

BİR ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNİN DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK BELİRLENMESİ*

Utku Şentürk**

Yrd. Doç. Dr.,
Ege Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Bölümü,
Enerji Ana Bilim Dalı, İzmir
utku.senturk@ege.edu.tr

Meltem Altın

Johnson Controls İklimlendirme
Cihazları San. ve Tic. A.Ş.,
Muradiye Organize Sanayi Bölgesi,
Manisa
meltem.altin@jci.com

Göknil Ağar¹

goknilagar@eneko.com.tr

Sinan Aktakka¹

sinanaktakka@eneko.com.tr

Macit Toksoy¹

macittoksoy@eneko.com.tr

¹ ENEKO Havalandırma ve Isı Ekonomisi
Sistem Teknolojileri, Makine San. ve Tic.
A.Ş., İzmir

ÖZ

Bu çalışmada, bir ısı geri kazanımlı havalandırma cihazının geliştirilmesi kapsamında tamamlanmış olan deneysel ve sayısal çalışmalar sunulmaktadır. Cihazın TS EN 308 standardına uygun performans testlerinden elde edilen bulgular, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonlarının doğrulanmasında kullanılmıştır. Eşanjör grubundaki kanal sayıları gerçeğe uygun olarak modellenmiş ve ısı transferi hesaplanmıştır. Cihazın soğuk ve sıcak hava tarafları bir arada modellenmiştir. Yaklaşık 62 milyon hücreli akış bölgesi için hesaplanmış olan eşanjör basınç düşümü ve eşanjörden çıkan soğuk akışkan sıcaklığı için yüzde bağıl hata değerleri, sırasıyla, %9,4 ve %5,12 olarak bulunmuştur. Yöntemin, paralel işlemcili iş istasyonların kullanımı yardımıyla, tasarımda önemli bir araç olarak kullanılabileceği ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: Isı geri kazanımı, ısı transferi, deneysel, hesaplamalı akışkanlar dinamiği

COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL STUDY ON THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF A HEAT RECOVERY DEVICE

ABSTRACT

In this work, experimental and numerical studies are presented for a heat recovery ventilation unit. The results obtained from the performance testing of the heat recovery unit following TS EN 308 standard are used in the validation of computational fluid dynamics (CFD) simulations. The number of channels in the core which comprises counter-flow and cross-flow heat exchangers are modeled realistically. For about 62 million-cell mesh size; the percent errors for core pressure drop and air temperature at the core outlet in the cold air region are 9,4% and 5,12%, respectively. It's shown that the method can be utilized as a major tool in the design with the help of parallel processing work stations.

Keywords: Heat recovery, heat transfer, experimental, computational fluid dynamics

** İletişim Yazarı

Geliş tarihi : 11.06.2015

Kabul tarihi : 31.07.2015

* 8-11 Nisan 2015 tarihlerinde Makina Mühendisleri Odası tarafından İzmir'de düzenlenen 12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi'nde sunulan bildiri, dergimiz için yazarlarınca makale olarak yeniden düzenlenmiştir.

Şentürk, U., Altın, M., Ağar, G., Aktakka, S., Macit Toksoy 2015. "Bir Isı Geri Kazanım Cihazının Performans Karakteristiklerinin Deneysel ve Sayısal Olarak Belirlenmesi," Mühendis ve Makina, cilt 56, sayı 667, s. 41-45.

1. GİRİŞ

Isı geri kazanımının yaygın kullanılan tanımlarından biri, enerjinin (ısı/kütle), yüksek sıcaklıktaki bir hava akışından daha düşük sıcaklıktaki diğer bir hava akışına aktarılması işlemidir [1]. Isı geri kazanımı gerçekleştiren bir sistemin uygulamada verimli ve ekonomik olması beklenir. Havalandırma uygulamalarında, geri kazanımlı cihazlar iki sınıfa ayrılırlar: 1) Isı geri kazanımlı havalandırma (IGKH/Heat Recovery Ventilation) cihazları ve 2) Enerji geri kazanımlı havalandırma (EGKH/Energy Recovery Ventilation) cihazları. IGKH cihazları, paralel, ters ya da çapraz akışlı olabilen, havadan havaya ısı geçişi sağlayan ısı değiştiricileridir. Kış koşulunda egzoz havasındaki ısı enerjisi, bina içine gönderilecek olan taze havaya, yaz koşulunda taze havadaki ısı enerjisi, egzoz havasına aktararak geri kazanım sağlar. EGKH cihazları ise duyulur ısının yanında gizli ısının da aktarılmasını sağlayan ısı değiştiricileridir [2].

Bu çalışmada ele alınan IGKH cihazı, birbirine karışmayan sıcak ve soğuk hava kanallarından ibaret olup, şematik olarak Şekil 1’de görülmektedir. Cihazın temel bileşenleri: 1) Birden fazla sayıda plakalı ısı değiştiricinin bir araya getirilmesi ile oluşturulan ısı değiştirici grubu (core), 2) Egzoz ve taze hava akışlarını sağlayan iki adet radyal tipte plug-fan, 3) Hava ile birlikte taşınan katı parçacıkların engellenmesi için iki adet filtre ve 4) hava akışına uygun şekilde tasarlanmış hava kanalları olarak sayılabilir.

IGKH cihazının en önemli bileşeni olan ısı değiştirici grubu, cihazın genel performansında belirleyici role sahiptir. Isı değiştiricilerin performans karakteristikleri ise (basınç düşümü, ısı transfer katsayısı), ana hatları standartlarla tarif edilen testler gerçekleştirilerek belirlenir. Bu testlerde doğru ölçümlerin yapılabilmesi için akış, olabildiğince uniform hız dağılımı hedeflenerek düzeltilir. Ancak uygulamada, ısı değiştiricinin giriş ve çıkış yüzeylerinde uniform olmayan hız dağılımları söz konusu olacak şekilde çalışacağı durumlarla karşılaşılır. Böylesi çalışma koşullarında, ısı değiştirici performansı dü-

şer. Bazı üretici firmalar, uniform olmayan akış karakteristikleri altında ısı değiştirici performansına ilişkin verileri sağlamaktadırlar. Deneysel verilerin yanında, doğrulanmış HAD simülasyonlarından elde edilecek hız dağılımları da ısı değiştiricinin giriş ve çıkış yüzeylerinde uniform olmayan hız dağılımlarının etkisini ortaya koymak için kullanılmaktadır. Hız profillerinin etkisinin incelendiği, Ranganayakulu vd. [3] tarafından sunulan bir çalışmada, plakalı-kanatlı, çapraz akışlı, kompakt bir ısı değiştirici ele alınmıştır. Uniform olmayan hız dağılımları için performans azalması ve basınç kayıplarındaki artış, sonlu elemanlar yöntemine dayalı bir model ile belirlenmiştir. Anjun vd. [4], plakalı kanatlı ısı değiştiricilerin uniform olmayan giriş hızı dağılımlarının yarattığı performans düşümünü deneysel olarak incelemiştir. Test düzeneği ve deneysel işlemler verilmiş, akış dağıtıcı elemanların yerleştirilme açısının performansa etkisi incelenmiştir. Wen ve Li [5], plakalı kanatlı ısı değiştiricilere akışı yönlendiren başlık elemanındaki uniform olmayan hız dağılımlarının performansa etkisini Fluent yazılımını kullanarak HAD ile incelemiştir. Delikli saç uygulaması ile bu dağılımın engellenmesi ele alınmıştır. Zhang ve Li [6] tarafından sunulan çalışma da benzer şekilde, başlık elemanındaki uniform olmayan hız dağılımı HAD ile belirlenmiştir. Zhang [7], çapraz akışlı, plakalı kanatlı bir ısı değiştirici çekirdeğe sahip bir IGKH cihazı için uniform olmayan hız dağılımlarının performansa etkisini hem sayısal hem de deneysel olarak incelemiştir.

Bu çalışmada, döşeme tipi, yüksek verimli, özgül fan gücü düşük, mevcut mimari standartlar ile uyumlu bir ısı geri kazanımlı havalandırma cihazının geliştirilmesi kapsamında tamamlanmış olan deneysel ve sayısal çalışmalar, karşılaştırmalı olarak sunulmaktadır. İlerleyen bölümlerde, ele alınan problem ifade edilecek, sayısal simülasyonlarda izlenen yöntemler detaylandırılacak ve elde edilen sonuçlar tartışılacaktır.

2. HAD SİMÜLASYONLARI

Simülasyonlarda, sonlu hacimler yöntemi temelli ANSYS Fluent 15 yazılımı ile daimi, üç boyutlu, sıkıştırılmaz, tür-

bülanslı, ısı transferi içeren akış kabulleri altında çözüm aranmaktadır. HAD benzetimleri ile incelenen sınır değer problemi için Süreklilik, Navier-Stokes ve Enerji Denklemleri’nin nümerik çözümleri araştırılır. Bu denklemler en genel halde,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho V) + \nabla \cdot (\rho V V) = -\nabla P + \nabla \cdot \bar{\tau} + \rho g \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \nabla \cdot (\rho h V) = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (3)$$

olup, burada hız alanı $V = ui + vj + wk$, basınç alanı P , gerilme tensörü $\bar{\tau} = \mu \left\{ \left[\nabla V + \nabla V^T \right] - \frac{2}{3} \nabla \cdot V \right\}$, yerçekimi ivmesi $g = g_x i + g_y j + g_z k$, entalpi h , ısı iletim katsayısı k ve sıcaklık alanı T ile gösterilmektedir [8]. Cihaz içindeki yoğunluk değişimleri, “sıkıştırılmaz ideal gaz yaklaşımı” ile hesaplanmıştır. Bu modelde yoğunluk, basınç değişimlerinin küçük olduğu kabulü ile yalnızca sıcaklığa bağlı değişmekte olup,

$$\rho = \frac{P_{is}}{\bar{R} T} \quad (4)$$

ile hesaplanmaktadır. Burada P_{is} , \bar{R} ve M ; işletme basıncı, evrensel gaz sabiti ve gazın mol kütlesi olup, bu değerler sabittir.

Ele alınan IGKH cihazının geometrisi Şekil 2’de görülmektedir. Taze (soğuk) havanın giriş sıcaklığı (20,6 °C) ve bağıl nemine (%48,2) göre bulunan hava yoğunluğu (1,1972 kg/m³) ile dinamik viskozite (1,79e-05 kg/ms), giriş hızı (3,487 m/s) ve daire kesitli giriş kanalı çapı (0,45 m) değerleri ile hesaplanan $Re \approx 104984$ ’tür. Akış bölgesi, akışa etkisi ihmal edilebilir düzeyde olan bileşenler (cıvata, saç, kablo bağlantıları vb.) göz ardı edilerek oluşturulmuştur. İki adet ters ve iki adet çapraz akışlı ısı değiştiriciden oluşan ısı değiştirici grubunun kanalları, ürünün gerçek yapısına uygundur. Çapraz akışlı eşanjördeki ve ters akışlı eşanjördeki kanal sayıları, sırasıyla, 200 ve 320’dir. Bu kanalları birbirinden ayıran saçlar ise çok ince

oldukları için, yüzey olarak modellenmiştir. İki adet plug-fan, bağlantı saçları ile birlikte akış bölgesinde yer almaktadır. Fan devir sayısı 2804,9 devir/dakika’dır. Fan simülasyonları, çoklu referans düzlemleri yöntemi ile gerçekleştirilmiştir.

Hava ile birlikte taşınan katı parçacıkların engellenmesi için kullanılan filtrelerin ortalama hıza bağlı statik basınç düşümü ($\Delta P(V_{ort})$) karakteristikleri, gerek üretici verilerinden, gerekse deneylerden bilinmektedir. Bu sebeple filtreler, doğrudan değil, gözenekli ortam modeli ile modellenmiştir. Bu modelde filtreleri basit akış hacimleri temsil etmekte, gözenekli ortam olarak tanımlanan bu bölgelerde, gerçeği yansıtacak ölçüde basınç düşümü yaratan akış direnci girilmektedir. Mevcut çalışma için bu ilişki,

$$\Delta P = 56 V_{ort} \quad (5)$$

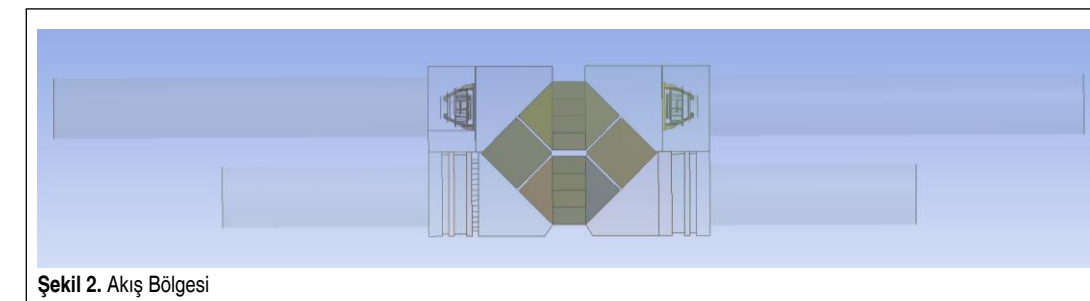
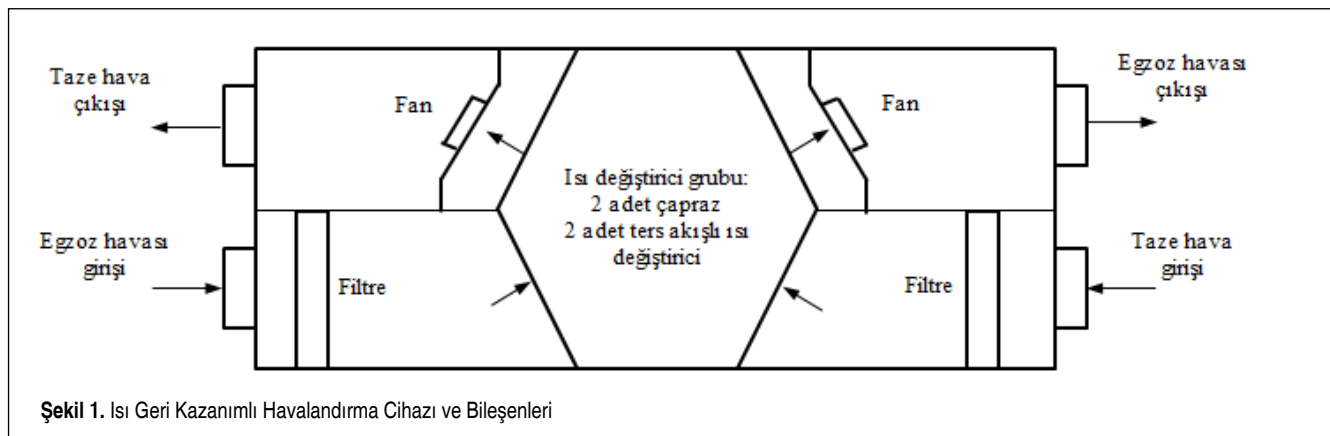
olarak tanımlanmıştır.

HAD simülasyonlarının, ağ boyutundan bağımsız olduğu sorgulanmalıdır. Bu amaçla, eşanjör grubu ve fanlar için ayrı ayrı ağdan bağımsızlık çalışmaları yapılmış ve belirlenen en uygun ağ boyutları, cihazın HAD simülasyonlarında kullanılmıştır. Son durumda, akış analizleri için çözümü yapılacak olan modelin toplam hücre sayısı 61.688.923’tür.

Tüm katı çeperlerde kaymama koşulu tanımlanmıştır. Problem için diğer sınır koşulları ve malzeme özellikleri, Tablo 1’de özetlenmiştir.

Tablo 1. Sınır Koşulları ve Malzeme Özellikleri Girdileri

Simülasyon Girdisi	Değer
Havanın yoğunluğu (kg/m ³)	Sıkıştırılmaz ideal gaz yaklaşımı
Havanın dinamik viskozitesi (kg/ms)	1,7894e-05
Havanın ısı iletim katsayısı (W/mK)	0,0242
Havanın özgül ısısı (J/kgK)	1006,43
Sıcak akışkan giriş hızı (m/s)	3,487
Sıcak akışkan giriş sıcaklığı (°C)	39,9
Sıcak akışkan çıkış basıncı (Pa)	232
Soğuk akışkan giriş hızı (m/s)	3,487
Soğuk akışkan giriş sıcaklığı (°C)	20,6
Sıcak akışkan çıkış basıncı (Pa)	225



ANSYS Fluent yazılımının standart yakınsama kriterlerine ek olarak, eşanjör grubunun çıkış yüzeylerindeki sıcaklıklar ve statik basınçlar ile fan çarkı üzerindeki moment katsayısının iterasyon sayısına bağlı değişimi gözlenmiştir.

3. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

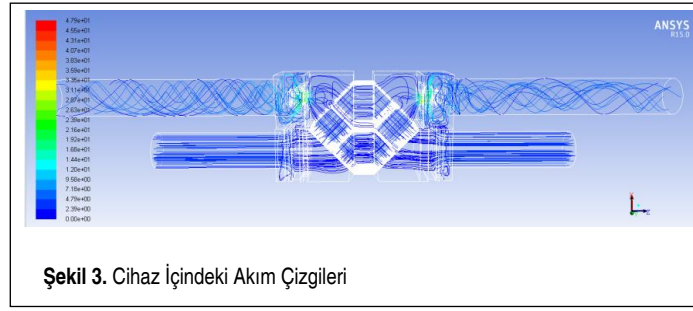
HAD simülasyonlarından elde edilen eşanjör basınç düşümü, üretici firmanın katalog verileri ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Eşanjörde Basınç Düşümü

	Basınç Düşümü (Pa)
Katalog verisi-sıcak	134
Katalog verisi-soğuk	125
Deney-izotermal	131
HAD-sıcak	121,37
HAD-soğuk	129,19

Tablo 3. Eşanjör Çıkış Sıcaklıkları

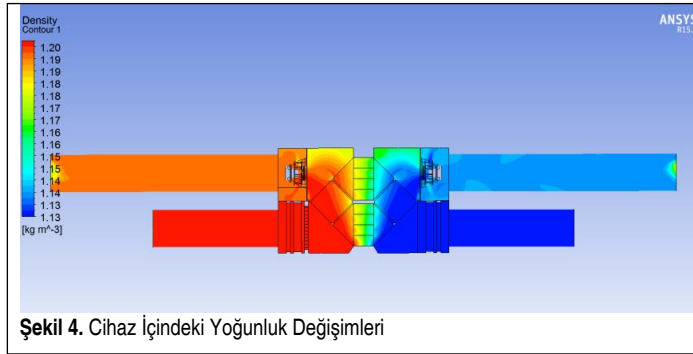
	Sıcaklık (°C)
Katalog verisi-sıcak	24,2
Katalog verisi-soğuk	36,3
Deney-sıcak	24,3
Deney-soğuk	37,5
HAD-sıcak	23,61
HAD-soğuk	35,58



Şekil 3. Cihaz İçindeki Akım Çizgileri

Buna göre, sıcak akışkan tarafında hesaplanan basınç düşümü, katalog verilerine göre en yüksek sapma değerine sahiptir. Buna rağmen, bu hata değeri %9,4 olup, ele alınan yüksek hücre sayılı simülasyon için kabul edilebilir düzeyde olarak değerlendirilmiştir. Ayrıca, eşanjörden çıkan sıcak ve soğuk akışkan sıcaklıkları, alan ağırlıklı ortalama olarak hesaplanmıştır. Benzer şekilde, değerler, firma katalog verileri ve deneysel sonuçlar ile karşılaştırmalı olarak Tablo 3’te verilmiştir.

Elde edilen sonuçlar için, deneysel verilere dayalı en yüksek



Şekil 4. Cihaz İçindeki Yoğunluk Değişimleri

bağlı hatanın %5,12 değeri ile soğuk akışkan tarafında olduğu görülmektedir. Böylece eşanjör bölgesinde kritik akış parametrelerine ilişkin simülasyon sonuçlarının, gerçek ölçüm verileri ile uyumlu olduğu kanaatine varılmıştır.

Şekil 3’te, cihaz içindeki akım çizgileri yer almaktadır. Ters akışlı ve çapraz akışlı eşanjör bileşenlerinin bir araya gelerek oluşan kombi eşanjör modeli içindeki akım çizgileri, yüksek kanal sayısına sahip eşanjör bloklarının doğru modellendiğine dair nitel bir değerlendirme imkanı sunmaktadır.

Şekil 4’te verilen yoğunluk dağılımları ve ayrıca bulunmuş olan sıcaklık dağılımları yardımıyla, soğuk akışkan tarafından sıcak akışkan tarafına gerçekleşen ısı akısı yaklaşık 10 kW olarak hesaplanmıştır. Bu değer, HAD ile bulunan sıcaklık değerlerinden de beklendiği üzere, katalog verisi olan 10,5 kW değerine göre yaklaşık %5 hata ile yakın bulunmuştur.

Şekil 5’te, eşanjör yüzeylerindeki hız dağılımları görülmektedir. Hız dağılımları incelendiğinde, IGKH cihazının yapısından ötürü yüzeylerde hızların uniform olmadığı göze çarpmaktadır.

Genel bir değerlendirme olarak, bir ısı geri kazanımı cihazı için yeterli doğruluğa sahip HAD simülasyonları başarı ile tamamlanmıştır. Mevcut yöntemin olumsuz yanı, yüksek hücre sayısından dolayı hesaplama süresinin uzun olmasıdır. Ancak, bilgisayar donanımı teknolojisindeki ilerlemelerin yanında, giderek artan paralel işlemci kullanımı ile bu olumsuzluğun giderileceği düşünülmektedir.

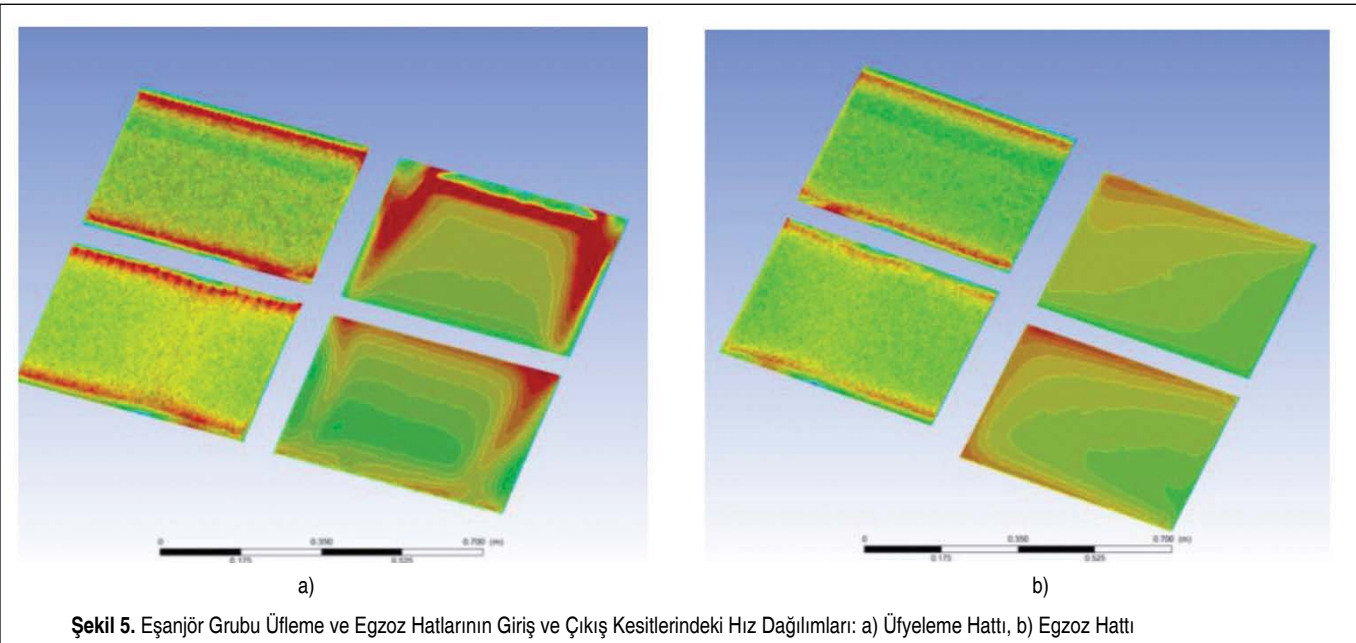
SEMBOLLER

g	Yerçekimi ivmesi (m/s^2)
h	Entalpi (J/kgK)
k	Isı iletim katsayısı (W/mK)
M	Mol kütlesi ($kg/kmol$)
P	Basınç (Pa)
$P_{i\dot{s}}$	İşletme basıncı (Pa)

\bar{R}	Evrensel gaz sabiti ($J/kmolK$)
T	Sıcaklık (K)
V	Hız alanı (m/s)
V_{ort}	Kanal kesitindeki ortalama hız (m/s)
ρ	Yoğunluk (kg/m^3)
$\bar{\tau}$	Gerilme tensörü (Pa)

KAYNAKÇA

1. **Mardiana-Idayu, A., Riffat, S. B.** 2012. "Review on Heat Recovery Technologies for Building Applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 2, p. 1241-1255.
2. **Yaıcı, W., Ghorab, M., Entchev, E.** 2013. "Numerical Analysis of Heat and Energy Recovery Ventilators Performance Based on CFD for Detailed Design," *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, no. 1-2, p. 770-780.
3. **Ranganayakulu, C. H., Seetharamu, K. N., Sreevatsan, K. V.** 1996. "The Effects of Inlet Fluid Flow Nonuniformity on Thermal Performance and Pressure Drops in Crossflow Plate-fin Compact Heat Exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, no. 1, p. 27-38.
4. **Anjun, J., Li, Y., Chen, C., Zhang, R.** 2003. "Experimental Investigation on Fluid Flow Maldistribution in Plate-Fin Heat Exchangers," *Heat Transfer Engineering*, vol. 24, no. 4, p. 25-31.
5. **Wen, J., Li, W.** 2004. "Study of Flow Distribution and Its Improvement on the Header of Plate-Fin Heat Exchanger," *Cryogenics*, vol. 44, no. 11, p. 823-831.
6. **Zhang, Z., Li, Y.** 2003. "CFD Simulation on Inlet Configuration of Plate-fin Heat Exchangers," *Cryogenics*, vol. 43, no. 12, p. 673-678.
7. **Zhang, L. Z.** 2009. "Flow Maldistribution and Thermal Performance Deterioration in a Cross-Flow Air to Air Heat Exchanger with Plate-Fin Cores," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, no. 19-20, p. 4500-4509.
8. ANSYS Fluent 14.5 Teori Kılavuzu, Ansys Inc., 2014.



Şekil 5. Eşanjör Grubu Üfleme ve Egzoz Hatlarının Giriş ve Çıkış Kesitlerindeki Hız Dağılımları: a) Üfleleme Hattı, b) Egzoz Hattı