ResearchGate

See discussions, stats, and author profiles for this publication at: https://www.researchgate.net/publication/324606570

EKSENEL FAN AKUSTİK PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Conference Paper · April 2018

CITATIONS

0

2 authors:



Aykut Bacak

Yildiz Technical University

3 PUBLICATIONS **0** CITATIONS

SEE PROFILE



Ali Pinarbasi

Yildiz Technical University

47 PUBLICATIONS **222** CITATIONS

SEE PROFILE

Some of the authors of this publication are also working on these related projects:



Arcelik Company View project



Friterm Company View project

All content following this page was uploaded by Aykut Bacak on 19 April 2018.

The user has requested enhancement of the downloaded file.

EKSENEL FAN AKUSTİK PERFORMANSININ SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Aykut BACAK* ve Ali PINARBAŞI**
*Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34349 İstanbul
e-posta: bacakaykut@gmail.com
** Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü, 34349 İstanbul
e-posta: alipnrbs@yildiz.edu.tr

Özet: Günümüzde artan nüfusa bağlı olarak yüksek katlı yapıların kullanımı artmakta ve bu yapıların havalandırma ihtiyaçları çoğunlukla havalandırma fanları tarafından karşılanmaktadır. Havalandırma fanları bu tür yapılarda çevreyle doğrudan temas olup, aero-akustik olmayan fan kanatları gürültü kirliliğine sebep olmaktadır. Bu nedenle bir fan kanadının tasarımında debi, basınç, verim, güç gibi parametrelerin yanında akustik özelliklerinin de göz önünde bulundurulması gereklidir. Bu çalışmada bir eksenel fanın ses basınç seviyeleri Ffowcs-Williams & Hawkings (FW-H) analojisi ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) yöntemiyle sayısal olarak incelenmiştir. Yapılandırılmamış ağ yapısı Standart k-epsilon (k-ε) türbülans modeline göre, yüksek dönme hızı (3000 dev/d) için kurulmuş ve sayısal sonuçlar, kanat üreticisi firma tarafından belirtilen deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Eksenel fan çeperi içerisindeki gürültü üretim mekanizmaları sayısal sonuçlar kullanılarak tartışılmıştır.
Anahtar Kelimler: Eksenel fan, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, aero-akustik, sayısal inceleme.

Abstract: Today, due to the growing population, the use of high-rise buildings is increasing, and the ventilation requirements of these buildings are mostly met by ventilation fans. Ventilation fans are in direct contact with such structures, and non-aero-acoustical fan blades cause noise pollution. For this reason, in designing a fan blade, it is necessary to consider the acoustic properties as well as parameters such as flow rate, pressure, efficiency and power. In this paper sound pressure levels of an axial fan are numerically investigated using Ffowcs-Williams & Hawkings (FW-H) analogy and computational fluid dynamics (CFD) method. A simulation model based on unstructured mesh structure and Standard k-epsilon (k-ε) turbulence model is established for high speed rotation (3000 RPM), and the numerical simulation results are compared with experimental data specified by blade manufacturer company. Noise generation mechanism in the axial fan shroud are discussed using with the numerical results.
Keywords: Axial fan, computational fluid dynamics, aero-acoustics, numerical investigation.

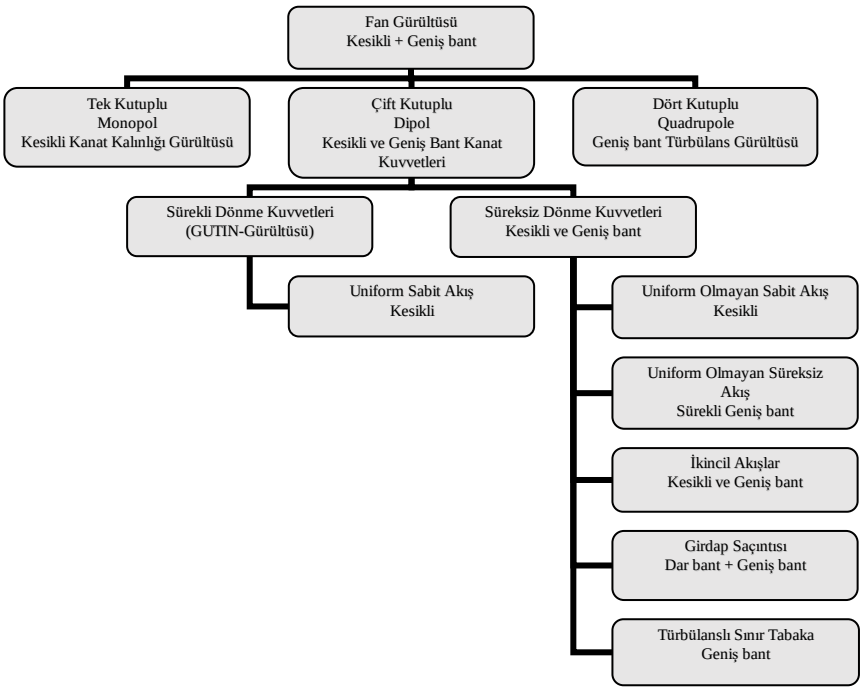
SEMBOLLER

a_0	Atmosfer ses hızı [m/s]
$C_{1\varepsilon}$	Denklem sabiti
$C_{2\varepsilon}$	Denklem sabiti
F	Kuvvet [N]
g	Yerçekimi ivmesi [m/s^2]
H(f)	Basamak fonksiyonu
k	Türbülans kinetik enerjisi [m^2/s^2]
p	Basınç [N/m^2]
p'	Ses basıncı [N/m^2]
S_k	Kullanıcı Tanımlı Kaynak Terimi
S_ε	Kullanıcı Tanımlı Kaynak Terimi
t	Zaman [s]
T_{ij}	Lighthill gerilme tensörü
u	x-yönündeki hız [m/s]
u_n	Yüzey normali yönündeki hız [m/s]

v v-yönündeki hız [m/s]
v_i x-yönündeki yüzey hız bileşeni [m/s]
v_n Yüzey normalindeki yüzey hız bileşeni [m/s]
V Hacimsel debi [m^3/h]
Y_M Dalgalanan dilatasyonun ortalama disipasyona oranı
$\delta(f)$ Dirac delta fonksiyonu
ε Türbülans disipasyon oranı
μ Dinamik viskozite [N.s/m^2]
μ_t Türbülans viskozitesi [N.s/m^2]
ρ Özgül kütle [m^3/kg]
σ_k Türbülans kinetik enerjisi için Prandtl sayısı
σ_ε Türbülans disipasyon oranı için Prandtl sayısı
τ Kayma gerilmesi [N/m^2]

GİRİŞ

Günümüzde artan insan nüfusuna bağlı olarak yüksek katlı binaların kullanımı artmakta bu tür binalarda, havalandırma fanları, temiz havanın sağlanması ve içerideki kullanılmış havanın tahliyesi için kullanılmaktadır. Eksenel fanlar, fan ve göbek bağlantısının doğrudan tahrik sağlayan elektrik motorun bağlandığı ve kasa içindeki akışın fanın eksenine paralel olduğu fanlardır [1]. Eksenel fan kanatları, tuvalet ve banyo fanı, evsel klima dış üniteleri, otopark jet fanları, tünel fanları, soğutma kuleleri ve merdiven basınçlandırma fanları olarak geniş kapsamlı kullanım alanına sahiptir. Bu tür fanlar, aerodinamik, mekanik ve elektromekanik olarak gürültü üretirler ve kullanımlarının artması sonucu aerodinamik ve aeroakustik olarak tasarlanmamış kanatlar çevresel gürültü kirliliğine neden olurlar.
Fan sistemleri genel olarak, içinden geçen hava ile rotor kanatları ve diğer katı cisimler arasındaki etkileşimler, kanatlar arasındaki sirkülasyonlar, yüksek hızlarda etki alanının artması ile sınır tabaka ayrılması, düşük debilerde etki alanının azalması ve rotor kanatları önündeki hava sirkülasyonlarından dolayı aerodinamik olarak gürültü meydana getirirler [2]. Neise, yaptığı deneysel çalışmalardan, fanlardaki gürültü mekanizmalarının çoğunlukla çift kutuplu süreksiz dönme kuvvetlerinden kaynaklandığını ifade etmiş ve gürültü mekanizmalarını Şekil 1'deki gibi sınıflandırmıştır [3].



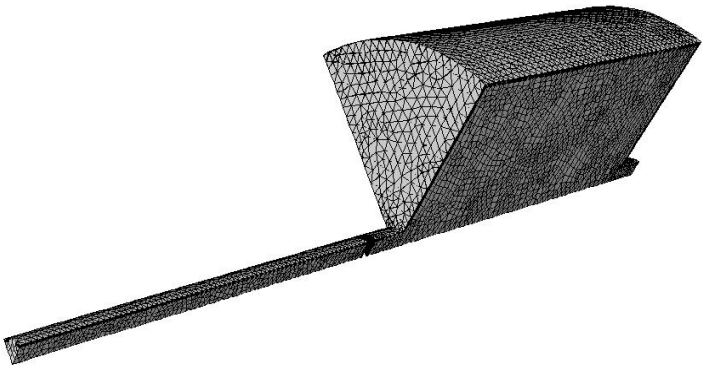
Şekil 1. Bir eksenel fanın aeroakustik gürültü oluşum mekanizmaları.

Bilgisayar destekli aero-akustik yazılımlarının gelişmesiyle birlikte fanlar üzerine nümerik çalışmalarda artışlar gözlenmiştir. Reese ve Carolus bir eksenel fanın güç spektrumu yoğunluğunu farklı türbülans modelleri ve FW-H akustik modelini kullanarak elde etmiş ve bunlardan LES türbülans modeliyle olanların deneysel sonuçlara daha

yakın olduğunu tesbit etmişlerdir [4]. Sturm ve Moreau, bir eksenel fanın güç spektrumu yoğunluğunu Lattice-Boltzmann Yaklaşımı'na göre, standart akustik ölçüm odasındaki hava giriş bölgesinin ve eksenel fanın konumuna göre üç farklı koşul için nümerik olarak incelemişler ve elde edilen spektrumların deneysel sonuçla tutarlı olduğunu tespit etmişlerdir [5]. Kim ve ark., bir eksenel fanın akustik analizini, deneysel ölçüm odası boyularındaki bir akış hacmi içerisinde FW-H yöntemini kullanarak, konumlandırılmış sanal mikrofonlardan farklı frekanslarda deneysel sonuçlarla tutarlı ses basınç seviyeleri elde etmişlerdir [6].

MATERYAL VE METHOD

Bu çalışmada bir eksenel fanın iki farklı çalışma noktasındaki aero-akustik parametreleri Ansys 18.1 yazılımı ve ilgili modülleri kullanılarak elde edilmiştir. Akış geometrisinin hazırlanması ve fanın ölçüm odasına göre konumlandırılması ANSI/AMCA 300-14 standartına göre yapılmıştır [7]. Hava giriş hacmi fanın 12 hidrolik çapı ve hava çıkış hacmi fandan 10 hidrolik çap ve genişleme hacmi ise 10 hidrolik çap olacak şekilde modellenmiştir. Karmaşık fan geometrisi ve ara yüzlerde üçgensel ve dörtgensel ağ yapısının sorun teşkil etmesi sebebiyle hava hacminde tümden üçgensel ağ elemanları kullanılmıştır. Daha az eleman kullanarak zamandan tasarruf etmek amacıyla 1/6 dilim kullanılarak periyodik analiz gerçekleştirilmiştir. Ağ yapısı yoğunluğunun fan kanatları çevresinde fazla olması esas alınarak toplamda yaklaşık olarak 680,000 eleman kullanılarak ağ yapısı oluşturulmuştur. Ağ yapısı ve hava hacimleri Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. Aero-akustik modelleme periyodik akış hacimleri.

Mach sayısının 0.3'te küçük olması sebebiyle ilk olarak sıkıtırılamazlık kabulu yapılmıştır. Giriş hava hızı sınır şartları 13 ve 15 m/s olacak şekilde iki farklı durum incelenmiştir. Çıkışta serbest atmosfer basıncı kabulü yapılmış fark basınçları fanın ön ve arkasından yarım hidrolik çap uzunluktaki yüzeyden ölçülmüştür. Deneysel koşullar standart akustik ölçüm odasında yapılmadığından analiz yalıtım eklenmemiştir. Fan kanadını barındıran döner hacmin 3000 RPM hızda ve buradaki kanat ve göbek yüzeylerinin bu hacime göre bağıl hızda dönme hızına sahip olduğu tanımlanmıştır. Bütün hacimlerdeki yanal yüzeylerin periyodik, geriye kalan yüzeylerin ise sabit olduğu tanımlanmıştır.

Reynolds ortalamı süreklilik ve Navier-Stokes Denklemleri, türbülans kinetik enerjisi ve disipasyon oranını baz alan standart k-epsilon türbülans modeli kullanılarak akış analizi gerçekleştirilmiş olup süreklilik (1), momentum (2), türbülans kinetik enerjisi (3) ve türbülans disipasyon oranı (4) denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir [8].

$$\nabla.(\vec{v}) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial}{dt}(\vec{v}) + (\nabla\vec{v})\vec{v} = -\frac{1}{\rho}\nabla p + \upsilon\nabla^2(\vec{v}) + \vec{g} + \vec{F} \tag{2}$$

$$\frac{\partial k}{dt} + u_i\frac{\partial k}{dx_i} = \frac{\partial}{dx_j}\left[\frac{1}{\rho}\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{dx_j}\right] + \frac{\mu_t}{\rho}S_k{}^2 - \varepsilon \tag{3}$$

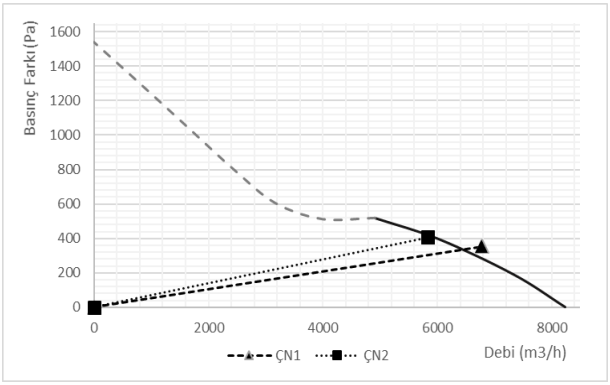
$$\frac{\partial \varepsilon}{dt} + u_i\frac{\partial \varepsilon}{dx_i} = \frac{\partial}{dx_j}\left[\frac{1}{\rho}\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{dx_j}\right] + \frac{\varepsilon}{k}(C_{1\varepsilon}\frac{\mu_t}{\rho}S_\varepsilon{}^2 - C_{2\varepsilon}\varepsilon) \tag{4}$$

Eksenel fanın akustik parametrelerinin elde edilmesinde literatürde yaygın olarak kullanılan FW-H Akustik yöntemi kullanılmıştır. Taşınımsal etkilerin olduğu ve serbest dolaşım hızının bulunmadığı kabulü ve çalışma sıcaklığı yoğunluğu dikkate alınmıştır. Referans akustik basıncı 2e-05 Pa, ses hızı 340 m/s ve hava yoğunluğu 1.225 kg/m^3 olarak tanımlanmıştır. Ses basınç seviyelerinin ölçülmesi için tanımlanan sanal mikrofonlar havanın akış hattı dışında, fan merkezinden 2m uzaklıkta ve 45° açıyla yerleştirilmiştir.
FW-H akustik modelinin referans aldığı denklem (5) numaralı denklem olarak ifade edilmiştir [8].

$$\frac{1}{a_0^2}\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2}-\nabla^2 p'=\frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j}\left\{T_{ij}H(f)\right\}-\frac{\partial}{\partial x_i}\left\{\left[P_{ij}n_j+\rho u_i(u_n-u_v)\right]\delta(f)\right\}+\frac{\partial}{\partial t}\left\{\left[\rho_0 v_n+\rho(u_n-u_v)\right]\delta(f)\right\} \quad (5)$$

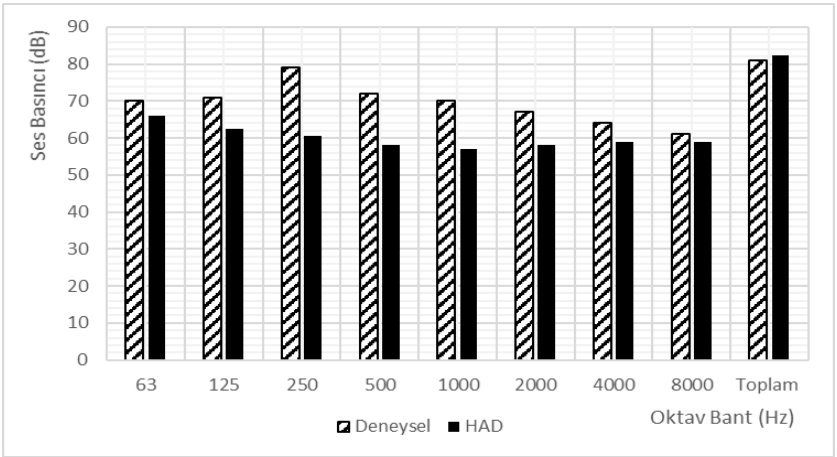
ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Akışın kararlı hale gelmesi için öncelikle analiz sürekli olarak çözdürülmüş 1e-04 mertebesinde yakınsama gösterdikten sonra analize, zamana bağlı olarak devam edilmiştir. Böylece tümden zamana bağlı olarak uzun çözüm zamanlarından tasarruf edilmiştir. Analizi yapılan eksenel fan kanat geometrisi ve deneysel verileri üretici firmadan temin edilmiştir [9]. Yapılan çalışmada eldeki deneysel performans eğrilerinin doğruluğunu teyit etmek için iki farklı noktada akış analizi çalıştırılmış ve sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Eksenel fanın hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı kullanılarak tavisye edilen iki çalışma noktası deneysel performans eğrisi üzerinde Şekil 3'te gösterilmiştir. Çalışma noktası 1'in deneysel sonuçlardan sapması yüzde 5 mertebelerinde iken, çalışma noktası 2 için yüzde 2 civarındadır.

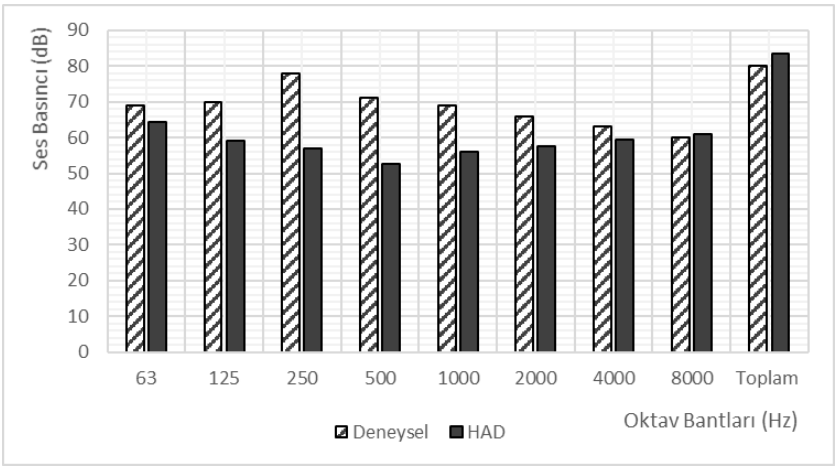


Şekil 3. Nümerik analiz ile elde edilmiş çalışma noktası değerleri.

Ses basınç seviyelerinin elde edilmesinde 2m uzaklıkta ve eksenden 45° açıyla yerleştirilen sana mikrofonlar kullanılmıştır. Oluşturulan bu sanal mikrofonların fandan 1m uzaklıkta ve yine aynı açıyla yerleştirilmesi durumunda, mikrofonlar doğrudan akış alanı içerisinde kalmakta ve türbülansın yarattığı gürültü sağlıklı ölçümlerin yapılmasına müsaade etmemektedir. 1. çalışma noktasındaki ses basınç seviyelerininin oktav bantlara göre deneysel ve sayısal olarak dağılımı Şekil 4'te 2.çalışma noktası için ilgili veriler Şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 4. 1.Çalışma noktasındaki deneysel ve sayısal ses basınç seviyeleri.

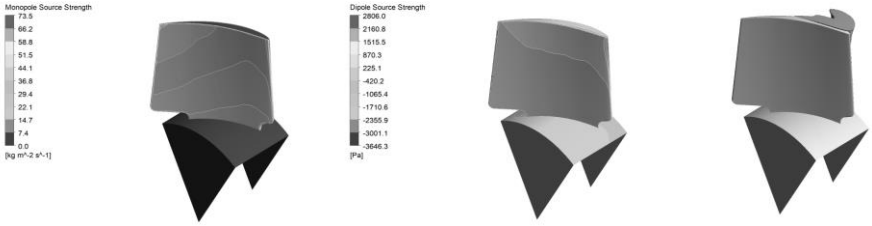


Şekil 5. 2.Çalışma noktasındaki deneysel ve sayısal ses basınç seviyeleri.

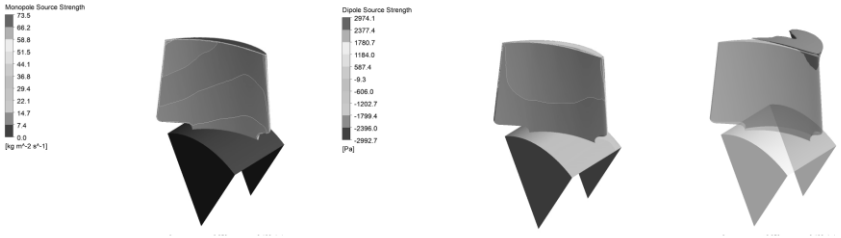
Mach sayısı 0.4'ten küçük düşük hızlı eksenel fanın tonal gürültü verileri Ansys Post-Processing modülü kullanılarak, ses gücü ve basıncı verileri Tablo 1'deki gibi elde edilmiştir. Her bir analiz 5 saniye çalışacak şekilde modellenmiş olup aynı modül kullanılarak izlenen maksimum dipol kaynak gerilmesinin spektrum ve varyasyon grafiklerinin kararlı hal almasından dolayı verilerin alınması için analiz süresinin yeterli olduğu görülmüştür. Elde edilen ses gücü ve ses basıncı seviyelerinin deneysel verilerle tutarlı olduğu görülmüştür.

Tablo 1. Deneysel ve sayısal sonuçların karşılaştırılması.

Çalışma Noktası 1	Deneysel	Sayısal
Ses Basınç Seviyesi dB	81	81.9
Ses Gücü Seviyesi dB	98	98.8
Çalışma Noktası 2		
Ses Basınç Seviyesi dB	80	80.5
Ses Gücü Seviyesi dB	97	97.3



Şekil 6. 1.Çalışma noktasındaki monopol, dipol ve quadrapol gerilme konturları.



Şekil 7. 2.Çalışma noktasındaki monopol, dipol ve quadrapol gerilme konturları.

TARTIŞMA VE SONUÇLARI

Bu çalışmada bir eksenel fanın iki farklı çalışma noktası için akış ve akustik analizleri yapılmıştır. Bilgisayar destekli yazılımlarda elde edilen sonuçların, deneysel sonuçlara literatürde kabul edilebilecek sapmalar dahilinde yakınsadığı görülmektedir. Akustik parametrelerin ölçümü fan merkezinden 2 metre uzaklıkta yapılmış olup, daha yakın mesafelerdeki ses parametreleri ise korelasyonlarla yapılabilmektedir. Fanın 1 metre uzağına yerleştirilen sanal mikrofonların doğrudan akış hattında kalığı için doğru değerlerin alınmadığı gözlemlenmiştir. Yapılan bu analiz çıktılarını kullanarak kanat yüzeyi üzerindeki akustik gerilmelerin konumunun tespiti ve sonraki tasarımlarda fanın toplam gürültü seviyelerinin azaltılması için önemli rol oynar. Akustik parametrelerin eldesinde literatürde sıklıkla LES türbülans modellemesi kullanılmasına rağmen, ilgili uluslararası standartlara, deneysel ve modelleme tecrübesine bağlı olarak standart k-epsilon türbülans modellemesi kullanarak da deneysel sonuçlara yakın sonuçlar elde edilebileceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

[1] Nicholls, R., Heating Ventilation and Air Conditioning (Third Edition), Interface Publishing, England, 2001.

[2] M. Cudina, J. Prezelj, “Noise generation by vacuum cleaner suction units Part I. Noise generation mechanisms – An overview”, Applied Acoustics, 491-502, 2007.

[3] Neise, W., “Review of fan noise generation mechanicsms and control methods”, Fan Noise Sempozyumu, CETIM, Fransa, 1992.

[4] Reese, H., Carolus, T., “Axial fan noise: towards sound prediction based on numerical unsteady flow data – a case study”, Acoustics08, Paris, 2008.

[5] Sturm M., Moreau S., “Aeroacoustic Simulation of an Axial Fan Including the Full Test Rig by Using the Lattice Boltzmann Method”, Fan 2015 Conference, 2015.

[6] Kim S., Niu, Y., Kim., Y-J., “Computational Aeroacoustic Modeling of Open Fan and Comparison of Predicted and Experimental Noise Fields”, Noise-Con 2013, Colorado, 2013.

[7] ANSI/AMCA Standard 300-14, “ Reverberant Room Method for Sound Testing of Fans”, 2014.

[8] ANSYS Fluent Theory Guide 15.0, Ansys Inc., 2013

[9] WingFan Ltd. & Co. KG., Hamburg, Almanya.

View publication stats