Çözücü yaklaşımının belirlenmesindeki temel faktör akış hızlarıdır. Basınç tabanlı yaklaşım düşük hızlı akışlar için kullanılırken, yoğunluk tabanlı yaklaşım çoğunlukla yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlar için kullanılmaktadır. Akışkanın sıkıştırılabilirlik özelliğini temsil eden Mach sayısı 0.3'ten büyükse, sıkıştırılabilirlik dikkate alınarak çözümler gerçekleştirilir. Çalışma kapsamında, fanın tüm çalışma aralığı boyunca yapılan HAD analizlerinde havanın Mach sayısı 0.3'ten büyüktür. Bu nedenle havanın sıkıştırılabilir olduğu kabul edilerek, yoğunluk tabanlı (density-based) çözücü yaklaşımı kullanılmıştır.

Fanların içerisindeki akışın modellenmesindeki en büyük zorluklardan birisi akış rejiminin türbülanslı olmasıdır. Türbülans yaklaşımına göre çözüm ağı yapısı yoğunluk gereksinimleri ve duvar yüzeyine yakın sınır tabakaların y^+ değerlerinin bulunması gereken aralık değerleri değişiklik göstermektedir. Türbülans yaklaşımlarının başarısı uygulandıkları akış rejiminin türbülans yapısına bağlı olarak önemli farklılıklar göstermektedir. Bu kapsamda birçok akademik çalışma incelenmiş ve bu tür HAD çözümleri için realizabl $k-\varepsilon$ türbülans modelinin daha iyi sonuç verdiği görülmüştür. Bu sebeple yapılan çalışmada realizabl $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır (Corsini, A., vd diğ. 2013, Kim, K. Y., vd diğ., 2004, Güngör, Ö. S., 2010, Wen, X., vd diğ., 2016, Shah K. H., vd diğ., 2003). Sayısal analizde kullanılan süreklilik, Navier Stokes ve Realizable $k-\varepsilon$ modeli transport denklemleri Eş.13-17'de verilmiştir (ANSYS FLUENT, 2021).

Fanın fiziksel modeli oluşturulurken, giriş ve çıkış basınçları için sınır şartları kullanılmıştır. Deneysel sistem temel alınarak, girişteki minimum çalışma basıncı değerinden başlayarak, maksimum değere doğru artacak şekilde fanın gerçekteki çalışma durumunun benzetimi yapılmıştır. Çözümleme için basınç-hız temelli (coupled) çözücü algoritması kullanılmıştır. Bu algoritma süreklilik, momentum ve enerji denklemlerinin aynı anda çözülebilmeye olanak tanımaktadır. Bu sayede sonuçlara daha hızlı yakınsama sağlanmaktadır. Atanan sınır şartlarına göre çözümleme sonuçlarında yakınsama elde edilinceye kadar hesaplamalar sürdürülmüştür. Çözümleme hızının artırılması amacıyla uzunluk ölçekli yöntem (length scale method) agresif (aggressive) olarak ayarlanmıştır. Sınır tabaka kalınlığı y^+ değerleri dikkate alınarak hesaplanmıştır. Hesaplanan değerlere göre duvar fonksiyonu belirlenmiştir. Sınır tabaka duvar yüzeylerine atılmıştır. Mesh yapıları sınır tabaka içerisinde değildir.

$$\frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + (\vec{v} \nabla) \rho \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \frac{\mu}{3} \nabla (\nabla \cdot \vec{v}) + \rho \vec{g} + S \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b + S_\varepsilon \quad (16)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \rightarrow \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, \rightarrow S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (17)$$

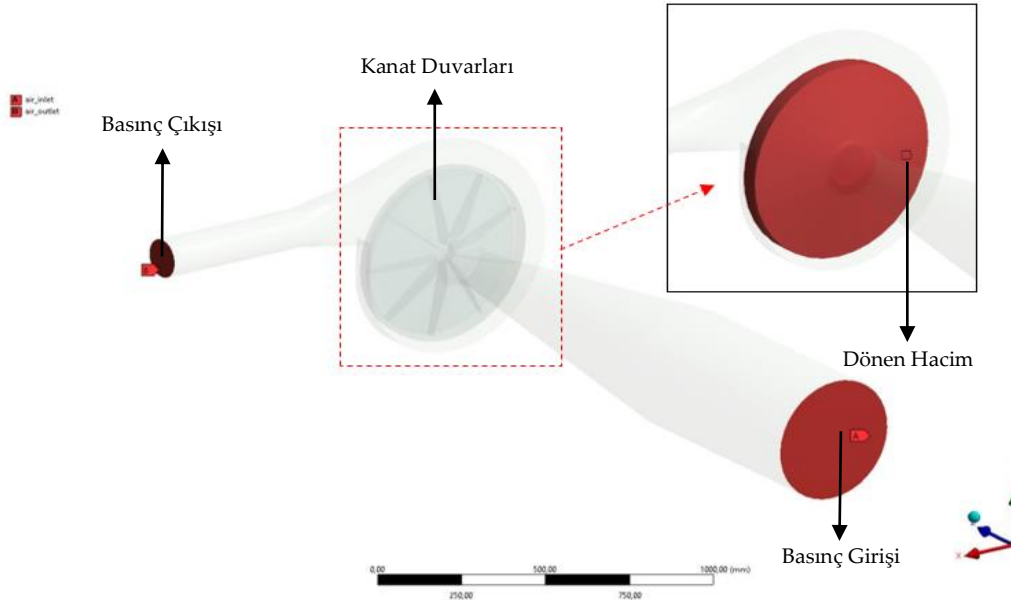
$$(C_{1\varepsilon} = 1.44), (C_2 = 1.9), (\sigma_k = 1.0), (\sigma_\varepsilon = 1.2)$$

P (Pa)	: Basınç
ρ (kg/m ³)	: Yoğunluk
\vec{v} (m/s)	: Genel hız vektörü
μ (m ² /s)	: Dinamik viskozite
\vec{g} (m/s ²)	: Yer çekimi ivmesi
σ_ε	: ε için prandtl katsayısı

σ_k	: k için prandtl katsayısı
G_k (kg/m.s ³)	: Türbülans kinetik enerjisi üretimi
G_b (kg/m.s ³)	: Türbülans kinetik enerjisi üretimi
ε (m ² /s ³)	: Türbülans kinetic enerjisi dağılımı
C_1, C_2	: Türbülans katsayıları
η	: Etkinlik faktörü

k (J/kg)	: Türbülans kinetik enerjisi	S_{ij} (s^{-1})	: Kronecker delta
u_j (m/s)	: Yatay doğrultudaki hız bileşeni	x_j (m)	: Yataydaki uzunluk
∇	: Diferansiyel operatör	Y_M	: Genleşmenin hız etkisi

Referans fanın fiziksel modelinin kurulmasında aşamasında, basınç giriş ve çıkış sınır şartları kullanılmıştır. Deneysel olarak elde edilen girişteki minimum çalışma basıncı değerinden başlayarak, maksimum değere doğru artıracak şekilde fanın gerçekteki çalışma durumunun benzetimi yapılmıştır. Sayısal model, geometrik modellemede oluşturulan sabit akış hacmi ve dönen hava hacmi olmak üzere iki akış bölgesinden oluşmaktadır. Akış bölgesi durumları tanımlanarak, dönen hacmi için bir dönme hareketine sahip akış bölgesi durumu ve sabit hacmi için ise sabit akış bölgesi durumu tanımlanmıştır. Döner hacim için dönme hareketi hızı 2900 RPM belirlenmiş olup, dönme hareketi yönü sağ el kuralı ile tayin edilmiştir (Şekil 7). Sayısal çalışmalarda, basınç girişi ve basınç çıkışı yüzeylerinden toplam basınç, static basınç ve hacimsel hava debisi, kanat duvarlarından ise kanadın mil merkezinde oluşturduğu dönme momenti verisi alınarak mil gücü hesaplanmıştır. Denklem 5 teki eşitlik kullanılarakta fan verimi elde edilmiştir.



Şekil 7. Sınır şartları ve akış hacmi
Figure 7. Boundary conditions and flow volume

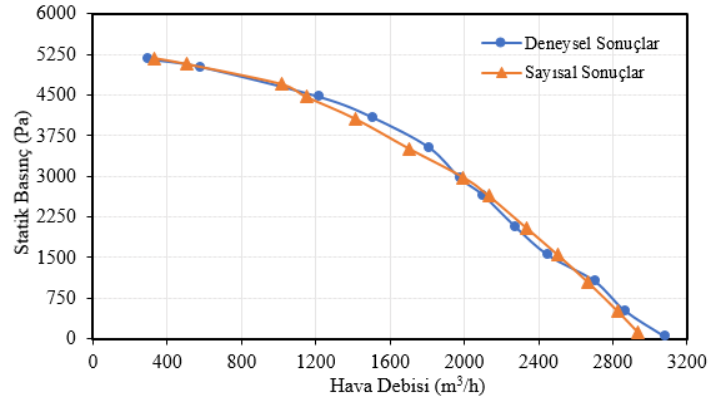
SAYISAL ve DENEYSEL SONUÇLAR (NUMERICAL AND EXPERIMENTAL RESULTS)

Yapılan HAD analizleri ve deneysel çalışmalarda statik basınç, toplam verim ve enerji tüketimi verileri HAD yöntemleri ile, fanın test düzeneğindeki çalışma durumunun benzetimini yapılarak hesaplanmış ve rüzgar tüneline deneysel olarak ölçülmüştür. Basınç 4500 Pa üzerine çıktığında, fan içerisindeki akış yapısında yaşanan ve basıncın artmasına bağlı olarak da giderek büyüyen türbülans yapılarının oluşması nedeniyle kanat üzerine etkiyen moment değerinde artış yaşanmıştır. Bu nedenle, 4500 Pa'dan yüksek çalışma basınçları için, zamana bağlı olmayan çözümleme metodu (steady) yerine zamana bağlı çözümleme metodu (transient) kullanılmıştır.

HAD analizleri ve deneysel çalışmalardan elde edilen sayısal sonuçlara göre çizilen statik basınç, toplam verim ve enerji tüketimi grafikleri şekil 7., şekil 8. ve şekil 9.'da sunulmuştur.

Statik basınç ve hava debisi ilişkisinin deneysel ve sayısal sonuçlarının elde edildiği çalışmada, rüzgar tüneline fan 2910 dev/dak dönüş hızına ulaştığında 39 Pa statik basınçta maksimum 3083 m³/h hava debisi sağlamıştır. Çalışma basıncının yükselmesiyle birlikte ise hava debisi düzgün bir şekilde azalmış ve fan 5163 Pa statik basınçta, minimum 293 m³/h hava debisi sağlamıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar

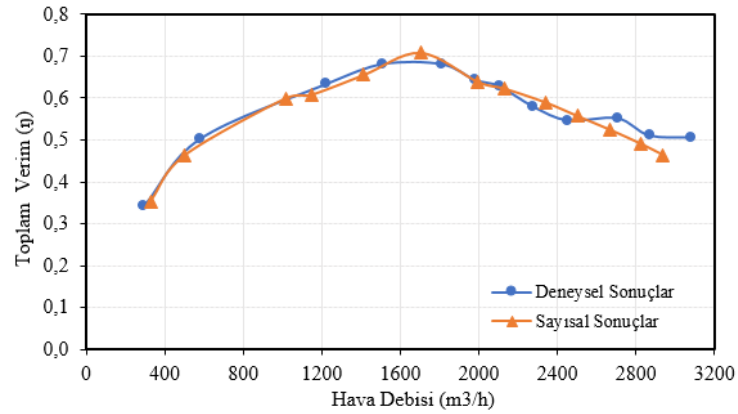
karşılaştırıldığında, statik basınç değerleri arasındaki en büyük fark $1666 \text{ m}^3/\text{hava}$ debisine karşılık gelmiş ve maksimum %5.96 olmuştur (Şekil 8). Basıncın 4500 Pa değerini aştığı çalışma koşullarında, fan içerisinde büyüyen vorteks yapıları nedeniyle kanat üzerindeki moment değerlerinde artış olduğu görülmüştür. Bu nedenle, 4500 Pa 'dan yüksek çalışma basınçları için yapılan çözümlerinde, zamana bağlı olmayan çözümleme metodu yerine zamana bağlı metod kullanılmıştır.



Şekil 8. Hava debisi ve statik basınç ilişkisinin deneysel ve sayısal sonuçları

Figure 8. Experimental and numerical results of airflow and static pressure relationship

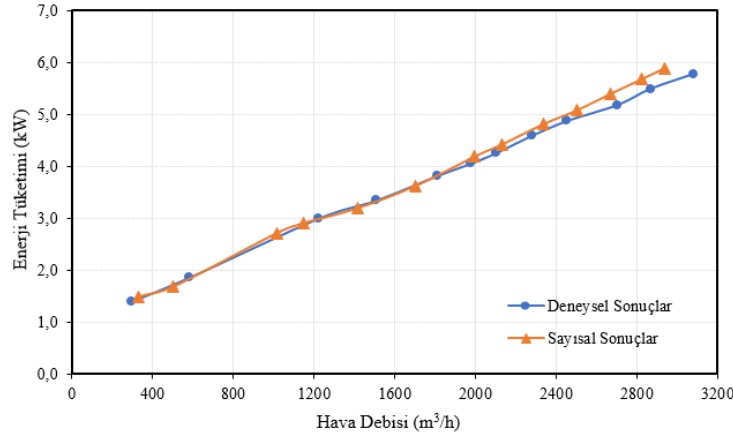
Fan toplam veriminin ve hava debisine göre değişimini veren sayısal ve deneysel sonuçlar Şekil 9'de sunulmuştur. Sunulan eğriler incelendiğinde, $1500\text{-}1800 \text{ m}^3/\text{h}$ aralığında, fan toplam veriminin maksimum %68 değerine ulaştığı görülmektedir. Bu aralığa karşılık gelen çalışma basınçları $3500\text{-}4100 \text{ Pa}$ 'dır. Hava debisi $2670 \text{ m}^3/\text{h}$ değerine ulaştığında, deneysel ve sayısal değerler arasındaki maksimum fark %6,18 olmuştur.



Şekil 9. Hava debisi ve toplam verim ilişkisinin deneysel ve sayısal sonuçları

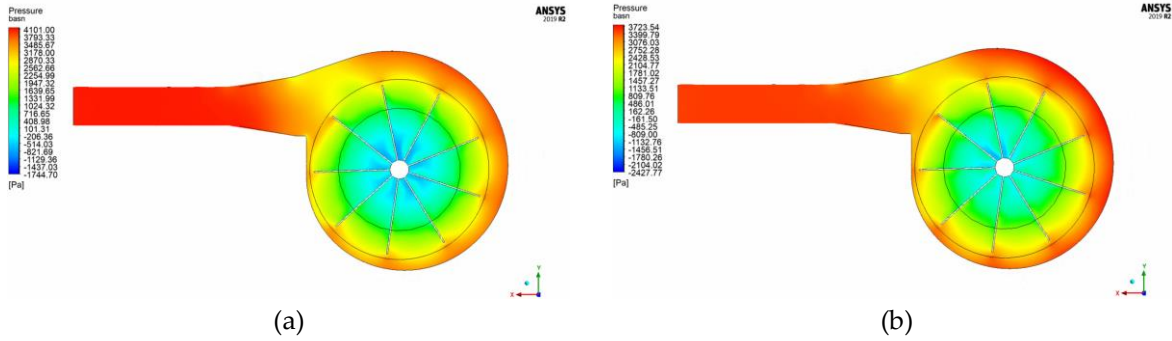
Figure 9. Experimental and numerical results of airflow and total efficiency relationship

Fan enerji tüketimi ve hava debisi arasındaki ilişkiyi ortaya koyan sayısal ve deneysel çalışmaların sonuçları Şekil 10'da sunulmuştur. Sunulan eğrilerden görülebileceği gibi, hava debisinin artmasıyla fanın enerji tüketimi doğrusala yakın bir grafik vermektedir. Hava debisinin $2100 \text{ m}^3/\text{h}$ değerini aşmasıyla birlikte eğriler arasında sapma daha belirgin hale gelmektedir. Eğriler arasındaki maksimum sapma $2702 \text{ m}^3/\text{h}$ debisine karşılık gelmiş %5,1 olmuştur.

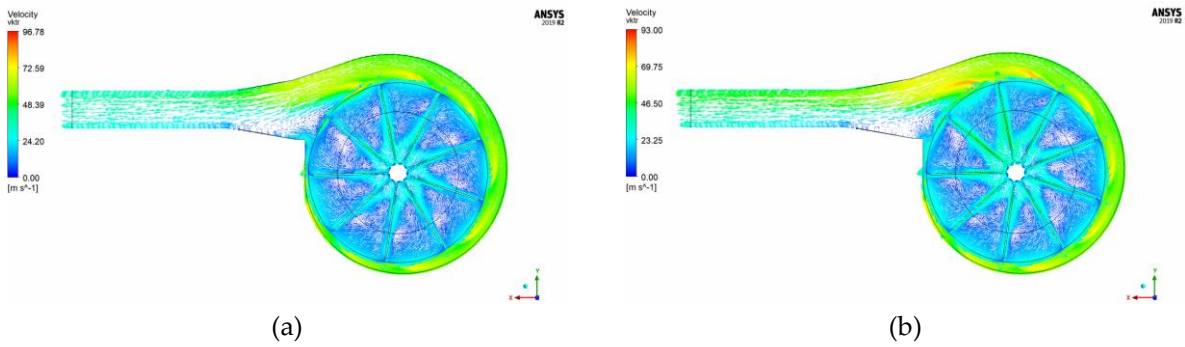


Şekil 10. Hava debisi ve enerji tüketimi ilişkisinin deneysel ve sayısal sonuçları
Figure 10. Experimental and numerical results of the relationship between airflow and energy consumption

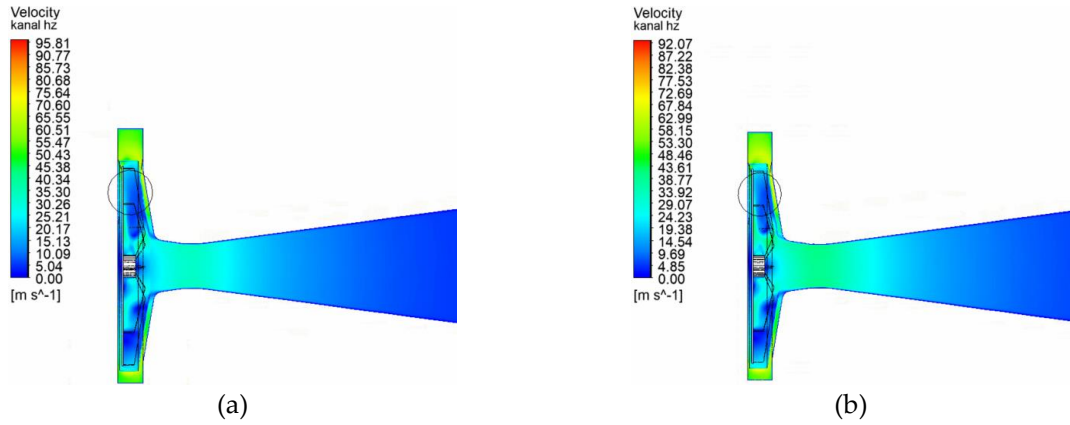
Salyangoz gövdeli fan sistemlerinde gövde içerisindeki basınç ve hız dağılımları, fan performansı üzerinde ciddi etkiye sahiptir. Çalışma sonuçlarını daha açık hale getirebilmek için, çıkış basıncı sınır koşullarına göre rotor merkezi yatay düzlemlerinin basınç dağılımları (Şekil 11a, b), rotor merkezi yatay düzlemlerinin hava akış çizgilerinin dağılımları (Şekil 12a, b) ve rotor merkezi düşey düzlemlerinin hava akış hızlarının dağılımları (Şekil 13a, b) elde edilmiştir. Şekillerde sunulan basınç ve hava akış hızı dağılımları, fan veriminin maksimum olduğu 3510 (a) ve 4060 Pa (b) çıkış basıncı sınır koşullarına göre oluşturulmuş ve basınç ve hız dağılımlarının diğer çalışma koşullarına nispeten daha homojen olduğu tespit edilmiştir. Kanat üzerine etkiyen basınç kuvvetlerinin dengelenmesiyle, fan toplam verimliliği maksimum düzeye çıkmıştır.



Şekil 11. Çıkış basıncı sınır koşullarına göre rotor merkezi yatay düzlemlerinin basınç dağılımları
Figure 11. Pressure distributions of rotor center horizontal planes according to outlet pressure boundary conditions.



Şekil 12. Çıkış basıncı sınır koşullarına göre rotor merkezi yatay düzlemlerinin hava akış çizgilerinin dağılımları
Figure 12. Distribution of airflow lines of rotor center horizontal planes according to outlet pressure boundary conditions



Şekil 13. Çıkış basıncı sınır koşullarına göre rotor merkezi düşey düzlemlerinin hava akış hızlarının dağılımları

Figure 13. Distribution of airflow velocities of wing center vertical planes according to outlet pressure boundary conditions

SONUÇLAR ve TARTIŞMALAR (RESULTS and DISCUSSIONS)

Oluşturulan çözüm yapısı, seçilen çalışma parametreleri ve Realizable k- ϵ türbülans modeli sonuçları ve deneysel sonuçlar arasında genel olarak kabul edilebilir sınırlarda sapmalar elde edilmiştir. Statik basınç, toplam verim, enerji tüketimi ve hava debisi ilişkisinin deneysel ve sayısal sonuçları arasındaki en büyük sapmalar sırasıyla 1666 m³/hava debisine karşılık maksimum %5.96, 2760 m³/hava debisine karşılık maksimum %6.1, 2100 m³/hava debisine karşılık maksimum %5.96 olmuştur. Böylelikle farklı HAD yöntemlerinin uygulanmasına gerek duyulmadan istenilen sonuçlara ulaşılmıştır. Deneysel çalışmalarla doğrulanan sayısal analizler ile tasarım doğrulamasının hızlı ve düşük maliyetlerle yapılmasını sağlayacak bir HAD modeli elde edilmiştir. Böylelikle çalışmaya konu olan fan ve benzeri fanlar için gövde, rotor ve kanatlarda yapılacak geliştirme ve optimizasyon çalışmalarında maliyet ve zaman kayıplarının önüne geçilecektir. Bu çalışmada kullanılan teorik ve deneysel yaklaşımların örtüşmesi, ileride yapılacak çalışmalarda, benzer fanların ilk tasarım veya mevcut benzer fanların kısmi gelişimi için test edilmiş bir örnek olarak kullanılabileceğini ortaya koymuştur. Yapılan çalışmada kullanılan metod ve fan-test düzeneği ile spesifik olarak örtüşen bir çalışmaya literatürde rastlanmadığı için, sonuçların mukayesesi mümkün olmamıştır.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- ANSI/AMCA 210-99, 1999, Laboratory Methods of Testing Fans for Ratings, American National Standard.
- ANSYS FLUENT 2021/R2, 2021, Theory Guide realizable k- ϵ model function, ss. 54-57.
- Ashrae Handbook, 2012, Heating, Ventilating and Air-Conditioning Systems and Equipment SI Edition, ISBN: 978-1-936504-26-8.
- Corsini, A., Delibra, G., Rispoli F., Sheard A. G., 2013, "Aerodynamic simulation of a high-pressure centrifugal fan for process industries", *Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition*, San Antonio, Texas, USA, Cilt 4.
- Çerçil, C., 2010, *Bilgisayar Destekli Merkezkaç Vantilatör Tasarımı*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Darvish, M., 2015, *Numerical and Experimental Investigations of the Noise and Performance Characteristics of a Radial Fan with Forward-Curved Blades*, Doktora Tezi, Berlin Üniversitesi, Berlin, Almanya.
- Diñç, M., 2016, *Bilgisayar Destekli Frekans Analizi ile Fan Kanatları Tasarım Parametrelerinin İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Dolay, F. H., 2000, *Bilgisayar Destekli Vantilatör Tasarımı ve Analizi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

- Güney, M., 2016, Radyal Fan Salyangozunun Fan Performansına Etkilerinin HAD Yardımı ile İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul. 101s.
- Güngör, Ö. S., 2010, *Bir Fanın Tanım Eğrilerinin Deneysel ve Nümerik Yöntem ile Belirlenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.
- Huang, C. K., Hsieh M. E., 2009, "Performance analysis and optimized design of backward-curved airfoil centrifugal blowers", *HVAC&R Research*, Cilt 15, Sayı 3, ss. 461–488.
- Jayapragasan, C.N., Janardhan Reddy, K., 2017, "Design optimization and experimental study on the blower for fluffs collection system", *Journal of Engineering Science and Technology*, Cilt 12, Sayı 5, ss. 1318–1336.
- Kasap, A., 2009, *Bir Tesla Fanının İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.
- Kim, K. Y., Seo, S. J., 2004, "Shape optimization of forward-curved-blade centrifugal fan with Navier-Stokes analysis", *Journal of Fluid Engineering*, Cilt 126, ss. 735–42.
- Mutlu, Ö., 2018, *İleriye Dönük Kanatlı Radyal Fan tasarım Yöntemlerinin HAD ile İncelenmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Patel K. K., Patel P. M., 2013, "Performance improvement of centrifugal fan by using CFD", *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*, Cilt 2, Sayı 2, ss. 1-4.
- Shah K. H., Vibhakar N. N. and Channiwala S. A., 2003, "Unified design and comparative performance evaluation of forward and backward curved radial tipped centrifugal fan", *Proceedings of the International Conference on Mechanical Engineering 2003 (ICME2003)*, Dhaka, Bangladesh, 26-28 December 2003.
- Thangarasu, V. S., Sureshkannan, G., 2015, "Design and experimental investigation of forward curved backward curved and radial blade impellers of centrifugal blower", *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, Cilt 9, Sayı 1, ss. 71–75.
- Vakkasoğlu, A. V., Kamer, M. S., Kaya A., 2020, "The Effect of different diffusers designed for empty cells in central air handling units on flow and pressure drop", *Science and Technology for the Built Environment*, Cilt 27, Sayı 1, ss. 28-43.
- Wen, X., Mao, Y., Yang, X., Qi D., 2016, "Design method for the volute profile of a squirrel cage fan with space limitation", *Journal of Turbomachinery*, 138 (8).