

PAPER DETAILS

TITLE: Bir Hava Temizleme Cihazının Sayısal ve Deneysel Yöntemlerle İncelenmesi

AUTHORS: Fatih Kırmızıgöl,Mehmet Uçar

PAGES: 458-469

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/3024769>



Bir Hava Temizleme Cihazının Sayısal ve Deneysel Yöntemlerle İncelenmesi

Investigation of an Air Purifier Device Using Numerical and Experimental Methods

Fatih Kırmızıgöl ^{1*}, Mehmet Uçar ²

¹ Esalba Metal Sanayi A.Ş. Ar-Ge Merkezi, Eskişehir, TÜRKİYE

² Kütahya Dumlupınar Üniversitesi Makine Mühendisliği Departmanı, Kütahya, TÜRKİYE

Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: sfatihk23@gmail.com

Öz

İnsan yaşamının temiz hava ihtiyacını gidermek ve ortamların kirlilik oranını azaltmak için hava temizleme cihazları giderek artan bir ilgi görmeye başlamıştır. Çalışma kapsamında 200 m³/h hacimsel debi kapasitesi olan bir hava temizleme cihazı incelenmiştir. Ortam şartları, filtre basınç-debi grafikleri ve motor dönüş hızı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sayısal çalışmasına sınır şartı tanımlanarak Deney-HAD karşılaştırması yapılmıştır. Deneysel olarak ayrıca Ses Basınç Seviyesi (SPL) ölçümlenmiştir. HAD sayısal çalışmaları SolidWorks Flow Simulation (SWFS) ticari yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hava giriş-çıkış bölgesine ortam basınç değeri ($P_s = 101235$ Pa), sıcaklığı ($T_o = 20^\circ\text{C}$) ve motor dönüş hızı (2000 RPM) tanımlanırken havalandırma cihazının çıkışındaki hacimsel debisi deney doğrulama parametresi olarak kullanılmıştır. SWFS yazılımında bulunan k- ϵ Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) türbülans modeli seçilmiş ve doğrulanan ağ yapısında cihaz içerisinde oluşan türbülanslı bölgeler, tersinir akışlar ve sadece akışkana bağlı akustik ses gücü şiddeti iyileştirilerek ortaya yeni bir model konmuştur. İyileştirilmiş model ile mevcut model arasında ses basınç seviyesinde 2,7 dB(A) ve harcanan güçte %10,52 oranında azalma tespit edilmiştir. Çalışma kapsamında mevcut ses yalıtım malzemesine ek olarak 2 farklı ses yalıtım malzemesi daha deneysel olarak incelenmiş toplamda 3 farklı ses yalıtım malzemesi ses basınç seviyesi arasında 6,4 dB(A) fark olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Covid19, HAD, Hava Temizleme Cihazı, Ses Basınç Seviyesi, Türbülans

Abstract

Air purifier devices have started to attract attention to clean the air for human life and reduce the environmental pollution rate. In this study, an air purifier capable of generating a volumetric flow rate of 200 m³/h was developed. Both experimental and Computational Fluid Dynamics (CFD) numerical analyses were performed, and ambient conditions, the volumetric flow speed of the air outlet region, rotational speed-consumed power of the fan engine, and the resulting Sound Pressure Level (SPL) were measured in the experimental work. The CFD numerical simulations were performed using the SolidWorks Flow Simulation (SWFS). Boundary conditions are defined, such as ambient pressure ($P_s = 101235$ Pa), temperature ($T_o = 20^\circ\text{C}$), and engine rotation speed (2000 RPM) to the CFD. The volumetric flow rate at the air outlet region of the air purifier device was used as a validation parameter between the CFD and Experimental Work. The k- ϵ Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) turbulence model was selected in the SWFS software, and a new model was introduced by improving the turbulent regions, reversible flows, and acoustic sound power intensity only due to the fluid in the verified mesh structure. As a result, the sound pressure level of 2.7 dB(A) decreased, and a reduction of 10.52% in power consumed was detected between the improved model and the current model. Within the scope of the study, in addition to the existing sound insulation material, two different sound insulation materials were examined experimentally, and it was determined that there was a sound pressure level of 6.4 dB(A) between 3 different sound insulation materials.

Keywords: Covid19, CFD, Air Purifier Device, Sound Pressure Level, Turbulence

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Air pollution is related to the concentration of particles in the air and can cause health problems both outdoors and indoors. While indoor air pollution can be managed with individual measures, outdoor air pollution generally requires national-level control. Indoor air purifiers are commonly used to reduce air pollution, especially for children. Effective filtration systems, such as HEPA filters, can enhance the efficiency of these purifiers. However, air purifiers should be used in conjunction with other health

measures. Research indicates that design improvements are necessary to reduce the noise levels and increase the energy efficiency of these devices. Improvements made to an existing air purifier resulted in a 2.7 dB(A) reduction in noise levels and a 10% gain in energy efficiency.

Materials and Methods

The capacity of air purifiers is expressed in terms of the room size they can clean. The device studied in this work can clean a room

of 80 m² with a ceiling height of 2.5 meters. Key components of the device include the air inlet region, carbon filter, H14 filter, filter compartment, fan motor, foam, rear cover, and air outlet region.

The filter compartment ensures proper air flow direction, and the H14 filter is capable of removing 99.95% of particles down to 0.1 µm. The fan motor must overcome the pressure created by the filters to produce clean air. The maximum resistance pressure for a 200 m³/h flow rate should be 236 Pa while the carbon filter and H14 filter create resistances of 80 Pa and 139 Pa, respectively.

Sound insulation products are used to reduce the fan motor's noise. The geometry of the sound insulation product and the position of the fan motor affect the device's noise level. The study aims to improve both the fan motor and sound insulation product.

In the experimental work, the two key features of air purifiers are flow capacity and sound pressure level. Flow rate determines the room size and cleaning capacity, while sound level should be non-intrusive. Flow rate tests are conducted using a balometer, and sound pressure tests are performed with a microphone in a 32 dB(A) room, following ISO 3744 standards.

To test the air purifier's performance with minimal prototyping costs, CFD simulations using SWFS software are conducted. The model assumes the device is airtight and simplifies its geometry. The SWFS software uses Navier-Stokes equations and turbulence models (k-ε RANS) to analyze fluid flow and turbulence. Acoustic power is estimated using Proudman formulas and sound pressure levels are calculated.

Results and Discussion

The accuracy of the CFD results was evaluated based on three different mesh structures: coarse, medium, and fine. The medium mesh structure was found to be the most appropriate as it provided a balance between accuracy and computational cost, with only a 4% difference between the simulated and experimental volumetric flow rates. CFD simulations using the medium mesh revealed that the airflow was stronger on the right side and weaker on the left, with turbulence and reverse flows present. To address these issues, two improvements were proposed. The first one is repositioning the fan motor to reduce

reverse flows and the second one is designing a new flow directing component to eliminate these flows.

The simulations showed that the first step reduced reverse flows and balanced the airflow distribution, while the second step completely removed reverse flows.

Further analysis indicated that the improved design reduced acoustic sound power and turbulence intensity, leading to more efficient motor performance. The optimized design resulted in a 2.7 dB(A) reduction in sound pressure level and a 10.52% decrease in power consumption compared to the existing design.

The study also compared different sound insulation materials, finding that polyurethane (PU) and polyethylene (PE) foams were less effective than the current insulation, with a 6.4 dB(A) difference in sound pressure levels. Overall, the improved design showed better performance and efficiency, with accurate predictions of airflow and sound levels.

Conclusion

Air purifiers are devices that remove invisible particles such as dirt, bacteria, viruses, and dust from the environment and release clean air. This study examined the airflow within an air purifier with a flow rate of 200 m³/h using CFD simulations. The study aimed to reduce reverse and turbulent flows by modifying the motor position, sound insulation material design, and properties to decrease noise and eliminate reverse flows. Improvements in the design resulted in increased airflow and reduced noise. The optimized model achieved a 2.7 dB(A) reduction in sound pressure level and a 10.5% decrease in power consumption.

A similar study by Lee et al. investigated a home air purifier with a maximum flow rate of 10 m³/min. This study focused on flow separations in the snail-shaped air outlet and found that these separations affected both the air velocity and noise levels, achieving a 4.2 dB(A) reduction in noise.

Another study tested insulation in a purifier with a maximum flow rate of 1500 m³/h and found noise reductions between 3.5 and 9 dB(A). This work also explored different sound insulation materials, revealing a 6.4 dB(A) difference in sound pressure levels between materials.

1. Giriş

Hava kirliliği, genellikle partikül sayısının artışı olarak tanımlanır. İnsan sağlığı için olumsuz etkileri yüksek ve gözle görülemeyecek kadar küçük boyutlarda olan hava kirliliği dış mekân ve iç mekân kirliliği olmak üzere iki temel kategoriye ayrılmaktadır. Dış mekân kirliliği genel olarak bireysel kontrollerin dışında olup enerji, ulaşım ve tarım gibi sektörlerden hayatımıza karışan ulusal çapta kontroller ve önlemler gerektiren kirliliktir. İç mekân kirliliği ise bireysel olarak kontrollerin ve önlemlerin alınabildiği sınırlı alanlar olmalarına rağmen özellikle çocukların bu kirliliğe daha çok maruz kaldıklarına dair kanıtlar ortaya konmuştur [1]. Artan hava kirliliği ve Covid19 gibi pandemik hastalıkların ortaya çıkması, iç mekân hava temizleme cihazlarının kullanımı yaygınlaştırmıştır. İnsan yaşamının %90'dan fazlasının iç mekânlarda geçtiği düşünüldüğünde ortam temizliği kaçınılmaz hale gelmektedir [2]. Partikül yoğunluğu insan sağlığı üzerinde olumsuz etkilere sahip olup, bu partiküllerin boyutlarına göre ölümcül sonuçlara dahi yol açabilir. Bu partiküller havada belirli bir süre asılı

kalabilirken bunlardan hava yoluyla bulaşması kolay olabilenler bakteri, mantar, maya, küf ve virüslerdir [3].

Bir çalışmada, insanların dakikada 6-10 L ve günlük ortalama $1,5 \cdot 10^4$ L hava soluduğu belirtilmektedir. Diğer bir açıdan bakıldığında sağlıklı bir insan vücudunun tüketmesi gereken 2 L sıvının 7500 katıdır [4]. Günlük solunan $1,5 \cdot 10^4$ L hava ile havada bulunan 300'den fazla uçucu partikül insan vücuduna nüfuz etmekte ve bu partiküllerin baş-göz ağrısı, koku alma duyusunda azalma, uyuşukluk ve kanser gibi sağlık sorunlarına yol açtığı belirtilmektedir. Porto şehrinde bulunan bir anaokulunda iç mekân ve dış mekânda dört farklı Partikül Madde (PM) sınıfında - $PM_{1-PM_{2.5-PM_{10-PM_{Total}}$ - ölçümler yapıp hava kalitesi incelenmiştir. İç mekânda yapılan ölçümler, 3 farklı sınıf ve 1 yemekhane için hem hafta içi hem de hafta sonu boyunca yapılmış ve elde edilen veriler detaylı olarak analiz edilmiştir. Elde edilen veriler, odadaki hava kalitesinin Dünya Sağlık Örgütü (DSÖ) tarafından belirlenen seviyenin altında olduğunu göstermiştir. Ayrıca, A sınıfında yapılan çalışmada hafta içinde sınıfta bulunan havanın kalitesinin daha kötü ve partikül miktarının daha fazla olduğu gözlemlenmiştir [5]. Burada

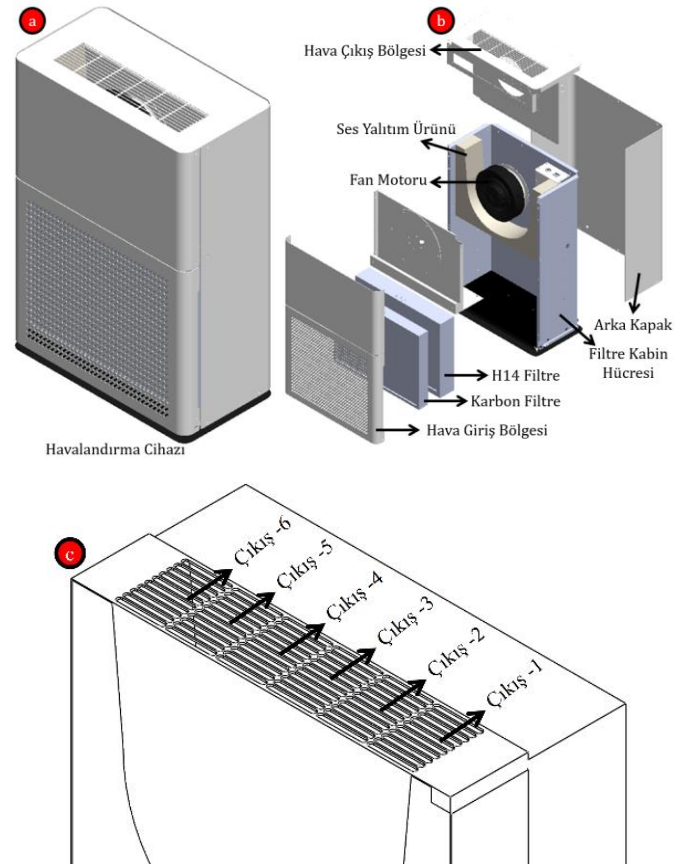
bahsedilen PM diğer bir adıyla aerosol ölçümleri herkes tarafından bilinen ve kabul gören bir sistem olup partiküllerin boyutuna göre sınıflandırılır. Genelde kullanılan 4 farklı PM ölçümü bulunmakta ve sırasıyla $PM_{0,1}$ - PM_1 - $PM_{2,5}$ - PM_{10} 'dur. Örneğin PM_{10} , partikülün 10 mikrometre çapından daha düşük olduğunu ifade eder. Çap oranı düştükçe insan sağlığına zararı daha fazla olmakta ve nefes almak gittikçe zor hale gelmektedir [6]. İnsan vücudu, nefes alma ve verme esnasında zararlı partikülleri tutma yeteneğine sahiptir. Ancak 2,5 mikrometreden daha küçük olan partiküllerin tutulma oranı daha düşüktür, bu da solunum yoluyla vücuda daha fazla nüfuz etmelerine neden olur. Bu nedenle çalışmalarda genel olarak $PM_{2,5}$ incelenmektedir [7]. Bahsedilen olumsuz durumlara çözüm bulabilmek için hava kalitesini artırmaya yönelik çalışmalar giderek yaygınlaşmaktadır. Farklı çaplarda havada asılı kalabilen partikülleri filtreleyen hava temizleme cihazları geliştirilmektedir. Doğru kullanım sağlandığı zaman hava temizleme cihazları iç mekânda bulunan virüs ve bakteriler gibi zararlı mikroorganizmaları yok etmeye yardımcı olmaktadır. Hava temizleme cihazları sayesinde Covid19, bakteri, virüs gibi hastalık yayan zararlı mikroorganizmaların temizlenmesi sağlanırken, hastalıktan korunmak için tek başına yeterli bir cihaz olmadığı bilinmektedir. Bu cihazlar, hava temizliğine ek bir katkı sağlarken, aynı zamanda sosyal mesafe, maske ve temizlik gibi genel önlemlere de uyulması gerektiğini vurgular. Hava temizleme cihazlarında kirli havayı içinde tutan sistem, filtrasyon sistemi olarak adlandırılmaktadır ve genel olarak içerisinde 3 farklı filtre bulundurmaktadır. Bunlar havanın geliş yönüne göre ön filtre (F8), karbon filtre ve HEPA filtre (H14)'dir. Yapılan bir çalışmada hangi filtrasyon sisteminin daha avantajlı olduğu araştırılmış ve iç mekânlar için pratik, UV ışını içermeyen ve yüksek voltaj bulundurmayan çok katmanlı cam elyaf yapıda %99,97 verimlilik vaat eden HEPA filtrelerin en avantajlı konumda olduğu vurgulanmıştır [7]. Ortamdaki partikülleri kendi içine çekip ortamı temizleyen bu cihazların sağlıklı ve hasta insanların sağlığına etkisi farklı çalışmalarca incelenmiştir. 2 grup üzerinde yapılan bir çalışmada bir gruba gerçek hava temizleme ve diğer gruba sahte hava temizleme cihazı verilmiştir. İç mekânda 32 kişinin bulunduğu ortamda yapılan deneylerde gerçek hava temizleme cihazının ortamda bulunan $PM_{2,5}$ partikül göstergesini %11 düşürdüğünü gözlemlemişlerdir. 32 birey üzerinde gözlemlenen diğer sonuç ise hava temizlemenin insan sağlığını iyileştirme yönünde herhangi bir etkisinin olmadığıdır [8]. Yaşlı bireylerin bulunduğu bir ortamda yapılan hava temizleme deneylerinde, bireylerde bulunan kardiyovasküler ve pulmoner fonksiyonlarının iyileştiği gözlemlenmiştir [9]. Hava temizleme cihazları çalışırken bir yandan da insan kulağını rahatsız etmeyecek düzeyde ses çıkarmaları söz konudur. Kullanılan fan motoruna, filtre tiplerine, yalıtıma ve kabine göre ses basınç seviyeleri değişkenlik göstermektedir. Kim ve ark. tarafından yapılan bir çalışmada fan motoru kanatlarının oluşturduğu ses basınç seviyesini azaltmak için kanatlar üzerinde optimizasyon çalışması yapılarak ses seviyesinin 4,5 dB(A) düştüğü tespit edilmiştir [10]. Lee ve ark. tarafından yapılan bir çalışmada mevcut hava temizleme cihazının fan motoru bölgesinde bulunan salyangoz yapının tasarımı hava çıkış bölgesinde akış ayrılmalarına ve dolayısıyla çıkış bölgesinde oluşan hava hızının azalmasına sebebiyet verdiği görülmüştür. HAD sayısal çalışmalarıyla iyileştirilen salyangoz yapının tasarımı değiştirilmesiyle akış ayrılmalarının minimum düzeye indirgenmesi, hava çıkış hızlarının arttığı ve 4,2 dB(A) ses seviyesinde azalma gerçekleştiği tespit edilmiştir [11].

Bu çalışma kapsamında mevcutta bulunan 200 m³/h hacimsel debimetre kapasitesi bulunan, 3 farklı çalışma kademesi olan bir hava temizleme cihazının çıkış bölgesinde tespit edilen tersinir

akışların giderilmesi ve cihaz içerisinde havanın oluşturduğu girdabın minimuma indirilmesi amaçlanmıştır. Hem deneysel hem de HAD sayısal yöntemiyle tespit edilen tersinir akış ve girdaplar, motor üzerinde bir baskı oluşturmaktadır. Bu durum cihazın daha fazla güç çekmesine sebebiyet verirken Ses Basınç Seviyesini (SPL) arttırmaktadır. HAD sayısal yöntemleri ile tespit edilen tersinir akış ve türbülansların motorun konumu ve ses yalıtım malzemesinin geometrisi değiştirilerek giderilmesi hedeflenmiştir. İyileştirilmiş geometri üzerinde 3 farklı ses yalıtım malzemesi montajlanarak ses seviyesi test edilmiş ve en iyi yalıtım malzemesine karar verilmiştir. Mevcut duruma göre ses seviyesinde 2,7 dB(A) azalma ve güç seviyesinde %10 kazanç elde edilmiştir.

2. Materyal ve Metot

Hava temizleme cihazlarının kapasitesi temizlediği oda büyüklüğü ile ifade edilirken çalışma kapsamında ele alınan 2,5 m tavan yüksekliğine göre 80 m² bir odayı temizleyen mevcut temizleyici Şekil 1a'da gösterilmiştir. Ana hat ölçüleri 230 x 440 x 636 mm olan cihazın genel bileşenleri hava giriş bölgesinden hava çıkış bölgesine doğru sırasıyla şu şekildedir: Hava giriş bölgesi, karbon filtre, H14 filtre, filtre kabin hücresi, fan motoru, strafor, arka kapak ve hava çıkış bölgesi. Şekil 1c'de ise hava çıkış bölgesinin 6 farklı alana ayrıldığı gösterilmektedir.

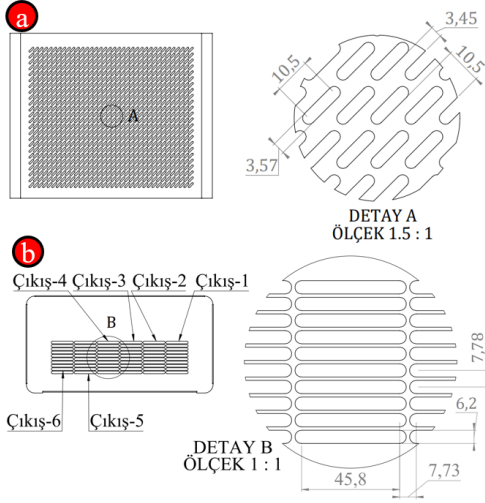


Şekil 1. a) Hava temizleme cihazı b) Önemli bazı bileşenleri c) Hava çıkış bölgeleri

Figure 1. a) Air purifier b) Some important components c) Air outlet regions

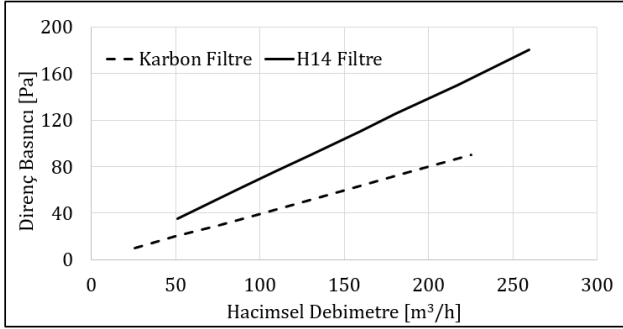
Hava giriş bölgesi teknik detayı Şekil 2a'da verilen yapıdan oluşurken hava çıkış bölgesi ise teknik detayı Şekil 2b'de verilen 6 farklı çıkışa bölünmüş bir yapıdan oluşmaktadır. Giriş bölgesinden sonra karbon filtre ve H14 filtre gelirken filtrelerin basınç debi grafikleri Şekil 3'te verilmiştir. Buna göre filtreler

sırasıyla 200 m³/h debide motora 80 Pa ve 139 Pa direnç basıncı oluşturmaktadır.



Şekil 2. a) Hava giriş bölgesi b) Hava çıkış bölgesi

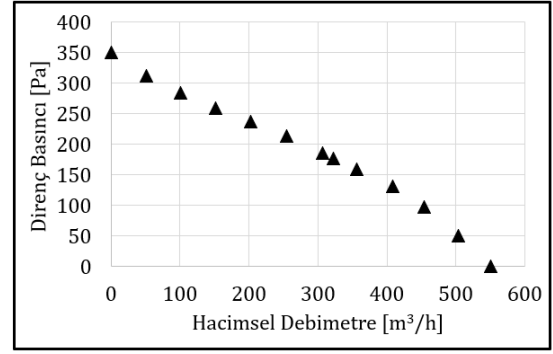
Figure 2. a) Air inlet region b) Air outlet region



Şekil 2. Karbon filtre ve H14 filtrenin direnç basıncı-hacimsel debimetre grafiği

Figure 3. The pressure drop-volumetric flow rate graph for Carbon filter and H14 filter

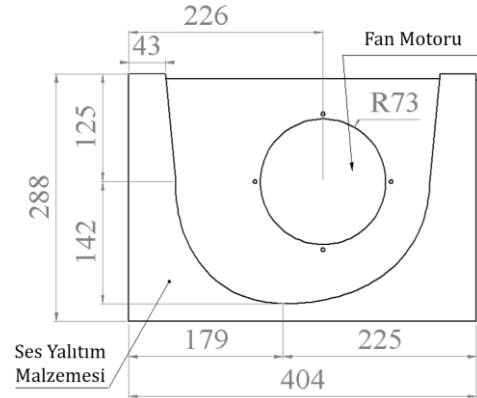
Filtre kabin hücresi, hava akışının geçtiği bölge olarak adlandırılırken içeride bulunan havanın sızdırmazlığı için önemli bir bileşen konumundadır. Filtreleri içinde bulunduran filtre kabini gelen tozu, kiri, bakteriyi ve virüsü taşıyan havanın bir bütün şekilde filtrelemlere yönelmesini sağlar. Filtrelemlere gelen kirli hava temizlendikten sonra hava çıkış bölgesine doğru yönelmektedir. Hava temizleme cihazlarının temizleme kapasitesi kullanılan filtreleme sistemine ve filtre özelliklerine bağlıyken bu çalışmada kullanılan ISO 29463 ile uyumlu olan H14 filtre 0,1 µm'a kadar düşük boyuttaki partikülleri bile %99,95 oranında temizleme kapasitesine sahiptir [12]. Kirli havanın filtrelemlere çekilmesini sağlayan ve filtrelerin oluşturduğu basıncı yenerek temiz havayı çıkış bölgesine taşıyan önemli diğer bileşen ise fan motorudur. Havanın oda içerisindeki dağılımını sağlayan fan motoru ve kirli havayı içinde tutan filtrelerin seçimi birlikte yapılmalıdır. Fan motorunun, filtrelerin oluşturduğu direnç basıncını yenebilmesi ve gelen havayı çıkışa yönlendirebilmesi gerekmektedir. Çalışma kapsamında kullanılan filtrelerin fan motoruna uyguladığı direnç basıncı Şekil 4'te kullanılan fan motoru bu dirence karşı koyabilecek kapasitededir. Deneyisel verilerle oluşturulan ve Şekil 4'te verilen direnç basıncı-hacimsel debimetre grafiğine göre, hava temizleme cihazının 200 m³/h debi üretebilmesi için filtrelerin oluşturduğu direnç basıncının en yüksek 236 Pa olması gerekmektedir.



Şekil 4. Fan motoru direnç basıncı-hacimsel debimetre grafiği

Figure 4. The pressure-volumetric flow rate graph for the fan motor

Hava temizleme cihazının önemli son bileşeni ise fan motoru bölgesinde bulunan genişmiş polistiren malzemesinden oluşan ses yalıtım ürünüdür. Fan motoru bölgesinde bulunan saca monte edilen ses yalıtım ürününe çarpan hava sesi sönümlenmekte ve bu ses yalıtım ürünü cihazın ses seviyesini belirlemede kritik bir öneme sahiptir. Ses yalıtım ürünün geometrik detayı ve fan motorunun ses yalıtım ürününe göre konumu Şekil 5'te verilmiştir. Çalışma kapsamında hem fan motorunun konumu hem de ses yalıtım ürünün geometrik yapısı HAD sayısal çalışmasında iyileştirilerek aynı hacimsel debimetrede oluşan türbülans şiddetinin, hava çıkış bölgesindeki tersinir akışın ve ses basınç seviyesinin azaltılması hedeflenmiştir.



Şekil 5. Mevcut ses yalıtım malzemesinin teknik detayı ve fan motorunun cihaz içerisindeki konumu

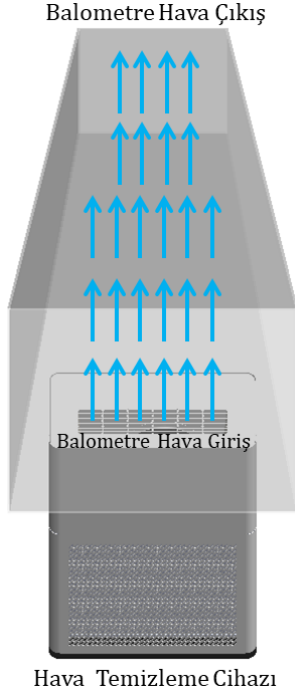
Figure 5. The technical details of current sound insulation material and position of the fan motor inside of the air purifier

2.1. Deney test düzeneği

Hava temizleme cihazlarında aranan en önemli iki özellik debi kapasitesi ve ses basınç seviyesidir. Debi seviyesi kullanılabilecek oda boyutunu ve temizleme kapasitesini ortaya çıkarırken, ses seviyesinin ise insan kulağını rahatsız etmeyecek düzeyde olması beklenmektedir. İstenen özelliklerin karşılanabilmesi ve incelenmesi adına hacimsel debimetre ve ses basınç seviyesi deneyleri yapılmıştır.

Hacimsel debimetre deney düzeneği Şekil 6'da gösterilmekte ve cihaz üzerine balometre konumlandırılarak geçen havanın debisi ölçümlenebilmektedir. Balometrenin boyu, EN 16211-2015 standartlarına göre hava temizleme çıkış hidrolik çapının en az 3 katı kadar olmalıdır (çalışma kapsamında 100 mm). Kullanılan balometrenin hava giriş ölçüleri 610 x 610 mm ve hava çıkış ölçüleri 360 x 360 mm'dir. Ayrıca 50-4000 m³/h debi değerleri

arasında ölçüm yapabilmekte ve ölçülen değerin %3'ü kadar hassasiyetle çalışmaktadır. Balometrenin hava çıkışında bulunan 16 adet pitot tüpü ile havanın toplam basıncı denklem (1)'e göre ve hızı denklem (2)'ye göre tespit edilirken izentropik akış denklemleriyle (3)-(7) bilinen hava basıncı ve hızı sayesinde havanın Mach sayısı, ses hızı, sıcaklığı ve debisi hesaplanabilmektedir [13].



Şekil 6. Hacimsel debi ölçüm deney düzeneği

Figure 6. Volumetric flow rate measurement experimental setup

$$p = p_s + p_d = p_s + \frac{\rho \cdot v^2}{2} \quad (1)$$

$$v = \sqrt{2 \cdot p_d / \rho} \quad (2)$$

$$p_s / p_t = (1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2)^{-\gamma / (\gamma - 1)} \quad (3)$$

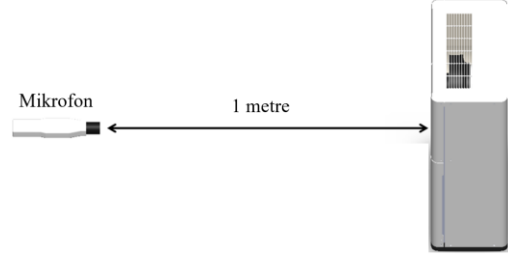
$$M = v / a \quad (4)$$

$$a = \sqrt{\gamma R T} \quad (5)$$

$$p / p_t = (T / T_t)^{\gamma / (\gamma - 1)} \quad (6)$$

$$m = \rho v D \quad (7)$$

Çalışma kapsamında yapılan diğer deney düzeneği ses basınç seviye testidir. Ses testleri 32 dB(A) olan bir odada gerçekleştirilmiş ve Şekil 7'de deney düzeneğine yer verilmiştir. Deneyler ISO 3744 standardına göre cihazın 1 metre önüne mikrofon yerleştirilerek gerçekleştirilmiştir. Standartta göre en az 4 adet mikrofonun cihaz etrafına konumlandırılması gerekirken şartlar gereği ölçüm hassasiyeti ± 3 dB(A) olan 1 adet mikrofonla deneyler gerçekleştirilmiştir. Kim ve ark. tarafından geliştirilen hava temizleme cihazının ses basınç seviyesini tespit etmek için yapılan deneyler sessiz ve yankı yapmayan bir odada cihazın önünden tek mikrofonla ölçülerek yapılmıştır [10].



Şekil 3. Ses basınç seviyesi ölçüm deney düzeneği

Figure 7. Sound pressure level measurement experimental setup

2.2. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği sayısal çalışması

Çalışmada kullanılan hava temizleme cihazının iyileştirme çalışmalarını daha az prototip maliyeti ile ilerletmek ve elde edilebilecek en iyi geometriyi kısa sürede tespit edebilmek için bilgisayar ortamında SWFS ticari yazılımı kullanılarak HAD sayısal çalışmalarından yararlanılmıştır. HAD sayısal çalışması için deneysel çalışması tamamlanan hava temizleyicinin CAD modeli hazırlanır. Modelde cihazın sızdırmaz olduğu kabul edilerek akışın geçtiği alanları değiştirilmeden ve sonucu etkilemeyecek şekilde geometride basitleştirmeye gidilir. Deneysel çalışma ile yaklaşık olarak aynı sonuçları alabilmek için SWFS ticari yazılımında akışkan modeli olan hava temizleme cihazına kartezyen ağ yapısı uygulanır. SWFS, sıvı ve katı hacimleri üç boyutlu dikdörtgen hücrelere bölerek ağ yapısını oluşturur ve buna sonlu hacim (FV) yöntemi denmektedir. Akışkanın bulunduğu dikdörtgen hücrelerde Navier-Stokes (NS) denklemleri çözülürken sonlu hacim yöntemi her akış hücresinde kütle, momentum ve enerji dengesi kurar ve sırasıyla (8), (9) ve (10) denklemleri çözülür [14].

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial (p u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (8)$$

$$\frac{\partial (p u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (p u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad (9)$$

$$\frac{\partial p H}{\partial t} + \frac{\partial p u_i H}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_j (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial P}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \epsilon + S_i u_i + Q_h \quad (10)$$

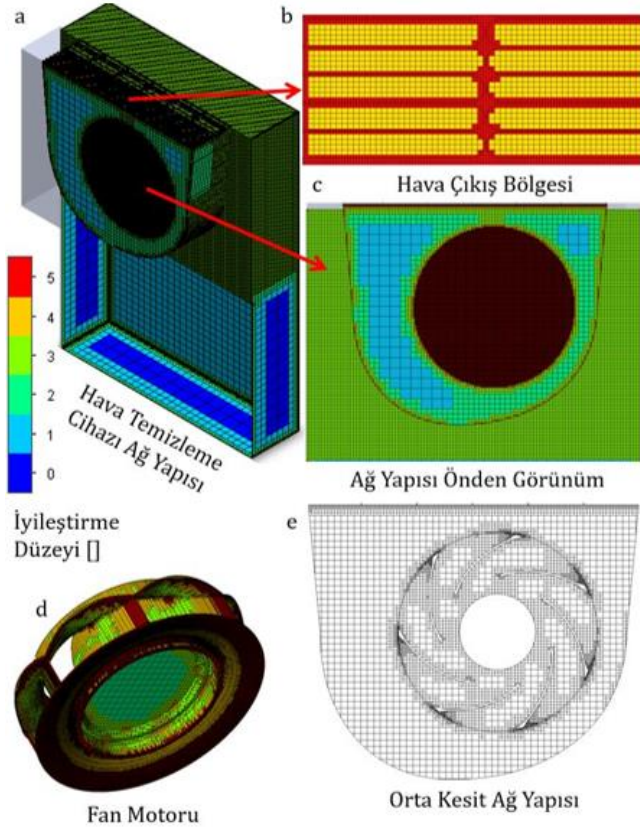
$$\text{burada } H = h + \frac{u^2}{2}$$

Kartezyen ağ yapısında ana konu, kaba ağ yapısında bulunan sınır katmanların çözülmesidir. SWFS bu noktada özgün bir yaklaşım sergilemektedir ve duvardaki yüzey sürtünmesini ve ısı akısını hesaplayabilmek için Prandtl sınır tabaka yaklaşımı kullanır. Bu yaklaşım, HAD sayısal çalışmanın temelini oluşturan duvar fonksiyonu yaklaşımlarıyla benzerdir. Sınır tabakası çözümünü kitlesel akış ile birleştirmek için iki yöntemden oluşan İki Ölçekli Duvar Fonksiyonu (2SWF) kullanılır

1. Akış ve termal profillerin oluşumu için eleman sayısı yeterli değilse ince sınır tabaka işlemi uygular.
2. Sınır tabaka profillerinin çözümü için katman boyunca kullanılan ağ yapısı gerekenden fazla ise kalın bir sınır katmanı yaklaşımı uygulanır [14].

Bu çalışmada uygulanan kartezyen ağ yapısı Şekil 8'de gösterilmiş olup ağ yapısının iyileştirme düzeyi SWFS programına göre 0-5 arasında verilmiştir. 4. dereceden uygulanan ağ yapısında ileri kanal iyileştirme özelliği aktif

edilmiştir. Şekil 8a'da hava temizleme cihazının genel görünümü verilmiş olup iç kabin bölgesinin ağ yapısı net görülmektedir. Şekil 8'de sırasıyla, hava temizleme cihazı ağ yapısı, hava çıkış bölgesi, ağ yapısının önden (kesitten) görünümü, fan motoru ağ yapısı ve orta kesit ağ yapısı detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 4. a) Mevcut hava temizleme cihazı genel ağ yapısı b) Hava çıkış bölgesi c) Önden görünüm d) Fan motoru e) Fan motoru bölgesi orta kesit ağ yapısı

Figure 8. a) General mesh structure of the current air purifier b) Air outlet region c) Front view d) Fan motor e) Mid-section mesh structure of the fan motor region

HAD sayısal çalışmanın deney sonuçları ile karşılaştırılabilir olması için deneyde uygulanan sınır koşullarının tespit edilmesi ve HAD sayısal çalışmaya uyarlanabilmesi gerekmektedir. Hava temizleme cihazı iç mekânlarda çalıştırıldığı için hem hava giriş bölgesi hem de hava çıkış bölgesi 101325 Pa ve 20 °C olarak tanımlanmıştır. Fan motorunun gerçek modeli çalışmada kullanılmış olup 2000 RPM olarak tanımlanmıştır. Sistemde bulunan filtrele ilgili ortam tanımlaması yapılarak Şekil 3'te gösterilen basınç-debi grafikleri tanımlanmıştır. HAD sayısal çalışmalarda zamandan bağımsız akış yöntemi uygulanmış ve yer çekiminin etkisi sistemde aktiftir. SWFS ticari yazılımında bulunan k-ε RANS türbülans modeli çalışmada kullanılmıştır. Bu model Lam ve Bremhorst tarafından önerilen laminar, türbülanslı ve geçişli akışkanlarda tercih edilmektedir [14]. Aynı zamanda hava temizleme cihazları için yapılan çalışmalarda kullanılmış ve doğrulanmış bir modeldir [15]. Akışta meydana gelen türbülans enerjisi, kinetik enerjisi ve enerji transferini hesaplamak için etkilidir. Türbülans kinetik enerjisi (k) akış içindeki türbülansın hareketlilik seviyesini temsil ederken türbülans dissipasyonu (ε) kinetik enerjinin türbülans tarafından nasıl harcandığını, yani türbülansın enerji kaybını ifade eder. Bu iki değişken kullanılarak türbülansın davranışı tahmin edilmeye çalışılır. Denklem (11) ve (12)'de k ve ε ifadeleri sırasıyla

yazılmıştır. Denklemlerde geçmekte olan difüzyon terimleri, türbülans kinetik enerjisi ve türbülans viskozitesi sırasıyla denklem (13), (14), ve (15)'te ifade edilmiştir. Bu modelde R=0, $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $C_\mu = 0,09$, $\sigma_k = 1,0$ ve $\sigma_\varepsilon = 1,3$ olarak bilinmektedir.

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad (11)$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R \quad (12)$$

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (13)$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (14)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (15)$$

SWFS akustik güç şiddeti tahmini için Proudman formüllerini kullanır ve türbülansın oluşturduğu ses basıncının tahmin edilmesine olanak sağlar. Akustik güç denklem (16) kullanılarak hesaplanır.

$$P_A = \alpha \rho_0 \frac{u^3 l}{l a_0^5} \quad (16)$$

Burada u, l ve a_0 sırasıyla türbülans hızı, türbülans uzunluğu ve ses hızıdır. α denklem (16)'daki model sabitidir. k ve ε ifadesinden yazıldığında denklem (17) oluşmaktadır.

$$P_A = \alpha_\varepsilon \rho_0 \varepsilon M_t^5, \quad \text{burada } M_t = \frac{\sqrt{2k}}{a_0} \quad (17)$$

Akustik gücün dB cinsinden ifade edilmesi için denklem (18) kullanılır.

$$L_p = 10 \log \left(\frac{P_A}{P_{ref}} \right), \quad P_{ref} = 10^{-12} \text{ W/m}^3 \quad (18)$$

3. Bulgular ve Tartışma

Mevcut hava temizleme cihazı üzerinde gerçekleştirilen deneysel ve HAD sayısal çalışmaları karşılaştırılmış, türbülanslı ve tersinir akışın olduğu bölgeler tespit edilmiştir. HAD sayısal çalışmasında iyileştirme çalışmaları yapılarak nihai ürün elde edilerek deneysel çalışmalar tekrarlanmıştır. Elde edilen ürün ile mevcut ürün arasındaki farklar ortaya konarak alt başlıklarda detaylandırılmıştır.

3.1. Mevcut üründe yapılan deneysel ve HAD sayısal çalışmaları

Hava temizleme cihazına uygulanan deneysel testlere göre 200 m³/h debi üretmektedir. Cihazın oluşturduğu ses basınç seviyesi 54,5 dB(A)'dır. 50 Hz – 230 Volt'ta çalışırken 38 W güç tüketimi gerçekleştirmektedir.

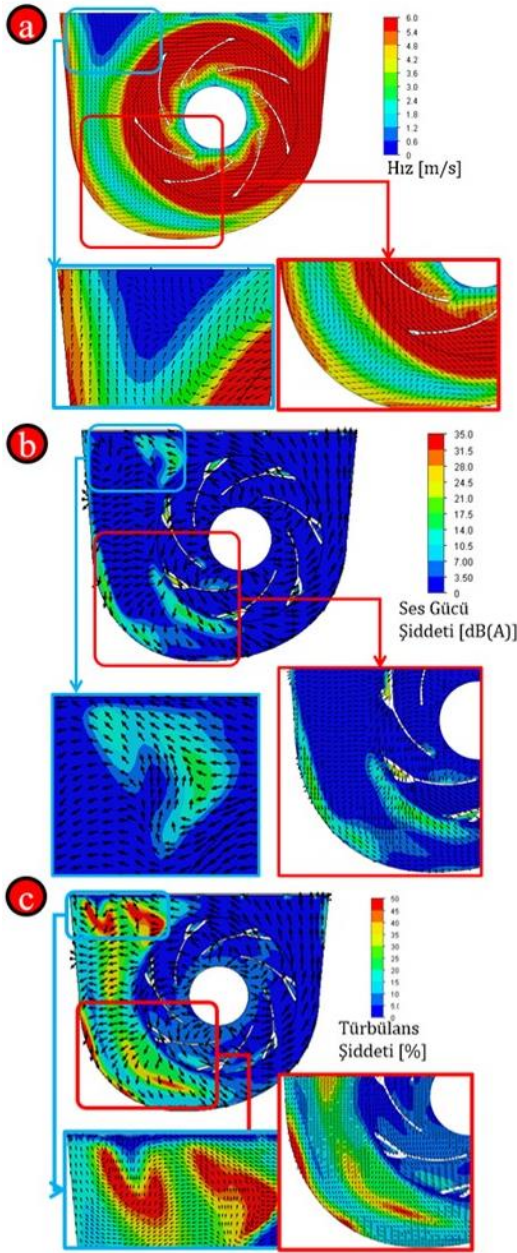
Tablo 1. Deneysel çalışma test sonuçları

Table 1. Experimental study test results

Hacimsel Debimetre [m ³ /h]	200
Ses Basınç Seviyesi [dB(A)]	54,5
Güç Tüketimi [W]	38

Deney ortamı, ağ yapısı ve sınır şartlarından bahsedilen hava temizleme cihazının HAD sayısal çalışmasının sonuçları Şekil

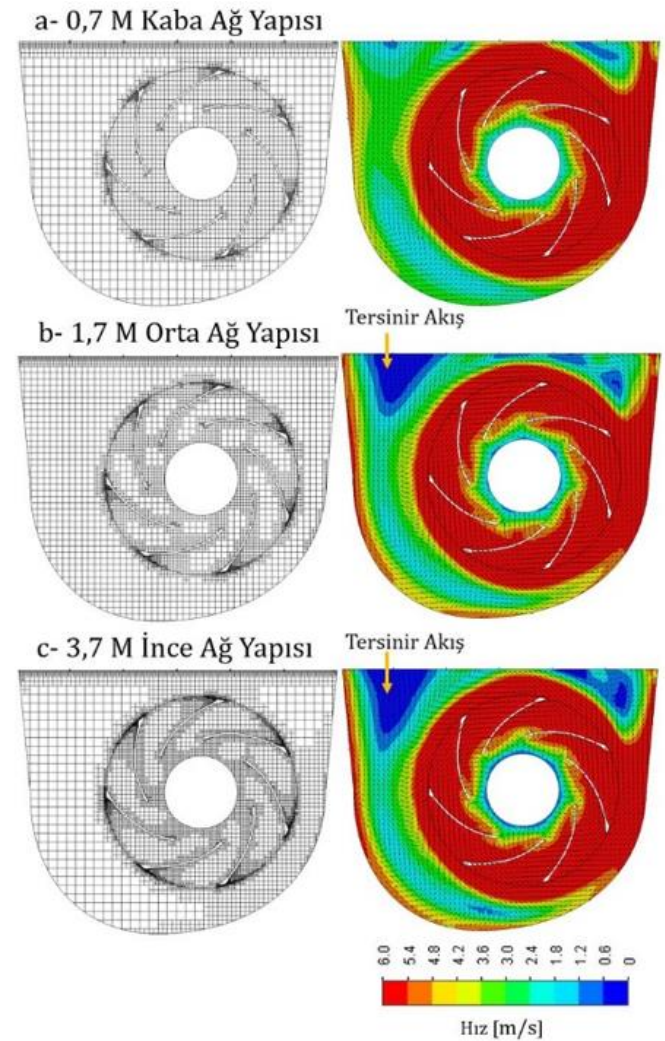
9'da sırasıyla hız konturu, akustik ses gücü ve türbülans şiddeti verilmiştir. Cihaz içerisinde oluşan akışın 0-6 m/s aralığındaki hızı Şekil 9a'da paylaşılmıştır. Fan motoru saat yönünün tersinde dönerken cihazın sağından kuvvetli bir hava çıkışı gözlemlenmektedir. Fakat cihazın sol tarafında tersinir akışlar gözlemlenmiş ve çıkış bölgesinden cihazın içine giren akış tespit edilmiştir. Bu sebeple Şekil 1c'de gösterilen hava çıkış bölgesi 4'ten sonrasında hava hızı azalırken motorun daha düşük çalışma hızlarında bazı çıkış bölgelerinden içeri giren akış tespit edilmektedir. Ses gücü şiddetinin 0-35 dB(A) aralığında cihaz içerisinde akışkana bağlı konturu Şekil 9b'de verilmiştir. Buna göre hem tersinir akışın olduğu çıkış bölgesinde hem de cihazın sol iç bölgesinde akışkana bağlı ses oluşumu tespit edilmiştir. Şekil 9c'de ise %0-50 aralığında türbülans konturu paylaşılmış ve cihaz içerisinde oluşan tersinir akışkanın olduğu sol tarafta, sağ tarafa göre daha fazla türbülans olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 9. a) Hız dağılımı b) Ses gücü şiddeti c) Türbülans şiddeti

Figure 9. a) Velocity distribution b) Sound power level c) Turbulence intensity

Elde edilen HAD sayısal çalışma sonuçlarının doğruluğunun ağ yapısına bağlılığı ayrıca incelenmiş olup kaba, orta ve ince olmak üzere 3 farklı ağ yapısı üzerinde çalışma gerçekleştirilmiştir. Şekil 10'un sol tarafında görünen ağ yapıları fan motoru bölgesinin orta kesitinden alınmıştır. Sağ tarafta ise ilgili ağ yapısında oluşan 0-6 m/s aralığındaki hız konturu paylaşılmıştır. Yukardan aşağıya doğru sırasıyla 0,7 M – 1,7 M – 3,7 M eleman sayısında yapılan çalışmalardan 1,7 M ve 3,7 M hız konturları arasındaki fark azdır. Diğer bir taraftan Tablo 2'deki sonuçlarda ince ağ yapısı orta ağ yapısına göre %2,6 fazla debi sağlarken kaba ağ yapısında bu oran orta ağ yapısına göre %7'dir. İnce ağ yapısı orta ağ yapısına göre hava çıkış hızını %0,65 daha az tahmin ederken kaba ağ yapısı orta ağ yapısına göre %1,63 daha fazla tahmin etmektedir. Hız konturlarında oluşan dağılım dikkate alındığında orta ağ yapısı çalışma kapsamında seçilmiştir. Seçilen ağ yapısından elde edilen hacimsel debi ile deneyde ölçülen hacimsel debi arasında ise %4,0 fark bulunmuş ve çalışma kapsamında uygun görülmüştür.



Şekil 10. Kaba, orta ve ince ağ yapısı ve ilgili ağ yapısında oluşan hız dağılımı

Figure 10. Coarse, medium, and fine mesh structure and the velocity distribution generated in the corresponding mesh structure

Tablo 2. Kaba, orta ve ince ağ yapısında elde edilen hacimsel debimetre ve hava çıkış hızı sonuçları

Table 2. Volumetric flow rate and air outlet velocity results obtained from coarse, medium, and fine mesh structures

Ağ Yapısı	Kaba	Orta	İyi
Eleman Sayısı	0,7M	1,7M	3,7M
$\dot{V}_c, m^3/h$	205,5	192	197
$v_c, m/s$	3,12	3,07	3,05

Tablo 3. Mevcut tasarımda deney ve HAD sayısal çalışmasının çıkış hızları karşılaştırması

Table 3. Comparison of the outlet velocities between the experimental and CFD simulation study in the current design

Hız [m/s]	v_{c1}	v_{c2}	v_{c3}	v_{c4}	v_{c5}	v_{c6}
Deney	4,2	2,8	3,2	3,1	2,0	3,1
HAD	4,4	2,6	3,4	3,3	2,1	2,8
% Hata	4,8	7,1	6,3	6,5	5,0	9,7

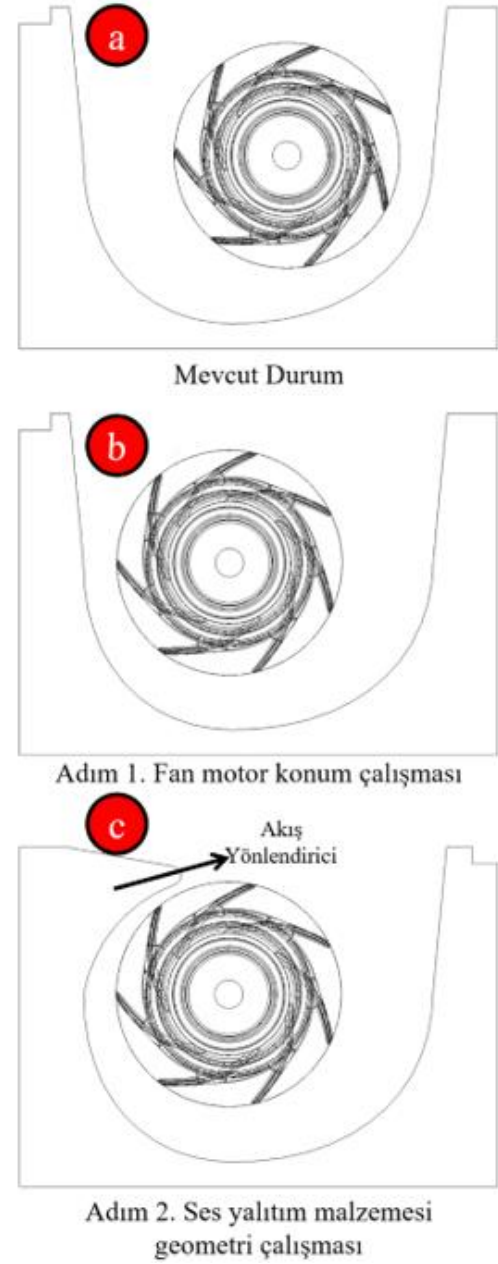
Seçilen orta ağ yapısında HAD sayısal çalışmanın hava temizleme cihazının çıkış bölgesinde elde edilen hız değerleri deneyde elde edilen çıkış hızları ile karşılaştırılmış ve Tablo 3'te paylaşılmıştır. Buna göre HAD sayısal çalışması deneysel verilere göre maksimum %9,7 ve minimum %4,8 arasında tahmin dağılımı göstermektedir.

Şekil 10'da oluşan bütünsel hız dağılımı ve Tablo 3'te bulunan çıkış hızı değerleri incelendiğinde cihazın sağ tarafında hava akışının kuvvetli olduğu fakat sol tarafında zayıfladığı görülmektedir. Türbülanslı ve tersinir hava akışının giderilmesi için yazarlar tarafından hızlı ve pratik 2 adımlı bir yol önerilmiştir. Motor saat yönünün tersinde dönerken sağa doğru kuvvetli hava göndermektedir ve bu sebeple ilk adımda fan motorunun konumu simetrik değiştirilerek Şekil 11b'de gösterildiği gibi sola kaydırılmıştır. Şekil 12-14 arasında elde edilen sonuçlara göre ikinci bir adım önerilerek ses yalıtım ürününün tasarımında iyileştirme yapılarak Şekil 11c'de belirtilen salyangoz tipi akış yönlendirici tasarım ortaya konmuştur.

Adım 1 ve Adım 2 çalışmasında yer alan tasarımların HAD sayısal çalışması sonuçları Şekil 12-14'te sırasıyla hız, akustik ses gücü ve türbülans şiddeti olarak verilmiştir. Şekil 12'de Mevcut durumdan Adım 1'e geçerken cihazın solunda görülen tersinir akışlar azalmış ve cihazın sağında ise hız değerleri artmıştır. Fan konumunun değişmesi ile hava temizleme cihazının iç bölgesindeki hız dağılımı daha dengeli duruma gelmiştir. Cihazın sol tarafında tersinir akış bölgesel olarak kendini göstermektedir. Adım 2 çalışmasında akış yönlendirme tasarımı ile tersinir akış etkisi hava temizleme cihazının orta kesitinde tamamen yok olduğu gösterilmektedir.

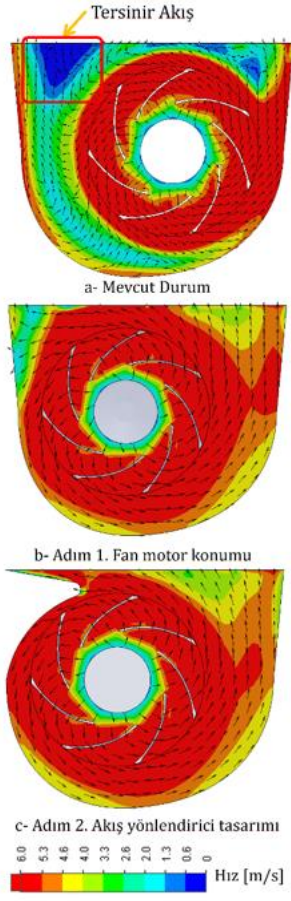
Şekil 13'te gösterilen akustik ses gücü sesin kaynağını tahmin etmekte ve mevcut duruma göre her iki geometride de iyileşme göstererek azalmıştır. Diğer önemli bir nokta ise Şekil 14'te hava

temizleme cihazı içinde tersinir akışın olduğu bölgelerde görülen türbülans şiddeti mevcut duruma göre iyileştirme çalışmalarında azalma göstererek motor üstünde oluşan ekstra yükü alarak motorun daha az yük altında çalışmasını sağlamıştır.



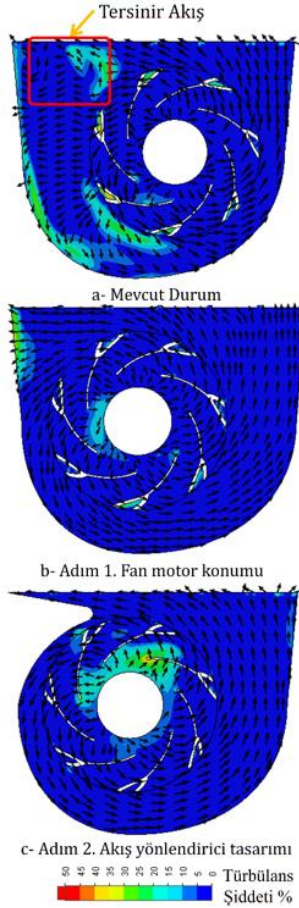
Şekil 11. a) Mevcut hava temizleme cihazı ses yalıtım ürünü ve fan motoru konumu b) Adım 1. Fan motoru konum değişimi c) Adım 2. Ses yalıtım ürünü akış yönlendirici tasarımı

Figure 11. a) Current air purifier sound insulation product and fan motor location b) Step 1. Fan motor location change c) Step 2. Sound insulation product airflow diverter design



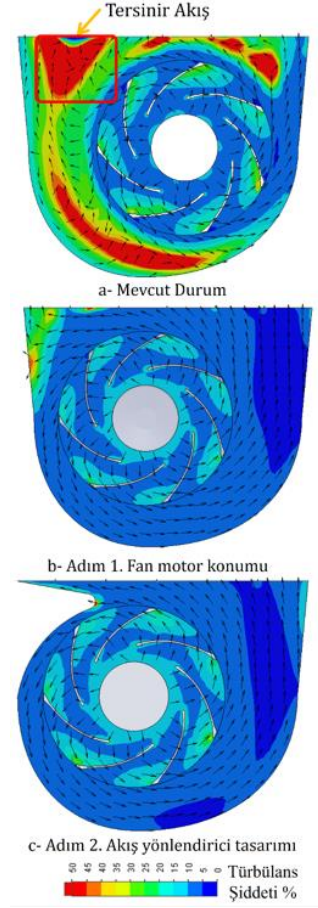
Şekil 12. a) Mevcut b) Adım 1 c) Adım 2 - Hız dağılımı

Figure 12. a) Current b) Step 1 c) Step 2 - Velocity distribution



Şekil 13. Akustik ses gücü - a) Mevcut b) Adım 1 c) Adım 2

Figure 13. Sound power level - a) Current b) Step 1 c) Step 2



Şekil 14. Türbülans şiddeti - a) Mevcut b) Adım 1 c) Adım 2

Figure 14. Turbulence intensity - a) Current b) Step 1 c) Step 2

Adım 2'de oluşan iyileştirilmiş tasarımın ve mevcut tasarımın debi değerleri Deney-HAD karşılaştırması Tablo 4'de verilmiştir. Mevcut çalışmada bu oran %4 ve iyileştirilmiş tasarımda %4,6'dır. Her iki tasarım arasında deneyde hesaplanan %26 ve HAD sayısal çalışmasında hesaplanan %25,3 debi kazancı elde edilmiştir. Cihaz içinde oluşan temiz havayı ortama göndermeye çalışan fan motoru, mevcut durumdaki tasarımdan dolayı hava çıkış bölgesinden hava temizleme cihazının içine hava almaktadır. Bu durum motora ek bir yük oluşturmakta, normal işlevselliğini yitirmekte ve olması gereken performansını düşürmektedir. Tersinir akışlar bu çalışmada da görülebileceği üzere motora ek bir direnç basıncı oluşturmakta ve motorun çalışma verimliliğini düşürmektedir. Adım 2'de tasarlanan iç tasarımı değiştirilen hava temizleme cihazının fan motoru tersinir akışların olmadığı bir ortamda çalıştığı için debi artışı olası bir durumdur.

İyileştirilmiş tasarım için gerçekleştirilen bir diğer Deney-HAD karşılaştırması çıkış hızları için yapılmıştır. Tablo 5'de gösterilen verilere göre çıkış hızı arasındaki hata oranları %12,5 ile %5 arasında değişmektedir.

Tablo 4. Mevcut ve iyileştirilmiş tasarım için deneysel ve HAD sayısal çalışma karşılaştırması

Table 4. Experimental and CFD simulation study comparison for the current and improved designs

	Deney	HAD	% Hata
Mevcut	200	192	4
Adım 2	252	240,5	4,6
İyileşme Oranı %	29	25,3	-

Tablo 5. İyileştirilmiş tasarımda deney ve HAD sayısal çalışmasının çıkış hızları karşılaştırması

Table 5. Comparison of the outlet velocities between the experimental and CFD simulation study in the improved design

Hız [m/s]	$v_{ç1}$	$v_{ç2}$	$v_{ç3}$	$v_{ç4}$	$v_{ç5}$	$v_{ç6}$
Deney	4,8	4,2	3,8	4,1	4,8	4,0
HAD	4,3	3,8	4,1	4,6	5,4	4,2
% Hata	10,4	9,5	7,9	12,2	12,5	5

Hava temizleme cihazında artış gösteren türbülans, basınç değişimi ve akış düzensizliği indirgendiğinde fan motoru oluşturduğu havayı sürekli olarak dışarı atmakta ve içeriye dışardan hava almamaktadır. Bu faktörlerin bir araya gelmesiyle fan, daha az enerji kullanarak daha fazla hava üretebilmektedir. Hem mevcut hem de iyileştirilmiş tasarımın çıkış debileri 200 m³/h debiye sabitlendiğinde elde edilen ses basınç seviyesi ve güç tüketim değeri karşılaştırması Tablo 6'da paylaşılmıştır. Buna göre aynı debide 2,7 dB(A) ses basınç seviyesinde azalma ve güç tüketiminde %10,52 kazanç sağlanmıştır.

Tablo 6. Mevcut ve iyileştirilmiş tasarımın aynı debi değerinde ses basınç seviyesi ve güç tüketimi karşılaştırması

Table 6. Comparison of sound pressure level and power consumption for the current and improved designs at the same flow rate

	Mevcut	İyileştirilmiş
Ses Basınç Seviyesi [dB(A)]	54,5	51,8
Güç Tüketimi [W]	38	34

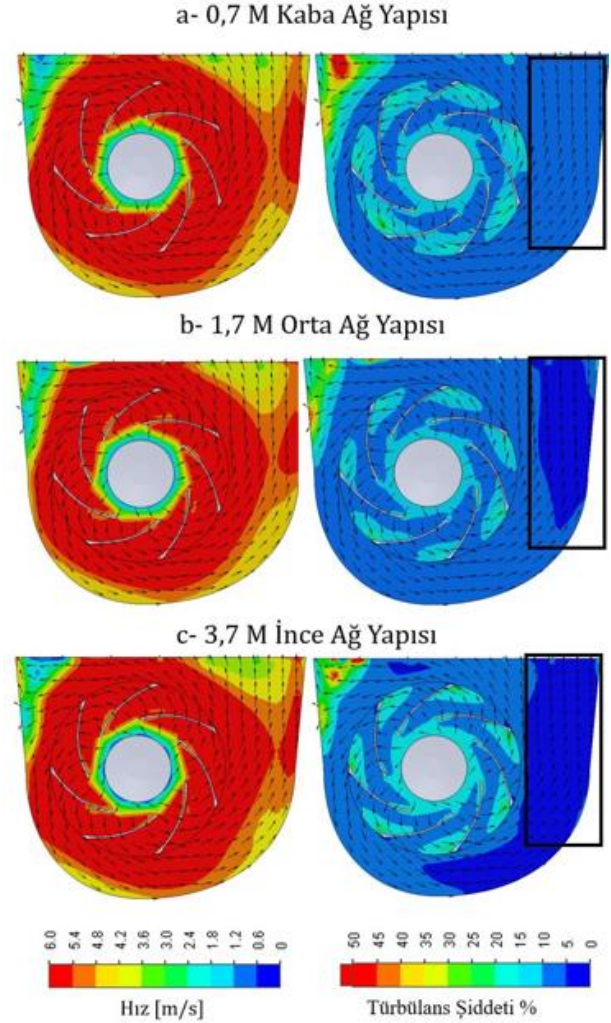
Çalışma kapsamında kullanılan mevcut ses yalıtım ürünü yerine poliüretan (PÜ) ve polietilen (PE) sünger kullanılarak değiştirilmiş ve ses değerleri incelenmiştir. Tablo 7'de paylaşılan verilere göre mevcut ses yalıtım malzemesi hava temizleme cihazı için ideal olduğu tespit edilip mevcut ve PÜ ses yalıtım malzemeleri arasında 6,4 dB(A) ses basınç seviyesi farkı olduğu gözlemlenmiştir.

Tablo 7. Mevcut, PÜ ve PE ses yalıtım malzemelerinin hava temizleme cihazında oluşturduğu ses basınç seviyeleri

Table 7. Sound pressure levels generated by the current, PU, and PE sound insulation materials in the air purifier

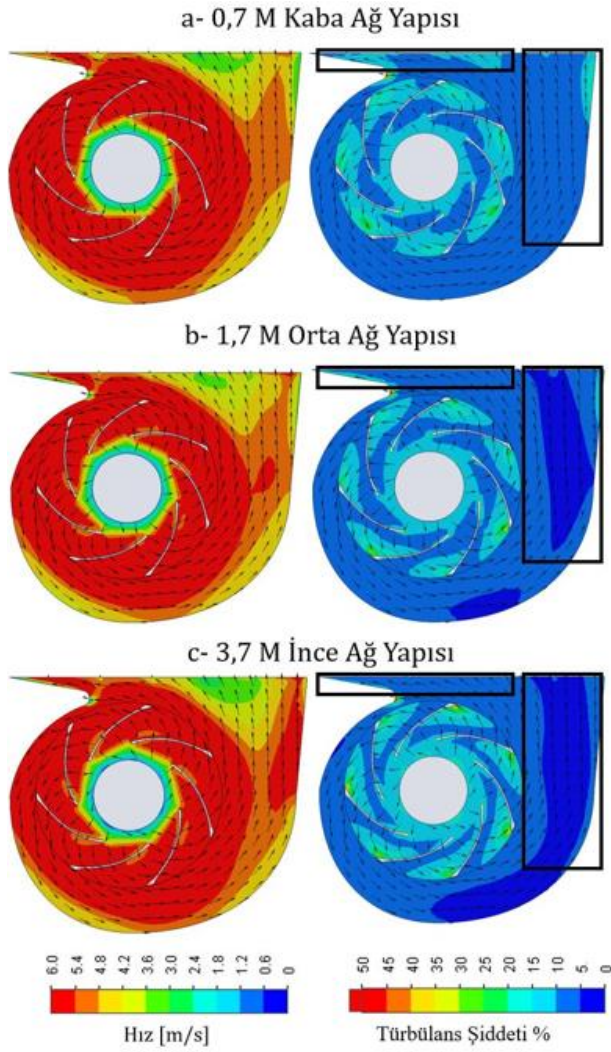
	Mevcut	PÜ	PE
Ses Basınç Seviyesi [dB(A)]	51,8	58,2	54

Ağ yapısından bağımsızlık çalışması mevcut hava temizleme cihazı için uygulanmıştır. Adım 1 ve Adım 2'de tasarlanan hava temizleme cihazlarının HAD sayısal çalışmalarının doğruluğu sunmak adına ağdan bağımsızlık çalışmasının aynısı uyarlanmıştır. Şekil 15'te Adım 1 çalışması için farklı ağ yapılarından elde edilen hem hız hem de türbülans şiddeti konturu paylaşılmıştır. 3 ağ yapısı da hız konturunu aynı şekilde tahmin edebilirken, türbülans şiddetinde 0,7 M eleman sayılı ağ yapısında cihazın sağ tarafı yetersiz kalmış ve 1,7 M – 3,7 M ağ yapılarından daha fazla türbülanslı alan göstermiştir. Aynı şekilde Şekil 16'da Adım 2 için gösterilen tasarım için hız konturları aynı dağılımı sağlarken, cihazın sağında ve çıkışında türbülans konturu 1,7 M ve 3,7 M eleman sayılı ağ yapılarında aynı dağılım yaklaşık olarak elde edilmiştir.



Şekil 15. Adım 1 tasarımı ağ yapısından bağımsızlık çalışması

Figure 15. Step 1 design mesh independence study



Şekil 16. Adım 2 tasarımı ağ yapısından bağımsızlık çalışması

Figure 16. Step 2 design mesh independence study

4. Sonuçlar

Hava temizleme cihazları ortamda bulunan kir, bakteri, virüs ve toz gibi gözle görülemeyecek partikülleri içine çekip ortama temiz havayı verebilen makinelerdir. Bu çalışma kapsamında 200 m³/h debi üretebilen bir hava temizleme cihazının içinde oluşan akışı HAD sayısal çalışmalarıyla incelenmiştir. Tespit edilen tersinir ve türbülanslı akışkanları indirgenmek için motorun konumu, ses yalıtım malzemesinin tasarımı ve ses yalıtım malzeme özelliği değiştirilerek sesin azaltılması ve tersinir akışların yok edilmesi hedeflenmiştir. İyileştirilmiş model üzerinde gerçekleştirilen hem deneysel hem de sayısal çalışmalara göre çıkış bölgesinde azaltılan tersinir akışın etkisi debinin artışı sağlamıştır. Çalışma kapsamında belirlenen debi miktarına indirgenen iyileştirilmiş tasarım, 2,7 dB(A) ses basınç seviyesi ve %10,5 güç tüketimi kazancı sağlamıştır. Bu çalışmaya en yakın bulunan bir çalışma Lee ve ark. tarafından gerçekleştirilmiş ve maksimum hava debisi 10 m³/dk olan ev tipi bir hava temizleme cihazının motor bölgesinde bulunan salyangoz yapıya benzer hava çıkış bölgesinde tespit edilen akış ayrılmaları incelenmiştir. Bu akış ayrılmaları veya tersinir akışların çıkış hava hızının düşmesine ve ses oluşumuna etkisi olduğu saptanmıştır. Hem salyangoz tasarımından oluşan sese hem de fanın oluşturduğu sese odaklanan bu çalışmada 4,2 dB(A) ses azalması sağlanmıştır [11].

Literatürde bulunan başka bir çalışmada ise maksimum 1500 m³/h debi üretebilen bir hava temizleme cihazında test edilen yalıtımın 3,5 – 9 dB(A) arasında ses basınç seviyesini azalttığı tespit edilmiştir [16]. Bu çalışma kapsamında farklı ses yalıtım malzemeleri ses basınç seviyesinin indirgenmesi araştırılmış ve ses yalıtım malzemeleri arasında 6,4 dB(A) ses basınç seviyesi farkı tespit edilmiştir.

Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur. Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

Teşekkür

Bu çalışma daha önce özet bildiri olarak "2nd International Symposium on Characterization" sempozyumunda "Noise Reduction of Household-Type Air Purifier Device" konu başlığı ile özet sunumu gerçekleştirilmiştir. Yazarlar olarak Ar-Ge merkezi projesi kapsamında gerçekleştirilen "N80 Tipi Hava Temizleme Cihazının Gürültü Kaynaklarının Belirlenmesi" konulu çalışmada Esalba Metal Sanayi A.Ş.'nin sağladığı mali, deneysel ve sayısal çalışmalarda verdiği destekler için teşekkür ederiz. Bu çalışma kapsamında projenin ilerleyişi esnasında fizibilite çalışmasından makalenin yayınlanmasına kadar geçen süre zarfında hem sunuma hem de çalışmaya katkısı olan Ar-Ge Merkezi takım arkadaşlarımız Buse ÇAKIR, Enes Alperen ŞAHİN, Emre AKCAN Muharrem KEYFOĞLU, Aybuke YURDAKUL ve Kader ERDOĞAN'a ayrıca teşekkür ederiz. Son olarak, bu çalışmanın yayım-revizyon sürecinde verdiği destek ve fikirlerinden ötürü Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü'nden Prof. Dr. Hakan GAŞAN ve ekibine teşekkür ederiz.

Yazar katkılarının beyanı

Fatih KIRMIZIGÖL: Yazım, Nümerik Çalışma, Deneysel Çalışma, Araştırma, Fizibilite Çalışması. Fikir Oluşturma, Veri Toplama ve Revizyon

Mehmet UÇAR: Kontrol, Gözden Geçirme, Proje Lideri, Fizibilite Çalışması, Araştırma ve Fikir Oluşturma,

Kaynaklar

- [1] Almeida, S. M. ve diğerleri, 2010. Children Exposure to Atmospheric Particles in Indoor of Lisbon Primary Schools: Atmospheric Environment, Cilt. 45, s. 7594-7599.
- [2] Klepeis, N. E. ve diğerleri, 2001. The National Human Activity Pattern Survey (NHAPS): A Resource for Assessing Exposure to Environmental Pollutants. Journal of Exposure Analysis and Environmental Epidemiology, Cilt. 11, s. 231-252.
- [3] Tringe, S. G. ve diğerleri, 2008. The Airborne Metagenome in an Indoor Urban Environment: Plos One, Cilt. 3, s. 1-10.
- [4] Wood, R. A. ve diğerleri, 2002. Plant/Soil Capacities to Remove Harmful Substances from Polluted Indoor Air: The Journal of Horticultural Science and Biotechnology, 4(5), s. 120-129.
- [5] Branco, P. T., Alvim-Ferraz, M. C., Martins, F. G. & Sousa, S. I., 2013. Indoor Air Quality in Urban Nurseries at Porto City: Particulate Matter Assessment. Atmospheric Environment, s. 133-143.
- [6] Fromme, H., 2018. Particulate Matter and Ultrafine Particles in Indoor Air: Encyclopedia of Environmental Health, s. 1-13.
- [7] Roy, A., Mishra, C., Jain, S. & Solanki, N., 2019. A Review of General and Modern Methods of Air Purification: Journal of Thermal Engineering, Cilt. 5, s. 22-28.
- [8] Yoda, Y. ve diğerleri, 2020. Effects of the Use of Air Purifier on Indoor Environment and Respiratory System among Healthy Adults: International Journal of Environmental Research and Public Health, s. 2-11.
- [9] Karottki, D. G., Spilak, M. & Frederiksen, M., 2015. Indoor and Outdoor Exposure to Ultrafine, Fine and Microbiologically Derived Particulate Matter Related to Cardiovascular and Respiratory Effects in a Panel of Elderly Urban Citizens: International Journal of Environmental Research and Public Health, s. 1667-1686.

- [10] Kim, J. S. ve diğ erleri, 2015. Optimization of Sirocco Fan Blade to Reduce Noise of Air Purifier Using a Metamodel and Evolutionary Algorithm: Applied Acoustics, Cilt. 89, s. 254-266.
- [11] Lee, B., Sim, W., Jo, J. & Chung, J., 2020. Reduction of Flow-Induced Noise in a Household Air Purifier: Journal of Mechanical Science and Technology, Cilt. 34, s. 1-11.
- [12] Saccani, C. ve diğ erleri, 2022. Experimental Testing of Air Filter Efficiency Against the SARS-CoV-2 Virus: The Role of Droplet and Airborne Transmission. Building and Environment, Cilt. 210, s. 1-12.
- [13] Cimbala, J. M. & Cengel, Y. A., 2006. Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications.
- [14] Sobachkin, A. & Dumnov, G., 2013. Numarical Basis of CAD-Embedded CFD. NAFEMS World Congress, s. 1-20.
- [15] Kılıç, M., Mutlu, M. & Saldamlı, İ. H., 2022. Numarical Investigation of an Air Cleaning Device Performance: Journal of the Faculty of Enginnering and Achitecture of Gazi University, Cilt. 37, s. 2077-2089.
- [16] Üncü, Y. A. & Koçak, O., 2022. Tıbbi Ortamlarda Kullanılan Portatif Hava Temizleme Sistemi: Düzce Ünivetsitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi, Cilt. 10, s. 1725-1735.