

Taguchi yöntemi ve hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak tasarlanan levhalı ısı değiştiricilerin performanslarının karşılaştırılması

Performance comparison of plate heat exchangers designed using Taguchi method and computational fluid dynamics

Murat ÜNVERDİ¹, Hasan KÜÇÜK²

^{1,2}Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Sakarya Üniversitesi, Sakarya, Türkiye.
muratunverdi@sakarya.edu.tr, muratunverdi@gmail.com, kucuk@sakarya.edu.tr

Geliş Tarihi/Received: 28.05.2018, Kabul Tarihi/Accepted: 16.10.2018
* Yazışılan yazar/Corresponding author

doi: 10.5505/pajes.2018.35493
Araştırma Makalesi/Research Article

Öz

Bu çalışmada Taguchi yöntemi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kullanılarak tasarlanan, havadan havaya, küçük kapasiteli (50-200 m³/h) bir ısı geri kazanım cihazındaki, çapraz akışlı levhalı ısı değiştiricilerin ısı ve hidrolik performansları karşılaştırılmıştır. Akış etkinliği ve duyulur ısı etkinliği yüksek olacak şekilde tasarlanan levhalı ısı değiştiricilerin; alt kanal sayısı, kanal yüksekliği, ortalama hava akış hızı ve levha malzemesi değişkenleri belirlenmiştir. Akış etken ve ısı etken levhalı ısı değiştiricilerde, değişkenler ve değişkenlerin ikinci dereceden etkileşimlerinin dahil edildiği akış etkinliği ve ısı kazanılan ısı güç için denklemler çoklu regresyon analizi ile türetilmiştir. 3-boyutlu levhalı ısı değiştiricilerin farklı hacimsel debilerdeki performansları, sonlu hacimler tabanlı ANSYS/Fluent kullanılarak karşılaştırılmıştır. Levhalı ısı değiştirici tasarımında etkili değişkenlerin; kanal yüksekliği ve ortalama hava akış hızı olduğu belirlenmiştir. Isıl etken modelde, ortalama %50 daha fazla ısının geri kazanıldığı ve ısı etkinliğinin ortalama %35 daha yüksek olduğu; akış etken modelde ise ortalama 2.5 kat daha az basınç düşümü ve akış etkinliğinin ortalama %10 daha yüksek olduğu görülmüştür. Geri kazanılan ısı güç ve akış etkinliği birlikte değerlendirildiğinde her iki model için en uygun ortalama akış hızlarının 1.5-2 m/s (~90 ÷ ~110 m³/h) aralığında olduğu belirlenmiştir.

Anahtar kelimeler: Levhalı ısı değiştirici, Isı geri kazanımı, Duyulur ısı etkinliği, Akış etkinliği, Taguchi yöntemi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

Abstract

In this study, thermal and hydraulic performances of cross flow plate heat exchangers, designed using Taguchi method and Computational Fluid Dynamics, in a small capacity (50-200 m³/h) air to air heat recovery device were compared. The plate heat exchangers, which are designed to have high flow effectiveness and sensible effectiveness, number of sub-channel, channel height, average air velocity and sheet material variables were determined. The equations for flow effectiveness and recovered thermal power, including variables and second order interactions of variables, were derived by multiple regression analysis for flow effective and thermally effective plate heat exchangers. The performances of 3-dimensional plate heat exchangers using finite volume based ANSYS/Fluent were compared in different volumetric flow rates. The channel height and average air velocity were determined as the most influential variables in the design of plate heat exchanger. It was found that on average 50% more heat was recovered and thermal effectiveness was on average 35% higher in the thermal effective model, while pressure drop was on average 2.5 times less and flow effectiveness was on average 10% higher in the flow effective model. When the recovered thermal power at the fresh side and flow effectiveness are evaluated together, the optimum average flow velocities for both models was determined to be range of 1.5-2 m/s (~90 ÷ ~110 m³/h).

Keywords: Plate heat exchanger, Heat recovery, Sensible effectiveness, Flow effectiveness, Taguchi method, Computational Fluid dynamics

1 Giriş

Enerji kullanımının yerel ve küresel ölçekteki olumsuz etkileri, enerjiye talebin sürekli artması ve maliyetinin yükselmesi; enerji dönüştüren sistemlerde verimin ve enerjiyi geri kazanmanın önemini artırmıştır. Isı enerjisi kullanılan sistemlerdeki geri kazanım uygulamaları da her geçen gün daha küçük güç ve daha düşük sıcaklık farkları için ekonomik bakımdan anlamlı hale gelmektedir. Dünyada ve ülkemizde şehirlerde yaşayan nüfusun artması, binaların birincil enerji tüketimindeki payını %40'lara çıkarmıştır. Dolayısıyla binaların enerji tüketimini azaltacak iyileştirmelerin, yerel çevre kirliliğini ve sera gazı oluşumunu azaltma potansiyeli oldukça yüksektir. Şehir nüfusunun artması, kapalı mekânlarda geçirilen sürenin uzaması, iç hava kalite standartları ile ilgili bilinçlenme ve sürekli sıkılaştıran standartlar, havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinin kullanımını yaygınlaştırmakta hatta zorunlu hale getirmektedir.

Binalarda ısı konforunun devamı için gerekli iklimlendirme (ısıtma, soğutma ve havalandırma) işlemlerinin, binanın enerji

tüketimindeki payı %40-70 arasındadır. Binaların mimari yapısı, yalıtım ve enfiltrasyon (hava sızıntısı) ile ilgili özellikleri, dış ve iç ortam koşulları gibi etkenlere bağlı olarak; ısıtma, soğutma ve havalandırmanın payları da değişmektedir. Ancak, bina dış kabuğunun yalıtım ve hava sızdırmazlık özellikleri iyileştirildikçe, enfiltrasyonla hava sızıntısı azaldığından, iç hava kalitesinin korunabilmesi için mekanik havalandırma zorunlu hale gelmektedir. Hem bina hem de kullanıcı sağlığı bakımından önemli olan iç hava kalitesinin korunması için gerekli taze hava ihtiyacının artması, iklimlendirme sisteminin ısıtma/soğutma ve nem yükünü de artırır. Bu nedenle havalandırmanın bina enerji tüketimindeki payı %20-50 civarında yükselebilir. İç hava kalitesi korunurken, binanın enerji etkinliğinin artırılabilmesi için havalandırma sisteminin çok iyi tasarlanması, kontrollü bir şekilde çalıştırılması ve aynı zamanda kirli atık havadan, taze dış ortam havasına ısının geri kazanılması bir zorunluluktur. Konut sektöründeki büyüme ve binaların yıpranma payı sürelerinin uzunluğu birlikte değerlendirildiğinde, havalandırma sistemlerinde yapılacak ısı geri kazanımı uygulamalarının, orta ve uzun vadede küresel

ölçekte enerjinin verimli kullanılmasına ve zararlı emisyonların azaltılmasına katkısı daha iyi anlaşılır [1]-[5].

İlk yatırım maliyetlerini bir miktar yükseltse de enerji etkenliği artırılmış, yüksek performanslı binalarla ilgili teşvik ve yaptırımlar hızla hayata geçirilmektedir. Düşük enerjili bina veya pasif bina olarak da adlandırılan bu tür binalarda; yenilenebilir kaynakları da kullanarak enerji etkinliğini artırmanın yanında, ısı konforun sağlanması ve iç hava kalitesinin korunması da amaçlanmaktadır. Bu tür yüksek performanslı binalarda, binanın toplam enerji tüketimi içindeki payı %60-70'lere çıkan havalandırma ve iklimlendirmede kullanılan enerji tüketiminin azaltılması ile binanın ekonomik etkenliği daha da iyileştirilebilmektedir [6]-[9].

Konutlarda 35-40 kW-h/m²-yıl mertebesindeki havalandırma kaynaklı ısı kayıpları, %90'a varan oranlarda geri kazanılabilir. Binanın türüne ve hava sızdırmazlık özelliklerine bağlı olan bu oran, ısıtma uygulamalarında %20-50 mertebesinde dir. Havadan havaya ısı geri kazanımı ile havalandırma kaynaklı ısı kayıpları azalırken, sızıntı kayıplarını dengelemek ve akış kaynaklı basınç kayıplarını yenmek için sistemde mevcut fanlarda elektrik enerjisi kullanılır. Dolayısıyla ısı geri kazanım sisteminin ısı ve hidrolik performansı bir arada değerlendirilmelidir. Nitekim birincil enerji tüketiminde yapılan tasarrufun; ısıtma sisteminde kullanılan enerjinin türüne, binanın hava sızdırma özelliğine ve ısı geri kazanım sistemi ile binanın elektrik tüketiminin ne kadar arttığına bağlı olduğu bildirilmiştir [10].

Modern binalarda ısı kaybını azaltmak için bina kabuğunda sızdırmazlığın iyileştirilmesinin (hava sızıntısının azaltılması) yanı sıra iç mekânlarda plastik ve polimer malzeme kullanımının yaygınlaşması, iç hava kalitesini olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle yaşanan sağlık problemlerinin artması, iç hava kalite standartlarını yükseltmiştir. Bina kullanıcılarının havalandırma için pencereleri kontrolsüz açmaları enerji kayıplarını artırırken, yüksek binalarda pencerelerin zaten açılmıyor olması bir diğer problem dir. Düşük enerji ile etkin bir havalandırma için önerilen kontrollü doğal (pasif) havalandırma, dış ortam koşulları nedeniyle (sıcaklık, nem, hava kirliliği, gürültü vb.) her zaman uygulanamaz. Yukarıda da ifade edildiği gibi ısının geri kazanıldığı mekanik havalandırma sistemi kullanılan bir binanın genel ısı verimi; binanın mimari ve ısı özellikleri, dış ve iç ortam koşulları, gerekli taze hava miktarı gibi birçok etkene bağlı olarak değişmektedir [2]-[4],[11],[12].

Havalandırma sisteminin ve binanın enerji etkinliği; ısı değiştiricinin ve hava kanallarının boyutları, akışın düzenlenmesi, akış hızları, fanların verimi, ısıtma kullanılan enerji kaynağının türü gibi çok sayıda etkene bağlıdır [2],[5].

Merkezi mekanik havalandırma sistemlerinin; (kanallar nedeniyle) kat yüksekliğinin artması, (uzun kanallarda oluşan basınç kayıpları nedeniyle) fanlardaki elektrik tüketiminin fazla olması, bir noktadaki kirletici etkinin ve gürültünün tüm binaya yayılması gibi olumsuzlukları vardır. Yerel iklimlendirme cihazları; hacimlerdeki hava kalitesinin (taze hava debisi, sıcaklık, nem, filtreleme gibi) bağımsız kontrolü, geçiş mevsimlerinde fan destekli soğutma yapılabilmesi, özgül fan gücünün azalması ve ısı geri kazanım oranlarının (merkezi sistemlere göre) yüksekliği gibi üstünlükleri nedeniyle yaygınlaşmaktadır. Bu tür kompakt yerel cihazlar; ısı değiştirici, filtre ve fan olmak üzere üç ana bileşenden oluşurlar ve çok kısa kanallarla ya da kanalsız olarak kullanılabilirler [12]-[14].

Orta ve küçük kapasiteli havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde ısı geri kazanımı için genellikle levhali ısı değiştiriciler (LID) kullanılır. LIDlerin hidrolik ve ısı performansını; akış kanallarının genişliği ve yüksekliği (levhalar arası mesafe), levhanın; malzemesi, kalınlığı ve boyutları, akışın düzenlenmesi (çapraz, zıt gibi) vb. geometrik özellikler ve tasarım değişkenleri ile akış hızları, akışkanların LIDye giriş sıcaklıkları gibi işletme parametreleri belirler [15].

LIDlerde, ısı etkenlik zıt akış düzenlemesine göre daha düşük olmakla birlikte, imalat kolaylığı, hava akımları arasında sızdırmazlığın daha iyi olması; ısı geri kazanım cihazlarının tasarım, üretim ve bakımının kolay olması gibi nedenlerle çapraz akış düzenlemesi uygulamada daha çok tercih edilmektedir. Havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde ısı geri kazanımı amaçlı kullanılan, küçük kapasiteli, çapraz akışlı LIDlerin ısı ve hidrolik performansı ile ilgili, literatürde mevcut sayısal ve deneysel çalışmalardan bazıları aşağıda ele alınacaktır.

Liang, ölçüleri 185x185 mm ve yüksekliği 480 mm olan, 55 µm kalınlığındaki özel hazırlanmış membran levhalar ile 2 mm yüksekliğinde, 230 kanaldan oluşan çapraz akışlı bir LIDnin ısı etkenliğini, deneysel olarak incelemiştir. Hava debisi 100 m³/h'den 200 m³/h'e çıkarılınca, duyulur ısı etkenlik %83'ten ve %74'e düşmüştür. Hava debisi arttıkça ısı etkenliğinin düşmesi, havanın LID içerisinde kalma süresinin azalması ile açıklanmıştır [16].

Zhang ve diğ. levha ölçüleri 185x185 mm, kanal yüksekliği 2 mm ve toplam kanal sayısı 230 olan, geometrik bakımdan özdeş; membran malzemeleri (kağıt, selüloz asetat ve özel üretilmiş selüloz asetat) farklı üç adet çapraz akışlı LIDnin ısı performansını, 100-200 m³/h debi aralığında, deneysel ve sayısal incelemişlerdir. Tüm deneylerde sıcak ve soğuk hava girişleri arasındaki sıcaklık farkı 8 K'ne ayarlanmıştır. LIDlerde kullanılan membranların malzemeleri ve kalınlıkları farklı olsa da tüm ısı değiştiricilerde; 100 m³/h'de yaklaşık %80 olan duyulur ısı etkenliğinin, 200 m³/h'de %68 civarına düştüğü belirtilmiştir [17].

Min ve Su, ölçüleri 250x250 mm olan membranlarla hazırladıkları çapraz akışlı bir LIDde, sabit fan gücünde kanal yüksekliğinin ve membran kalınlığının ısı performansına etkisini sayısal incelemişlerdir. Sabit fan gücünde ısı geçişinin, kanal yüksekliği arttıkça önce arttığı, belli bir maksimum değerden sonra ise tekrar azaldığı belirtilmiştir. ısı geçişinin maksimum olduğu kanal yüksekliği, artan fan gücü ile azalmıştır. Çalışmada incelenen fan güçleri için en yüksek ısı geçişinin elde edildiği kanal yükseklikleri, 1.6÷2 mm aralığındadır. ısı etkenlik, kanal yüksekliği ve fan gücü arttıkça azalmıştır. Membran kalınlığının artması da beklendiği gibi ısı geçişi ve ısı etkenliği azaltmıştır [18].

Zhang, mekanik dayanım ve kompaktlığı nedeniyle tercih edilen, kanatlı levha yapısına sahip, farklı membran ve kanat malzemeleri ile hazırlanmış, geometrik olarak özdeş, çapraz akışlı iki LIDnin, ısı ve hidrodinamik performansını deneysel ve sayısal incelemiştir. ısı değiştiricilerin her ikisinde de kağıt kanatlar kullanılırken, birinde levha malzemesi olarak kağıt, diğerinde ise kompozit destekli sıvı membran (composite supported liquid membrane-CSLM) kullanılmıştır. Levha ölçüleri 185x185 mm ve levhalar arası mesafenin (kanal yüksekliği) 2.5 mm olduğu LIDlerin duyulur ısı etkenlikleri yaklaşık aynıdır. 100÷200 m³/h debi aralığında ısı etkenlik %78'den %70'e düşmüştür. 100 m³/h debide 20 Pa olan basınç kaybının da 200 m³/h'de 45 Pa'a çıktığı belirtilmiştir [19].

Beattie ve diğ. kenar uzunlukları 254 mm olan kare şeklindeki polipropilen ve polimerlenmiş kağıt levhalar ile hazırladıkları çapraz akışlı LIDlerin, donma limiti bölgesindeki ısı performanslarını ve dış ortam sıcaklığının egzoz tarafındaki donmaya dolayısıyla egzoz tarafındaki hava debisine etkisini deneysel incelemişlerdir. Nem geçirmeyen polipropilen ve nem geçiren polimerli kağıt ile üretilen LIDlerin, tasarım debisi olan 135 m³/h'deki duyulur ısı etkenliklerinin, %75÷80 aralığında olduğu ve dış hava sıcaklığından çok az etkilendiği ifade edilmiştir [20].

Liu ve diğ. kenar uzunlukları 165 mm, kanal yüksekliği 3 mm ve kanalların içinde oluklu alüminyum folyo kanatlar bulunan ($D_{hidrolik}=2.5$ mm), geometrik bakımdan özdeş ancak levha malzemesi olarak buhar geçiren ve geçirmeyen polimer membran filmlerin kullanıldığı, iki farklı çapraz akışlı LIDnin ısı performansını ve donma limitlerini deneysel ve teorik incelemişlerdir. Toplam kanal sayısı 62 olan LIDde; kanal girişindeki ortalama hızın 1.5 m/s ve her bir taraftaki dengelenmiş hava debisinin 75 m³/h olduğu tasarım koşullarında, duyulur ısı etkenliğinin %57 olduğu belirtilmiştir [21].

Zhang, LIDlerde kullanılmak üzere geliştirilen, nem geçirgenliği yüksek membranların; üretimi, ısı ve nem geçirgenlikleri ile ilgili kapsamlı teorik ve uygulama bilgisi paylaşmıştır. Homojen polimer ve kompozit destekli sıvı membran olmak üzere iki farklı levha malzemesi ile üretilen, ikisi paralel levhali ve ikisi de çapraz oluklu üçgen kanallı olmak üzere, dört farklı ısı değiştiricinin performansları deneylerle karşılaştırmıştır. LIDlerin levha boyutları (185x185 mm), kanal yükseklikleri (2 mm), kanal sayıları (230 kanal) ve çalışma koşulları özdeştir. Çapraz oluklu üçgen kanallı ısı değiştiricilerde ısı geçiş alanı, paralel LIDlerin iki katına çıkarken, ısı geçişi sadece %22 artmıştır. Fakat basınç kaybı ise yaklaşık 6 kat artmıştır. Farklı membran malzemesi kullanmanın duyulur ısı etkenliği değiştirmediği; paralel LID ve çapraz oluklu üçgen kanallı ısı değiştiricilerin duyulur etkenliklerinin sırası ile %72 ve %82 olduğunu belirtmiştir [22].

Aynı çalışmada, kanal yüksekliğinin (1.8, 2.5 ve 3.5 mm), LID giriş ve çıkışındaki hava akımı dağılımına ve LID performansına etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Kanal adımı büyüdükçe, düzgün yayılı hız dağılımının bozulduğu ancak 2 mm'nin altındaki kanal yüksekliklerinde, hava akımının düzgün yayılı kabul edilebileceği belirtilmiştir. Kanal adımı 1.8 mm olan paralel LIDnin performansı, düzgün yayılı hava akımı dağılımına göre %9 düşerken, 3.5 mm kanal adımında performans kaybı %28'e çıkmıştır. Kanatlı LIDde, daha büyük kanat adımıdaki (4 mm) performans kaybının %15 gibi daha düşük değerde kaldığı ifade edilmiştir [22].

Havalandırma ve iklimlendirme sistemleri gibi sıcaklıkların düşük, mekanik dayanımın önemsiz olduğu uygulamalarda plastik ve polimer malzemelerin daha yaygın kullanılması için çalışmalar yapılmaktadır. Bu malzemelerin, ısı iletim katsayılarının düşük, sıcaklık ve mekanik dayanımlarının az olması gibi zayıflıkları olsa da; esneklik, yüksek korozyon direnci, hafiflik, kolay şekillendirilebilir ve düşük maliyet gibi üstünlükleri de vardır. Havadan havaya ısı geri kazanım uygulamalarında kullanılan LIDler; sıcaklık farklarının küçük (10°C civarında) ve ısı taşınım katsayısının (40 W/m²K) düşük olması nedeniyle, büyük ısı geçiş alanlarına ihtiyaç duyulduğundan, kompakt yapılı olmalıdır. Havalandırma ve iklimlendirme sistemlerinde ısı geri kazanımının uygulamada yaygınlaşabilmesi, LIDlerin ısı ve hidrodinamik etkenliklerin

yüksek, ilk yatırım ve bakım maliyetlerinin düşük olmasına bağlıdır [23],[24].

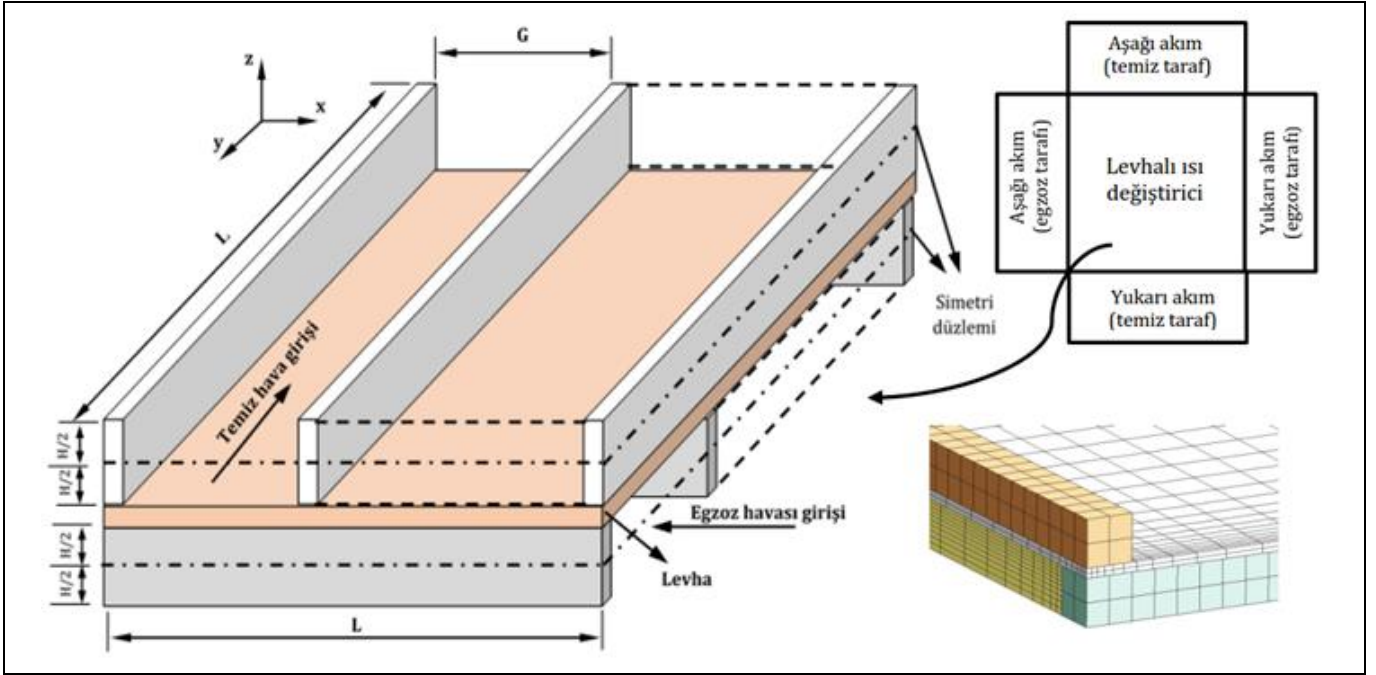
Bu çalışmada küçük kapasiteli (50-200 m³/h) havalandırma ve iklimlendirme uygulamalarında, ısının geri kazanılmasında kullanılmak üzere bir çapraz akışlı LIDnin tasarımı amaçlanmıştır. Tasarımda en uygun koşulların belirlenmesi için Taguchi yöntemi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılmıştır. LIDnin tasarımında, maliyet ve sürdürülebilirlik bakımından, plastik ve kâğıt gibi geri dönüştürülebilir malzemeler tercih edilmiştir. LIDnin tasarımında; hava debisi, üretilebilirlik ve literatürle karşılaştırma yapabilmek için çapraz akış düzenlemesi tercih edilmiş ve levha boyutları 180x180 mm olarak seçilmiştir.

Çalışmada; ortalama hava akış hızı, kanal yüksekliği, levha malzemesi ve levhalar arasındaki akış kanalı bölünerek oluşturulan alt kanal sayısı, performans etkileri incelenen tasarım ve işletme parametreleridir. Ele alınan bu dört parametrenin her biri için literatürde mevcut çalışmalar incelenerek, üçer seviye belirlenmiştir. Ortalama hava akış hızları, laminar akış koşulları dikkate alınarak seçilmiştir. Akış kanalında havanın düzgün yayılı olarak dağılmasını, LID boyunca karışmadan akmasını ve levha malzemesi olan ince filmlerin desteklenmesini sağlamak için oluşturulan alt kanallar, aynı zamanda akış kanalının hidrolik çapını da küçültmektedir.

LID kanallarındaki ortalama akış hızına göre akış, laminar koşullarda kalsa da kanal boyu kısa olduğundan giriş (gelişmekte olan akış) etkileri önemlidir. Ayrıca LID kanallarına girişte ve çıkışta yerel basınç kayıpları oluşmaktadır. Bu iki etkinin dikkate alınabilmesi için sayısal çözüm alanı LIDnin yukarı akım ve aşağı akım yönlerinde uzatılmıştır. Aynı nedenlerle sayısal çözüm türbülanslı akış koşullarında gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümlerden elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak, taze havaya aktarılan (geri kazanılan) ısı güç ve akışın sağlanması için gerekli hidrolik güç hesaplanmıştır. Taguchi analizleri ile **duyulur ısı etkenliği** ve geri kazanılan ısı güç başına harcanan hidrolik güç şeklinde tanımlanan **akış etkenliğini** maksimum yapan tasarım ve işletme parametresi seviyeleri belirlenmiştir. Bu iki performans parametresine göre tasarlanan, iki farklı LIDin ısı ve hidrolik performanslarının hacimsel debiye bağlı değişimleri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (ANSYS/Fluent) ile elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır.

2 Sayısal tasarım

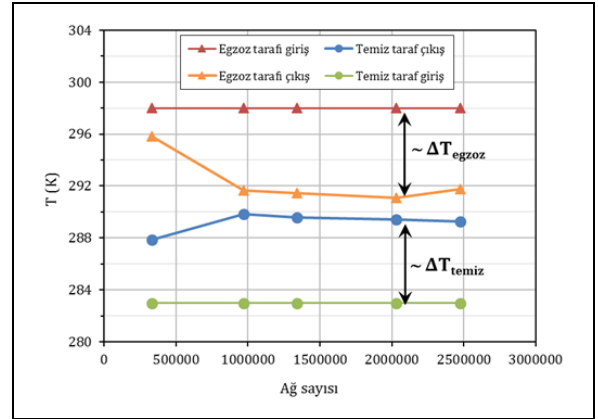
Bu çalışmada; havadan-havaya ısı geri kazanım cihazlarında kullanılan bir çapraz akışlı LIDnin tasarımı, sayısal çözüm yöntemi kullanılarak ele alınmıştır. Üç-dört kişinin yaşadığı küçük bir konut için gerekli taze hava debisi dikkate alınarak, LIDnin levha boyutları 180x180 mm ve yüksekliği 180 mm seçilmiştir. Ayrıca, ısı değiştiricinin egzoz ve taze hava debileri, dengelenmiş havalandırmaya uygun olarak eşit tutulmuştur. LIDnin 3-boyutlu geometrik tasarımı bilgisayar ortamında oluşturulmuştur. Geometrik modelin şematik resmi, boyutları, ve sayısal çözüm için sınır şartları Şekil 1'de verilmiştir. LIDnin sayısal çözümünde yapısal ağ tercih edilmiştir. Temiz hava ve egzoz havası kanallarındaki ağ yapısı, levha yüzeyine doğru sıkılaştırılmıştır. İyileştirilmiş duvar fonksiyonunda (Enhanced Wall Treatment) genellikle yüzeye yakın laminar alt tabakayı ($y^+<5$) çözmek için ince (fine) ağ yapısı gerekmektedir [25].



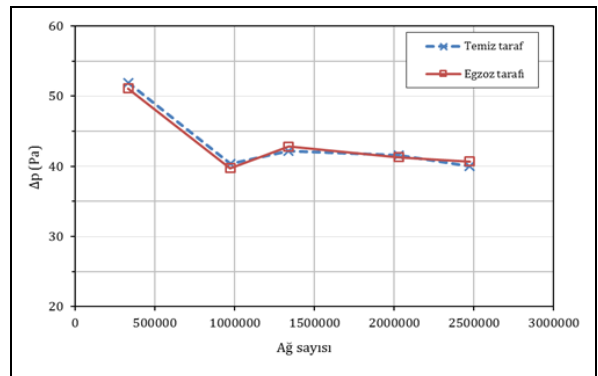
Şekil 1: Levhalı ısı değiştiricinin şematik resmi, boyutları, sınır şartları ve ağ yapısı.

Bu yüzden; en yüksek hacimsel debide ve seçilen ortalama akış hızlarına göre Reynolds sayısının düşük olmasından dolayı, temiz ve egzoz havası akış kanallarındaki levha yüzeyine yakın akış bölgelerinde, $y^+ \approx 1$ için ince yapısal ağlar kullanılmıştır. Ayrıca tüm LID sayısal modelleri için benzer ağ yapıları kullanıldığından, düşük hacimsel debilerdeki çözümler $y^+ \leq 1$ için yapılmıştır. Hem IEM hem de AEM için kullanılan ağ yapısı Şekil 1'de verilmiştir. Ayrıca, LID kanallarına girişte ve kanalların çıkışında oluşacak yerel basınç kayıplarını da dikkate almak üzere, ısı geri kazanım cihazının yukarı ve aşağı akım yönündeki hava akış bölgeleri (ellişer mm) sayısal modele eklenmiştir. Uzatılan yukarı akım bölgelerinin girişinde; hız ve sıcaklık profillerinin düzgün (üniform) dağılımlı olduğu kabul edilmiştir. Uzatılan aşağı akım bölgelerinin çıkışında, basınç sabit (pressure outlet, $p=0$) kabul edilmiştir. Levha sayısının fazla olması, akış ve ısı geçişi için sayısal çözümün 3-boyutlu yapılması nedeniyle; hem temiz hava hem de egzoz havası tarafı için birer kanal seçilmiştir. Ayrıca sayısal çözüm süresini kısaltmak için kanalların yarısı modellenmiş ve simetrik sınır şartı tanımlanmıştır. En yüksek hacimsel debide, 5 farklı ağ sayısı ile oluşturulan sayısal modeller kullanılarak yapılan ağ sayısından bağımsızlık çalışmasının sonuçları, Şekil 2'de verilmiştir.

Sayısal çözümlerde, ılıman iklimdeki tipik ısıtma sezonu koşullarını temsil etmesi bakımından; aralarındaki sıcaklık farkı 15 °C olacak şekilde, egzoz havasının LIDye giriş sıcaklığı 298 K, temiz havanın giriş sıcaklığı ise 283 K kabul edilmiştir. Çalışmada, farklı malzemelerden üretilen ısı geçişi levhalarının kalınlıkları 0.2 mm alınmıştır. Levha malzemesi olarak seçilen alüminyum folyo, kağıt ve ABS (Acrylonitrile Butadiene Styrene) film için ısı iletim katsayıları sırasıyla; 202.4 W/mK, 0.09 W/mK ve 0.15 W/mK'dir. Temiz ve egzoz havası tarafındaki alt kanalların oluşturulmasında, ABS malzeme kullanılmıştır. Havanın termodinamik özellikleri Kaynak [26]'dan alınmıştır.



(a)



(b)

Şekil 2: Temiz hava ve egzoz havası tarafındaki. (a): Sıcaklık farklarının ve (b): Basınç düşümlerinin ağ sayısı ile değişimi.

LIDnin girişinde ve çıkışında oluşacak türbülans etkilerini dikkate almak için Standart k-epsilon (k-ε) türbülans modeli seçilmiştir [27]-[32]. Zamandan bağımsız, yer çekimi etkisinin ihmal edildiği, sıkıştırılmaz akış için Navier-Stokes ve türbülans modeli denklemlerinin ayrıştırılmasında ve çözümünde; sonlu hacimler tabanlı ticari HAD kodu ANSYS/Fluent kullanılmıştır. Hız-basınç ilişkisinin tanımlanmasında SIMPLE algoritması (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) seçilmiştir. Bu algoritmada ikinci mertebeden (Second Order Upwind) ayrıştırılmalar kullanılmıştır. Varsayılan rahatlatma parametreleri (Under-Relaxation factors; basınç 0.3, momentum 0.7, türbülans kinetik enerji 0.8 ve türbülans yıkım oranı 0.8) seçilmiştir. Yakınsama kriteri için geçerli değerler (süreklilik, hız bileşenleri, k ve epsilon denklemleri: 10^{-3} , enerji denklemi: 10^{-6}) kullanılmıştır [33]. Sayısal çözümler ortalama 150 iterasyonda yakınsamıştır.

Sayısal çözümde yapılan kabullere göre kütle ve enerjinin korunumu denklemleri aşağıdaki şekildedir [34]:

$$\dot{m}_{giren} = \dot{m}_{çıkan} \quad (1)$$

$$\dot{E}_{giren} = \dot{E}_{çıkan} \quad (2)$$

Sayısal çözüm sonuçlarına göre; temiz hava tarafında geri kazanılan ısı gücü ve LIDde akışın sağlanması için gerekli fan gücü (basınç kayıplarını yenmek için her iki tarafta harcanması gereken toplam akış enerjisi) Denklem (3), (4) gibi hesaplanmıştır [35],[36].

$$Q_{gk} = \dot{m}c_p(T_c - T_g) \quad (3)$$

$$P_{hidrolik} = 2 \times \left(\frac{\dot{V}}{3600} \Delta p \right) \quad (4)$$

Performans ölçütü veya bağımlı değişken olan akış etkenliği ve ısı etkenlik, aşağıdaki gibi tanımlanmıştır. Akış etkenliği; geri kazanılan birim ısı enerjisi başına temiz ve egzoz havası taraflarında harcanan toplam akış enerjisi şeklinde Denklem (5)'te tanımlanmıştır.

$$\eta_{akış} = Q_{gk}/P_{hidrolik} \quad (5)$$

Isıl etkenlik; temiz tarafta geri kazanılan ısı gücün, aktarabilecek maksimum ısı güce oranı şeklinde Denklem (6)'da tanımlanmıştır [35].

$$\epsilon_{ısıl} = Q_{gk}/Q_{mak.} \quad (6)$$

Maksimum ısı gücü ise Denklem (7)'deki gibi tanımlanmıştır.

$$Q_{mak.} = \dot{m}c_p(T_{egzoz,g} - T_{temiz,g}) \quad (7)$$

3 Taguchi deneysel tasarım yaklaşımı

Deneysel tasarımın amacı, deneme yanılma yönteminde çoğunlukla göz ardı edilen, değişkenler arasındaki etkileşimlerin de performansa etkisinin incelenmesidir. Deneysel tasarım aslında, bir sistemin veya işlemin incelenmesi için istatistiksel bir yaklaşımdır. Bu yolla; bağımsız değişkenlerin sonuca, değişkenler arasındaki etkileşimlere ya da etkileşimin hiç olmamasına bağlı olarak, değişkenlerin önemi hakkında bir karar verilebilir. Farklı deney tasarım yöntemleri ile en uygun koşulları belirlemek üzere yapılan araştırmalar; tam faktöriyel tasarım ve kesirli faktöriyel

tasarım şeklinde ikiye ayrılmaktadır [37]. Tam faktöriyel tasarım; belirli bir değişken seti için olası tüm kombinasyonların belirlenmesidir. Endüstriyel uygulamaların çoğunda deneylerde etkili değişken sayıları çok fazla olduğundan, tam faktöriyel tasarım, çok sayıda deney yapılmasını gerektirir. Bu da çok maliyetli ve zaman alıcıdır [38]. Kesirli faktöriyel tasarım; deney sayısını uygulanabilir bir düzeye indirmek amacıyla, en fazla bilgiyi üreten tüm olasılıklardan, sınırlı sayıda deneyin seçilmesidir. Kesirli faktöriyel tasarım çok karmaşıktır ve uygulanması veya deneylerden elde edilen sonuçların analizi için genel bir kılavuz bulunmamaktadır. Bu zorlukları göz önüne alan Dr. Genichi Taguchi, kesirli faktöriyel tasarımda yeni bir deneysel tasarım stratejisi geliştirmiştir [39].

1950'lerde geliştirilen istatistiksel bir yaklaşım olan Taguchi yöntemi, en uygun tasarım değişkenlerini belirlemek için sistematik ve etkili bir yaklaşımdır. Taguchi yöntemi; az sayıda deney ile tüm deneysel bölgenin incelenmesi için Ortogonal Dizilerden (OD) elde edilen kesirli tasarımları kullanmaktadır. Bu yöntem, deneylerin zaman ve maliyetlerini düşürmenin yanında, gerçekleştirilecek bazı ek işlemlerle en uygun koşulların belirlenmesini de sağlar. Ayrıca, Taguchi yönteminden çıkarılan sonuçlar, deneysel bölgenin tamamında geçerlidir. Taguchi yönteminde, bilinen deney tasarımlarından farklı olarak, hem ortalama hem de değişkenlik eş zamanlı modellenebilmektedir [40]-[42].

Taguchi yönteminde; bir ODnin sütunları; en uygun tasarım için elde edilecek deneysel değişkenleri temsil ederken, satırlar; değişkenlerin farklı seviyelerinin en uygun kombinasyonlarını temsil eder. Ayrıca, ODdeki her bir değişkenin en uygun seviyesinin belirlenmesinde, deneysel sonuçların ortalaması ve varyansı, Sinyal/Gürültü (S/G) oranı olarak bilinen tek bir performans ölçütü ile birleştirilmektedir [43]. S/G oranının analizinde üç farklı performans kategorisi (kalite karakteristiği) tanımlanmaktadır. Bunlar; en küçük en iyi, en büyük en iyi ve ağırlıklı (nominal) en iyi şeklindedir.

En küçük en iyi;

$$S/G = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right) \quad (8)$$

En büyük en iyi;

$$S/G = -10 \log \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right) \quad (9)$$

Ağırlıklı (nominal) en iyi;

$$S/G = 10 \log \left(\frac{\bar{y}^2}{s_y^2} \right) \quad (10)$$

Burada; y gözlemlenen verileri, \bar{y} gözlemlenen verilerin ortalamasını, s_y^2 , y 'nin varyansını, n gözlem sayısını ifade eder. En büyük S/G oranı, performans kategorisine bakılmaksızın, en iyi performans karakteristiğine karşılık gelmektedir. Bu nedenle değişkenlerin en uygun seviyelerini en yüksek S/G oranı belirlemektedir. Her seviyede performansı incelenen bir değişken için en iyi sonuç, S/G oranlarının ortalaması kullanılarak, başlıca etkilerin analizi (main effect analysis) ile belirlenmektedir. Değişkenlerin en iyi seviyeleri, ortalamaların analizi (analysis of means-ANOM) ve varyans analizi (analysis of variance-ANOVA) kullanılarak belirlenmektedir [44],[45].

Taguchi yönteminde son olarak, ODDen elde edilen sonuçlara göre; değişkenlere ait seviyelerin, en uygun koşulları sağlayan bir kombinasyonu elde edilir.

3.1 Değişkenlerin seçilmesi ve ortogonal dizi (OD)

Taguchi yönteminde, önerilen ODDer ile en az denemeyle etkili bir deneysel performans ölçümü sağlanabilir. Bu çalışmada, yapılan literatür taraması sonuçları dikkate alınarak; ortalama hava akış hızı (u), kanal yüksekliği(H), alt kanal sayısı (N) ve levha malzemesi (M) performans üzerinde etkili değişkenler olarak seçilmiştir. Literatür araştırması ve seçilen bu değişkenler için yapılan ön hesaplamalar neticesinde belirlenen alt seviyeler, Tablo 1’de verilmiştir.

Taguchi yönteminde ilk adım uygun ODDin seçilmesidir. ODDin yapısı, hedef fonksiyonun toplam serbestlik derecesine göre belirlenir. L_9 ODDsi için serbestlik derecesi (serbestlik derecesi= $4 \times 2 + 1 = 9$); seçilen etkili değişkenler ve alt seviyelerin sayısına göre belirlenir. İncelenen problem için en uygun OD olan (L_9-3^4) L_9 ODye göre tanımlanan sayısal tasarım değişkenleri ve alt seviyeleri Tablo 2’deki gibi düzenlenmiştir. LID tasarımında; akış etken model (AEM) ve ısıl etken model (IEM) olarak adlandırılan hedef sayısal modeller için tasarım değişkenlerinin en uygun alt seviyelerinin kombinasyonları belirlenmiştir.

AEM ve IEM için değişkenlerin alt seviyelerinin her bir farklı kombinasyonu, ayrı bir LID sayısal modeli tasarımıdır. Tablo 2’de verilen OD ile tanımlanan bu 9 farklı sayısal LID modelinin çözümünden elde edilen sonuçlar, etkili değişkenlerin kalite karakteristiklerinin belirlenmesinin sağlayacak S/G oranlarının hesabında kullanılmıştır.

4 Sonuçlar

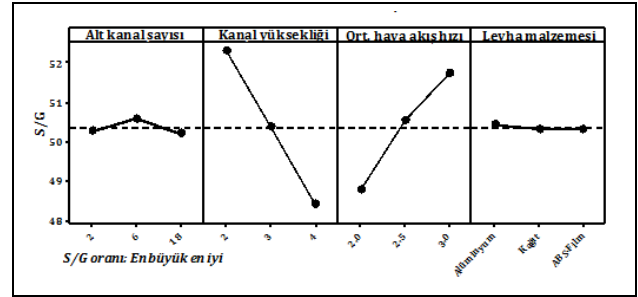
4.1 Sinyal/Gürültü (S/G) oranının belirlenmesi

Taguchi yönteminde, deneysel tasarımın varyasyonlarının başarısını ölçmek için S/G oranı kullanılmaktadır. LID tasarımında IEM ve AEM için seçilen etkili değişkenlerin en uygun seviyelerinin belirlenmesinde; “en büyük en iyi” performans kategorisi (Denklem (10)) seçilmiştir. IEM ve AEM için her değişkenin en iyi seviyesi, S/G oranları kullanılarak elde edilmiştir. Değişkenlerin her bir seviyesi için sayısal çözüm sonuçları kullanarak elde edilen S/G oranlarının ortalamaları Tablo 3 ve 4’te verilmiştir.

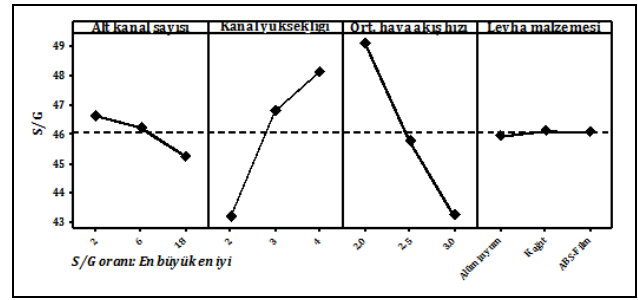
IEM ve AEMde; değişkenlerin her bir seviyesi için ortalama S/G oranları ve değişken seviyelerinin S/G oranları arasındaki farklar (mak-min) Tablo 5 ve 6’da verilmiştir. Belirlenen ODye göre IEM ve AEM LIDlerin tasarımına; değişkenlerin nitelik etkileri Tablo 5 ve 6’da ve bu değişkenlerin nicelik etkileri de Tablo 7 ve 8’de verilmiştir.

Bu etkiler, sayısal çözüm sonuçlarının ve S/G oranlarının toplam ortalama değerlerine göre tanımlanmış ve değerlendirilmiştir. IEM ve AEM için hesaplanan S/G oranları, sayısal deney sonuçlarının toplam ortalama değerleri kullanılarak hesaplanmıştır. S/G oranının hesaplamasında bir diğer gereklilik de en uygun değişken seviyelerini

belirlemektir. Değişkenlerin amaç fonksiyonları (IEM ve AEM) için en uygun seviyeleri, ODye uygun farklı seviye kombinasyonları ile oluşturulan, sayısal tasarımlardan elde edilen sonuçlar kullanılarak değerlendirilmiştir. Değişkenlerin en uygun seviyeleri, Tablo 3 ve 4’te IEM ve AEM için belirlenmiştir. Şekil 3’te ise bu seviyelerin S/G oranı grafikleri verilmiştir. Tablo 5 ve 6’da verilen ANOM sonuçlarından, birinci ve ikinci seviyedeki etkili değişkenlerin, kanal yüksekliği ve ortalama akış hızı olduğu belirlenmiştir. IEM ve AEM için LID tasarımında en uygun kombinasyon sırasıyla; N=6, H=2 mm, u=3 m/s, M=alüminyum folyo ve N=2, H=4 mm, u=2 m/s, M=kağıttır. Elde edilen bu sonuçlar literatür [18],[22] ile uyumludur.



(a)



(b)

Şekil 3(a): IEM, (b): AEM için S/G oranlarının ortalaması.

4.2 IEM ve AEM için ANOVA analizi

Bu çalışmada, ısıl ve hidrolik performans üzerinde etkili değişkenler olarak seçilen; alt kanal sayısı, kanal yüksekliği, ortalama hava akış hızı ve levha malzemesinin IEM ve AEM performansı üzerindeki etkileri ANOVA analizi ile incelenmiştir. Buna ek olarak, değişkenlerin ve değişken etkileşimlerinin matematiksel modellerini türetmek için çoklu regresyon analizi kullanılmıştır. ANOVA, tüm değişkenlerin tekil etkileşimlerini belirlemek için kullanılan istatistiksel bir yöntemdir. ANOVA analizinde, her bir değişkenin yüzde dağılımları, o değişkenin performans ölçütüne etkilerini ölçmek için kullanılmıştır. Yapılan çalışmalarda güven aralığı %95’dir. IEM ve AEMde S/G oranlarına ait ANOVA sonuçları sırasıyla Tablo 7 ve 8’de verilmiştir. ANOVA’da değişkenlerin önemi, her bir değişkenin F değeri ile $F_{0.05}$ tablosundaki değerleri karşılaştırılarak belirlenmiştir.

Tablo 1: Seçilen etkili değişkenler ve alt seviyeleri.

| Seviye | Alt kanal sayısı-N (adet) | Kanal yüksekliği-H (mm) | Ortalama akış hızı-u (m/s) | Levha malzemesi-M |
|--------|------------------------------|----------------------------|-------------------------------|-------------------|
| 1. | 2 | 2 | 2 | Alüminyum Folyo |
| 2. | 6 | 3 | 2.5 | Kağıt |
| 3. | 18 | 4 | 3 | ABS Film |

Tablo 2: L₉ OD'sine göre tasarım değişkenlerinin alt seviyeleri ile oluşturulan 9 farklı sayısal LID modeli.

| Sayısal Model | N (adet) | H (mm) | u (m/s) | M |
|---------------|----------|--------|---------|-----------------|
| 1 | 2 | 2 | 2 | Alüminyum Folyo |
| 2 | 2 | 3 | 2.5 | Kağıt |
| 3 | 2 | 4 | 3 | ABS Film |
| 4 | 6 | 2 | 2.5 | ABS Film |
| 5 | 6 | 3 | 3 | Alüminyum Folyo |
| 6 | 6 | 4 | 2 | Kağıt |
| 7 | 18 | 2 | 3 | Kağıt |
| 8 | 18 | 3 | 2 | ABS Film |
| 9 | 18 | 4 | 2.5 | Alüminyum Folyo |

Tablo 3: Başlıca etkiler için değişken seviyelerinin S/G oranlarının ortalaması (IEM).

| N (adet) | S/G | H (mm) | S/G |
|----------|--------------|------------------------|--------------|
| 2 | 50.26 | 2 | 52.30 |
| 6 | 50.58 | 3 | 50.36 |
| 18 | 50.20 | 4 | 48.38 |
| u (m/s) | S/G | M | S/G |
| 2 | 48.76 | Alüminyum Folyo | 50.42 |
| 2.5 | 50.55 | Kağıt | 50.30 |
| 3 | 51.74 | ABS Film | 50.31 |

Tablo 4: Başlıca etkiler için değişken seviyelerinin S/G oranlarının ortalaması (AEM).

| N (adet) | S/G | H (mm) | S/G |
|----------|--------------|-----------------|--------------|
| 2 | 46.63 | 2 | 43.19 |
| 6 | 46.23 | 3 | 46.79 |
| 18 | 45.25 | 4 | 48.12 |
| u (m/s) | S/G | M | S/G |
| 2 | 49.09 | Alüminyum Folyo | 45.93 |
| 2.5 | 45.77 | Kağıt | 46.12 |
| 3 | 43.25 | ABS Film | 46.06 |

Tablo 5: S/G oranları için en büyük en iyi ANOM sonuçları (IEM).

| Seviye | N (adet) | H (mm) | u (m/s) | M |
|-----------------|----------|----------|----------|----------|
| 1 | 50.26 | 52.30 | 48.76 | 50.42 |
| 2 | 50.58 | 50.36 | 50.55 | 50.30 |
| 3 | 50.20 | 48.38 | 51.74 | 50.31 |
| Δ (mak - min) | 0.38 | 3.92 | 2.98 | 0.11 |
| Sıralama (Rank) | 3 | 1 | 2 | 4 |

Tablo 6: S/G oranları için en büyük en iyi ANOM sonuçları (AEM).

| Seviye | N (adet) | H (mm) | u (m/s) | M |
|-----------------|----------|----------|----------|----------|
| 1 | 46.63 | 43.19 | 49.09 | 45.93 |
| 2 | 46.23 | 46.79 | 45.77 | 46.12 |
| 3 | 45.25 | 48.12 | 43.25 | 46.06 |
| Δ (mak-min) | 1.38 | 4.93 | 5.84 | 0.19 |
| Sıralama (Rank) | 3 | 2 | 1 | 4 |

Yapılan değerlendirmeler sonucunda, IEMde; geri kazanılan ısı gücü üzerinde kanal yüksekliğinin etkisi %62.19 iken bu değişkeni %35.46 ile ortalama hava hızı takip etmektedir. AEMde ise; ortalama hava akış hızının akış etkenliği üzerindeki etkisi %55.82 iken, bu değişkeni %36.15 ile kanal yüksekliği takip etmektedir. Her iki modelde de alt kanal sayısı ve levha malzemesinin performans ölçütlerine etkisi çok azdır. Bu sonuç literatür [22] ile uyumludur. IEM için temiz tarafta geri

kazanılan ısı gücünü ve AEM için akış etkenliğinin tahmininde kullanılacak denklemler çoklu regresyon analizden elde edilmiştir. IEM ve AEM için denklemleri; değişkenler ve bu değişkenlerin etkileşimleri göz önüne alınarak oluşturulmuştur. IEM ve AEM için sadece değişkenler dikkate alınarak türetilen denklemler, sırasıyla Denklem (11),(12)'de verilmiştir. IEM için;

$$Q_{gk} = C_Q - 0.158 \times N + 75.61 \times H - 114.2 \times u \quad (R^2 = \%98) \quad (11)$$

AEM için;

$$\eta_{akış} = C_\eta - 1.11 \times N + 56.3 \times H - 140 \times u \quad (R^2 = \%96) \quad (12)$$

Burada, R² determinasyon katsayısı olup IEM ve AEM için sırasıyla 0.98 ve 0.96 olarak hesaplanmıştır. Değişkenler ve bu değişkenlerin ikinci derece etkileşimleri de dahil edilerek türetilen denklemler ise sırasıyla Denklem (13),(14)'te verilmiştir. IEM için;

$$Q_{gk} = C_Q - 0.16 \times N + 112 \times H - 273 \times u + 6.1 \times H^2 - 31.7 \times u^2 \quad (R^2 = \%98) \quad (13)$$

AEM için;

$$\eta_{akış} = C_\eta - 1.113 \times N + 151.6 \times H - 603 \times u - 15.9 \times H^2 + 92.7 \times u^2 \quad (R^2 = \%99) \quad (14)$$

İkinci dereceden etkileşimli denklemler için R² determinasyon katsayısı IEM ve AEM için sırasıyla 0.98 ve 0.99 olarak hesaplanmıştır. IEM için değişken etkileşimlerinin de dahil edildiği ve sadece değişkenler için elde edilen değeri 0.98'dir. Benzer durumda AEM için değişken etkileşimli durumda 0.99 iken sadece değişkenler için elde edilen değeri 0.96'dır. Her iki durumda türetilen denklemler için farklı levha malzemelerine ait sabitler Tablo 9 ve 10'da verilmiştir.

4.3 Sonuçların geçerliliği

Taguchi yönteminde son adım, elde edilen sonuçlar için doğrulama testinin yapılmasıdır. Doğrulama testlerinde kullanılan model, değişkenlerin performans ölçütünde ürettiği toplam etki ile tanımlanmaktadır.

En uygun kombinasyondan tahmin edilen geri kazanılan ısı gücü ve akış etkenliği için en uygun seviyelerin ortalama performans etkisi Kaynak [46]'da gösterildiği şekilde hesaplanmıştır. Sonuçların geçerliliğinin hesaplanmasında kullanılan eşitlik Denklem (15)'te verilmiştir.

$$\tau = \tau_m + \sum_{i=1}^j (\tau_i - \tau_m) \quad (15)$$

Tablo 7: IEM için ANOVA analiz sonuçları. Kategorik tahmin kodlaması (-1, 0, +1).

| Faktör | Serbestlik Derecesi | Kareler Toplamı | Kareler Ortalaması | F Değeri | P Değeri | % Etki |
|-------------------------|---------------------|-----------------|--------------------|----------|----------|--------------|
| Regresyon | 5 | 53985.9 | 10797.2 | 27.69 | 0.010 | 0.98 |
| Kanal sayısı | 1 | 10.4 | 10.4 | 0.03 | 0.881 | 0.018 |
| Kanal yüksekliği | 1 | 34301.4 | 34301.4 | 87.97 | 0.003 | 62.19 |
| Ortalama hava akış hızı | 1 | 19556.5 | 19556.5 | 50.15 | 0.006 | 35.46 |
| Levha malzemesi | 2 | 117.6 | 58.8 | 0.15 | 0.866 | 0.21 |
| Hata | 3 | 1169.8 | 389.9 | | | 2.12 |
| Toplam | 8 | 55155.7 | | | | 100 |

Tablo 8: AEM için ANOVA analiz sonuçları. Kategorik tahmin kodlaması (-1, 0, +1).

| Faktör | Serbestlik Derecesi | Kareler Toplamı | Kareler Ortalaması | F Değeri | P Değeri | % Etki |
|-------------------------|---------------------|-----------------|--------------------|----------|----------|--------------|
| Regresyon | 5 | 50707.7 | 10141.5 | 15.58 | 0.023 | 0.96 |
| Kanal sayısı | 1 | 515.0 | 515.0 | 0.79 | 0.439 | 0.98 |
| Kanal yüksekliği | 1 | 19037.8 | 19037.8 | 29.24 | 0.012 | 36.15 |
| Ortalama hava akış hızı | 1 | 29394.8 | 29394.8 | 45.15 | 0.007 | 55.82 |
| Levha malzemesi | 2 | 1760.1 | 880.0 | 1.35 | 0.381 | 3.34 |
| Hata | 3 | 1953.2 | 651.1 | | | 3.71 |
| Toplam | 8 | 52660.9 | | | | 100 |

Tablo 9: Denklem 11, 12 için sabitler.

| | Alüminyum | Kağıt | ABS Film |
|----------|-----------|-------|----------|
| C_Q | 276.5 | 283 | 274.6 |
| C_η | 390.6 | 423.7 | 399.5 |

Tablo 10: Denklem 13, 14 için sabitler.

| | Alüminyum | Kağıt | ABS Film |
|----------|-----------|-------|----------|
| C_Q | 134 | 141 | 132 |
| C_η | 822 | 855 | 831 |

Tablo 11: Sayısal çözüm ve Taguchi tahmin sonuçlarının karşılaştırılması.

| | Sayısal Çözüm | Taguchi Tahmini | Fark (%) |
|-----------------------------|---------------|-----------------|----------|
| Geri kazanılan ısı güç, (W) | 502.32 | 500.72 | 0.32 |
| Akış etkenliği | 413.11 | 391.30 | 5.27 |

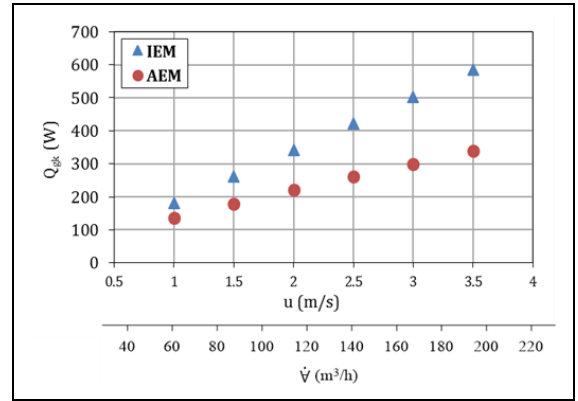
Burada, τ en uygun kombinasyondaki S/G oranını, τ_m deneysel tasarımdan hesaplanan S/G oranının aritmetik ortalamasını ve τ_i değişken seviyelerinin en uygun kombinasyondaki deney tasarımı ile elde edilen S/G oranını belirtmektedir.

IEM ve AEM için elde edilen en uygun kombinasyonlar, ODdeki kombinasyonlar arasında bulunmadığından, Taguchi yöntemi ile tahmin edilen sonuçların doğrulanması gerekmektedir.

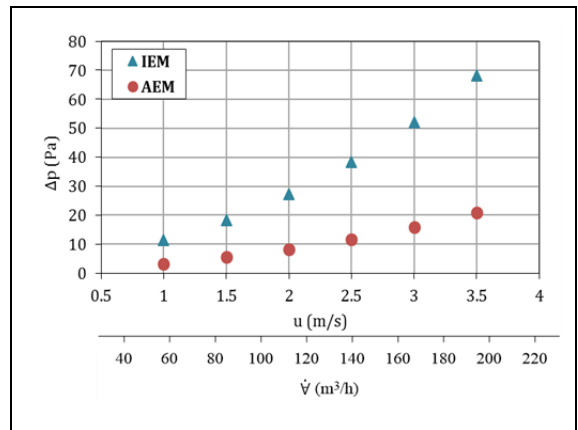
Değişkenlerin en uygun seviyelerine ait kombinasyonlar kullanılarak oluşturulan yeni sayısal modeller, sayısal tasarım bölümünde tanımlanan sınır şartları ile tekrar çözülerek ısı etkenlik ve akış etkenliği hesaplanmıştır. Hesaplanan bu sonuçlar Taguchi yöntemi ile tahmin edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Tablo 11'de Taguchi ile tahmin edilen IEM ve AEM ile en uygun kombinasyondan elde edilen geri kazanılan ısı güç ve akış etkenliği arasındaki farklar verilmiştir. Bu farklar, sayısal sonuçlar ile Taguchi tahminleri arasında iyi bir uyum olduğunu göstermektedir.

Taguchi yönteminin doğruluğu sayısal çözümler ile belirlendikten sonra, IEM ve AEM için geri kazanılan ısı güç, basınç düşümü, akış etkenliği ve ısı etkenlik farklı ortalama akış hızları (hacimsel debiler) için Şekil 4 ve 6'da

karşılaştırılmıştır. Sayısal çözümlerde; egzoz ve temiz hava tarafları için elde edilen ısı güçler arasındaki fark %1'den az ve her iki akış tarafındaki basınç düşümleri arasındaki fark da %3'ten azdır.



(a)

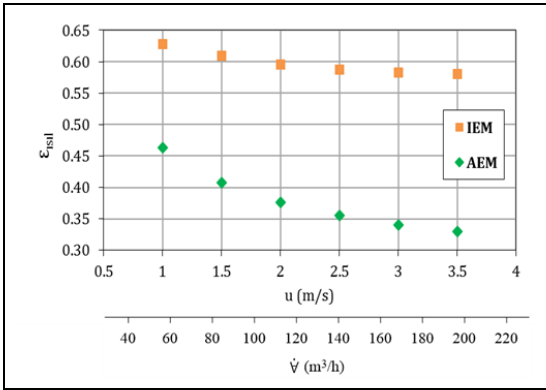


(b)

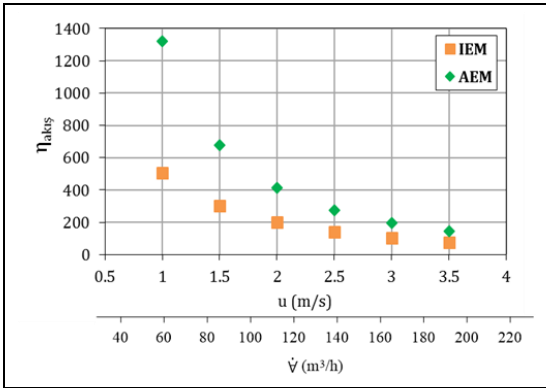
Şekil 4(a): Geri kazanılan ısı güç ve (b): Basınç kaybının ortalama akış hızına bağlı değişimi.

Şekil 4'te görüldüğü gibi her iki LID modelinde de ortalama akış hızının artmasıyla geri kazanılan ısı güç doğrusal artmaktadır. IEMin ısı güçü AEMe göre %32-%72 daha fazladır.

Ancak, basınç düşümü bakımından AEM daha avantajlıdır. Basınç kayıpları ortalama akış hızının karesiyle artmaktadır. IEMdeki basınç düşümü, AEMe göre ortalama 2.5 kat fazladır. Her iki modelde ısıl etkenlik ve akış etkenliği hız arttıkça azalmaktadır (Şekil 5). Hız arttıkça her iki modelin akış etkenliği birbirine yaklaşmaktadır. 1.5-2 m/s (yaklaşık 90-100 m³/h) hız aralığında AEMin akış etkenliği ortalama %10 daha fazladır. Ancak, IEMin ısıl etkenliği AEMe göre daha yüksektir. Her ne kadar IEMin akış etkenliği daha düşük olsa da ısıl etkenlik bakımından daha avantajlıdır. 1.5-2 m/s hız aralığı için IEMin ısıl etkenliği ortalama %35 daha fazladır. Literatürde [22] belirtildiği gibi; LIDlerde, kanal yüksekliği azaldıkça ve alt kanalların etkisiyle hava akımı daha düzgün yayıldığı için IEMde ısıl etkenlik yükselmiştir.



(a)



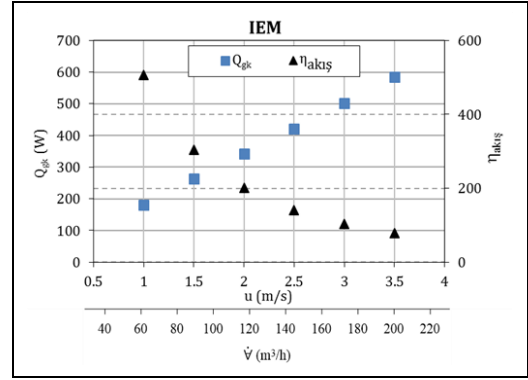
(b)

Şekil 5(a): Isıl etkenlik ve (b): Akış etkenliğinin ortalama akış hızına bağlı değişimi.

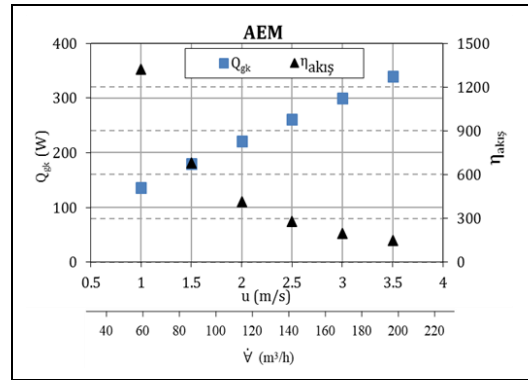
Şekil 6(a)'da IEM için temiz tarafta geri kazanılan ısı güç ile akış etkenliği karşılaştırıldığında; 1.75 m/s hızında (~100 m³/h), geri kazanılan ısı güç 300 W ve akış etkenliği de 250 olarak elde edilmiştir. AEM için ise temiz tarafta geri kazanılan ısı güç ile akış etkenliği karşılaştırıldığında; 1.5 m/s hızında (~90 m³/h), geri kazanılan ısı güç 180 W ve akış etkenliği 680 olarak elde edilmiştir. Her iki modelin ısı güç ve akış etkenliği bakımından en uygun çalışma koşulları karşılaştırıldığında; LID kanalı içerisindeki ortalama hava akış hızı için 1.5-2 m/s aralığı elde edilmiştir.

2 m/s ortalama akış hızında; Şekil 7'de levha sıcaklıkları, kanal simetri düzlemi sıcaklık dağılımları ve simetri düzlemindeki hız

dağılımları, Şekil 8'de ise kanal kesitindeki hız ve kanal boyunca basınç değişimleri IEM ve AEM için verilmiştir.



(a)

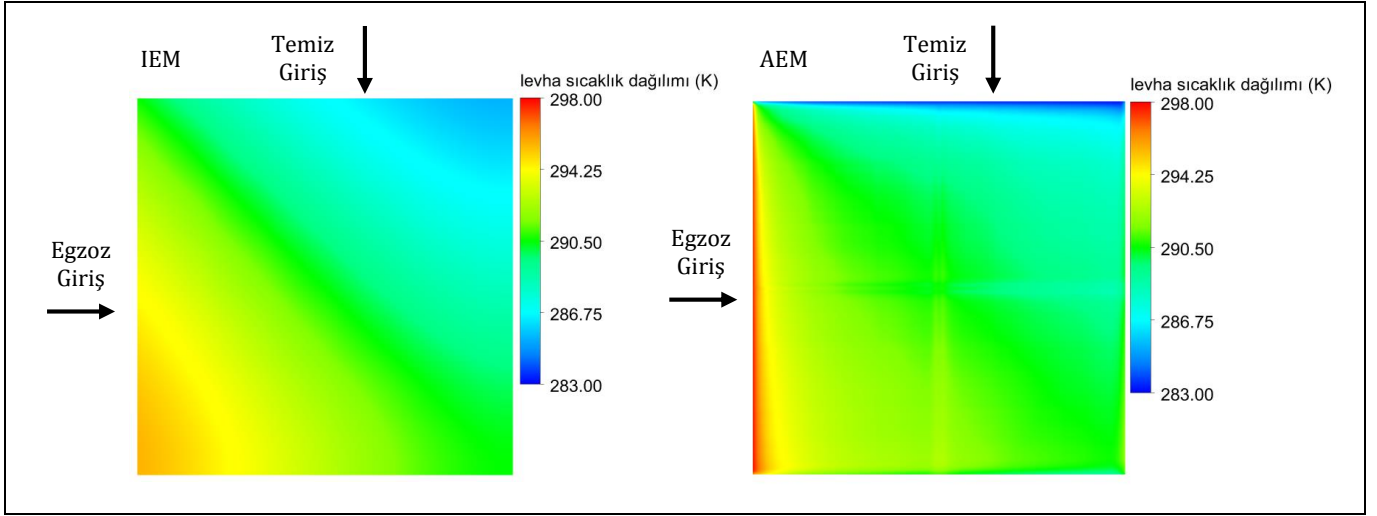


(b)

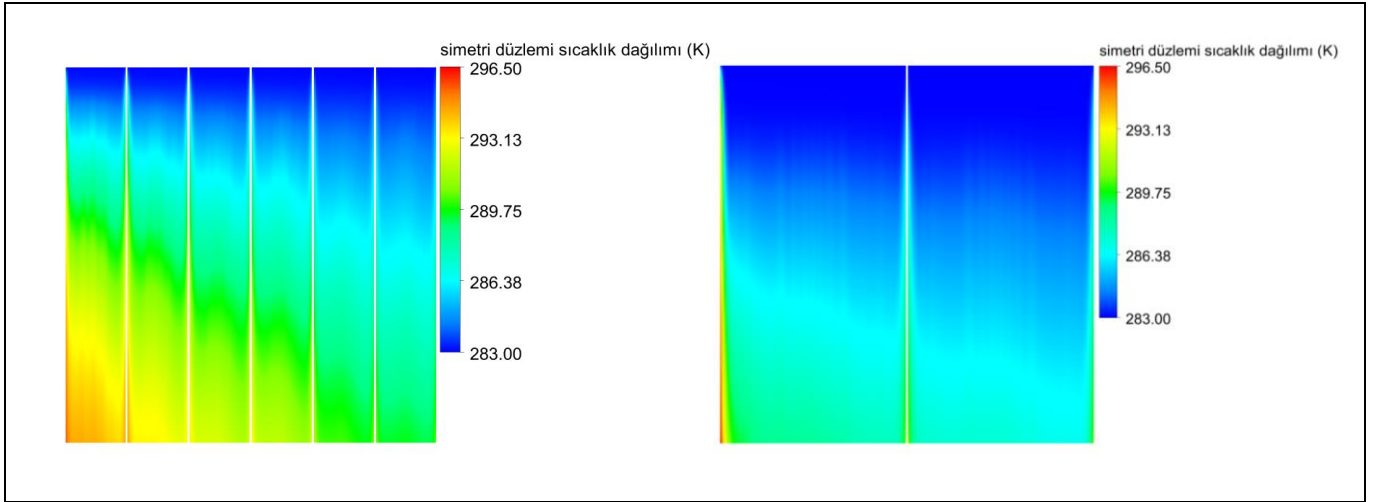
Şekil 6(a): IEM ve (b): AEMde geri kazanılan ısı güç ve akış etkenliğinin ortalama akış hızına bağlı değişimi.

Her iki modelde ortalama levha sıcaklıkları (~290.5 K) aynı olmasına rağmen; Şekil 7(a)'da görüldüğü gibi IEMde, AEMe göre levha yüzeyinde konuma bağlı sıcak farkları daha azdır. Başka bir deyişle; IEMde levha yüzeyindeki sıcaklık değişimi daha az iken, AEMde daha fazladır. Şekil 7(b)'de; IEMde kanal yüksekliğinin AEMin yarısı kadar olması ısı geçişini iyileştirmiş ve kanal girişinden hemen sonra havanın sıcaklığı yükselmeye başlamıştır. AEMde ise hava sıcaklığı yaklaşık toplam kanal boyunun yarısından sonra yükselmeye başlamıştır. IEMde toplam kanal genişliğinin daha küçük alt kanallara bölünmesi, kanallardan geçen havanın daha erken ısınmasına neden olmuştur. Şekil 7(c)'de verilen simetri düzlemindeki hız dağılımları incelendiğinde; IEMde alt kanal sayısının fazla olması (destek elemanları) etkin akış kesitini daraltmış ve ortalama akış hızını yükseltmiştir. AEMde ise ortalama akış hızları daha düşük ve hız düzgün dağılmıştır. Şekil 8'de görüldüğü gibi IEMde AEMe göre; kanal yüksekliğinin ve etkin akış kesit alanının daha küçük olması, sınır tabaka kalınlığını azaltmış ve kanal kesitinde hız değişimi artmıştır. Bu durum ısı geçişini iyileştirirken, basınç kaybını artırmıştır.

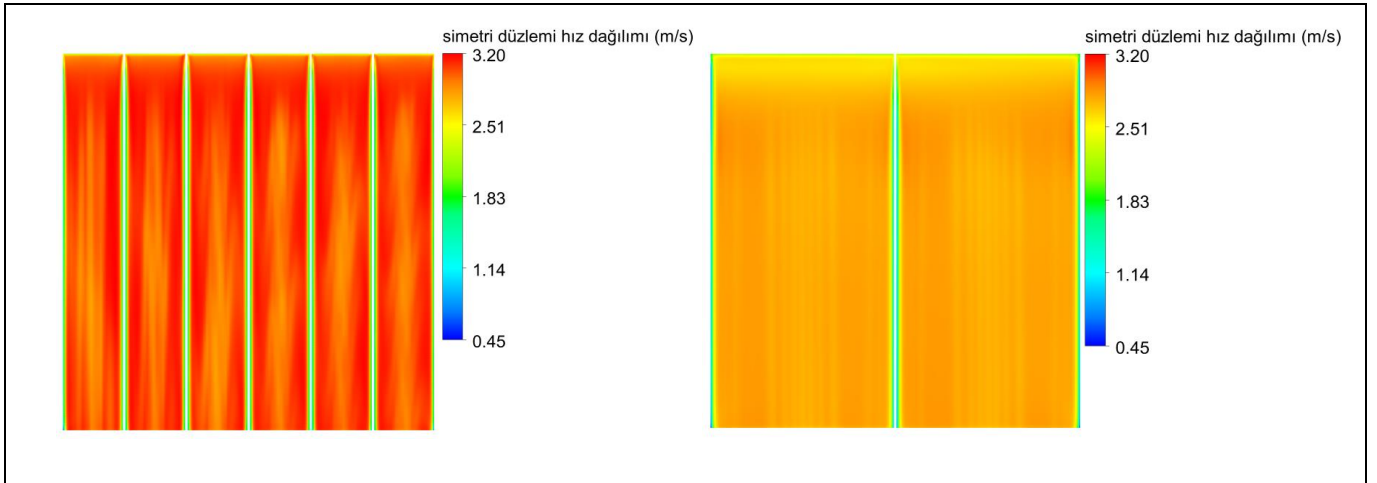
Şekil 9'da IEMin; ısıl etkenliğinin çalışılan hız aralığındaki değişimi (%4) çok küçük iken, AEMin; ısıl etkenliğindeki değişim (%14) daha fazladır. Benzer durum akış etkenliği için de elde edilmiştir. Çalışılan hız aralığında IEM için akış etkenliği; yaklaşık 6.5 kat azalırken, AEMde 9 kat azalmaktadır. IEMin; ortalama ısıl etkenliği %59.7 iken ortalama akış etkenliği 222'dir. AEMin; ortalama ısıl etkenliği %37.9 iken ortalama akış etkenliği 505'dir.



(a)

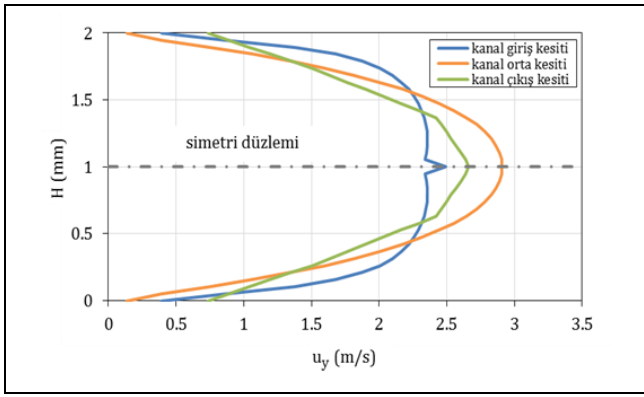


(b)

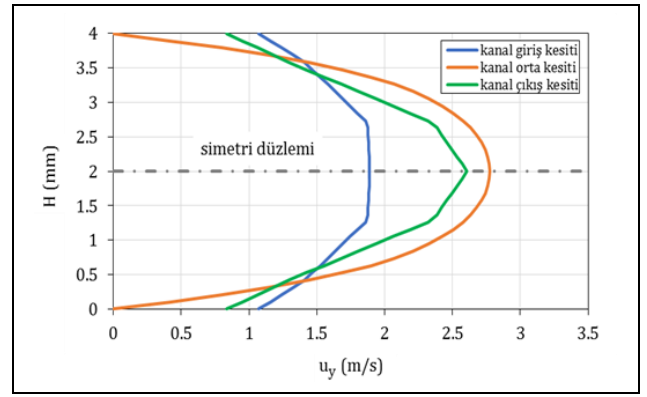


(c)

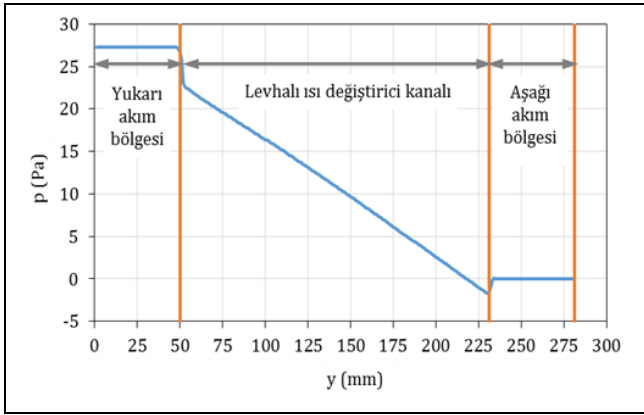
Şekil 7: 2 m/s ($\dot{V} \cong 115 \text{ m}^3/\text{h}$) ortalama akış hızında IEM ve AEM için (a): Levhada sıcaklık dağılımı, (b): Temiz taraf simetri düzleminde sıcaklık dağılımı ve (c): Temiz taraf simetri düzleminde hız dağılımı.



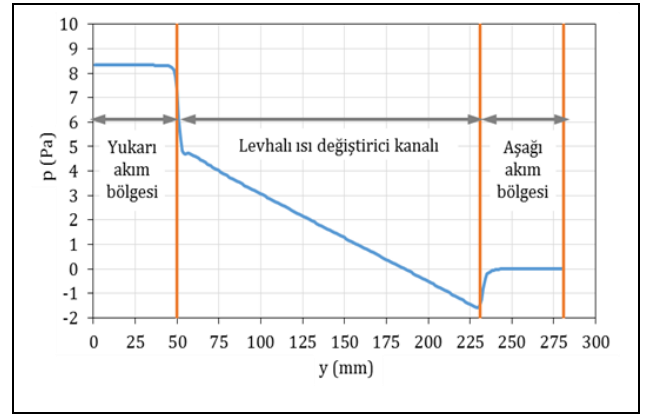
(a)



(b)

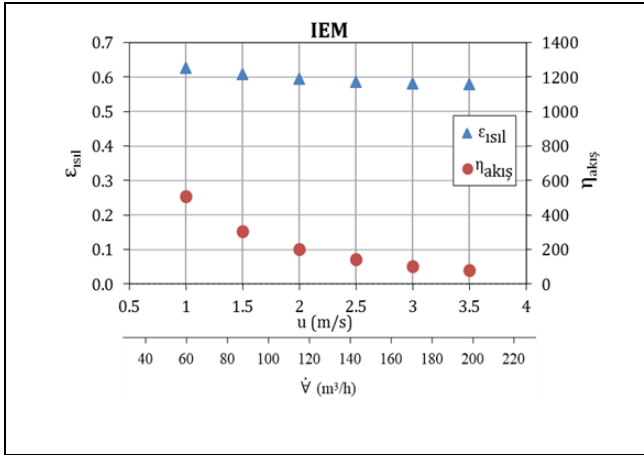


(c)

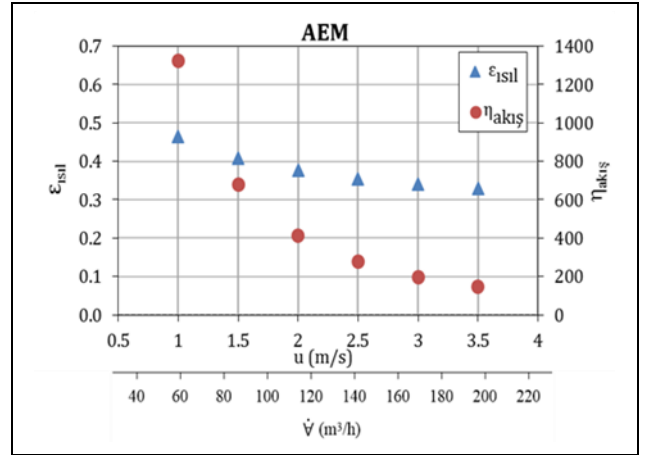


(d)

Şekil 8: 2 m/s ($\dot{V} \cong 115 \text{ m}^3/\text{h}$) ortalama akış hızında, temiz tarafta, kanal giriş, orta ve çıkış kesitlerinde ($G/2$, x-simetri düzlemi), kanal yüksekliği (z) doğrultusunda ve y yönündeki hız profilleri. (a): IEM, (b): AEM; Yukarı akım bölgesi, levhalı ısı değiştirici ve aşağı akım bölgesi boyunca kanal simetri ekseninde basınç dağılımları; (c): IEM, (d): AEM.



(a)



(b)

Şekil 9(a): IEM ve (b): AEMde ısı etkenlik ve akış etkenliğinin ortalama akış hızına bağlı değişimi.

5 Değerlendirme

Bu çalışmada, levha boyutları ve toplam hacmi belirlenen çapraz akışlı LIDde; alt kanal sayısı, kanal yüksekliği, ortalama hava akış hızı ve levha malzemesinin, “geri kazanılan birim ısı enerjisi başına harcanan akış enerjisi” şeklinde tanımlanan akış etkenliği ve “geri kazanılan ısı gücün, geri kazanılabilecek en

yüksek ısı güce oranı şeklinde tanımlanan” ısı etkenlik üzerindeki etkileri, Taguchi yöntemi ve HAD ile incelenmiştir.

LID tasarımı için seçilen geometrik, yapısal ve işletme değişkenlerinin, IEM ve AEM üzerindeki etkileri, oluşturulan 3-boyutlu sayısal modeller kullanılarak değerlendirilmiştir. 9 farklı LID modelinin sayısal çözümlerinde sonlu hacimler tabanlı ANSYS/Fluent ve LID kanallarının giriş ve çıkışında

oluşacak etkileri de göz önüne almak için Standart k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. IEM ve AEM için %95 güven aralığı için akış etkenliği ve ısıl etkenliğin tahmininde regresyon analizi yapılarak değişkenler arasındaki ilişkinin tanımlandığı matematiksel denklemleri türetilmiştir. Etkileri incelenen değişkenlerin IEM ve AEM için değerleri belirlendikten sonra LIDlerin farklı hacimsel debilerdeki performansları karşılaştırılarak, her iki model için en uygun ortalama hava akış hızı (hacimsel debi) elde edilmiştir.

Ayrıca her iki model için levha yüzeyindeki sıcaklık dağılımları, temiz taraf simetri düzlemindeki sıcaklık ve hız dağılımları ve kanal içerisindeki hız dağılımları gösterilmiştir. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

- LID tasarımında; IEM için en uygun tasarımdaki alt kanal sayısı 6, kanal yüksekliği 2 mm, ortalama hava akış hızı 3 m/s ve levha malzemesi alüminyum folyo iken; AEM için en uygun tasarımdaki alt kanal sayısı 2, kanal yüksekliği 4 mm, ortalama hava akış hızı 2 m/s ve levha malzemesi kâğıttır,
- IEM ve AEMin ANOM ve ANOVA sonuçlarına göre; LID tasarımında kanal yüksekliği ve ortalama hava akış hızı en etkili değişkenlerdir,
- IEMde AEMe göre daha fazla (ortalama ~%50) ısı geri kazanılırken, AEMdeki basınç düşümü IEMdeki basınç düşümüne göre ortalama 2.5 kat daha düşüktür,
- IEMin ısıl etkenliği AEMe göre ortalama %35 daha fazlayken AEMin akış etkenliği IEMe göre ortalama %10 daha fazladır,
- Temiz tarafta geri kazanılan ısıl güç ve akış etkenliği birlikte değerlendirildiğinde, IEM için en uygun ortalama hava akış hızı 1.75 m/s iken, AEM için 1.5 m/s'dir. Her iki model için geri kazanılan ısıl güç ve akış etkenliği bakımından en uygun çalışma aralığı 1.5-2 m/s'dir,
- IEM için 1.75 m/s hızda (~100 m³/h), geri kazanılan ısıl güç ve akış etkenliği sırasıyla 300 W ve 250 iken, AEM için 1.5 m/s hızda (~90 m³/h) sırasıyla 180 W ve 680'dir,
- İncelenen debi aralığında (50-200 m³/h) IEMde, AEMe göre ortalama %50 daha fazla ısıl güç geri kazanılmaktadır,
- Her iki modelde 2 m/s akış hızındaki ortalama levha sıcaklıkları (~290.5 K) aynı olmasına rağmen, IEMde, AEMe göre sıcaklık değişimi daha azdır. Ancak, ısı akışı AEMde (~150 W/m²) IEMe (~117 W/m²) göre daha yüksektir,
- IEMde kanal yüksekliğinin AEMin yarısı kadar ve alt kanal sayısının fazla (daha küçük hidrolik çap) olması havaya ısı geçişini iyileştirmiştir. Bu nedenle; AEMde hava sıcaklığı toplam kanal boyunun yarısından sonra artarken, IEMde hava daha erken ısınmıştır,
- IEMde kanal yüksekliğinin azaltılması ve etkin akış kesit alanının küçültülmesi sınır tabaka kalınlıklarını azaltmış ve kanal kesitinde hız değişimini AEMe göre artırmıştır,
- İncelenen hız aralığında (1-3.5 m/s) IEMin ısıl etkenliğindeki değişim %5 iken, AEMin ısıl etkenliğindeki değişim %14'tür. Akış etkenliği IEMde ortalama 6.5 kat azalırken, AEMde ortalama 9 kat azalmaktadır.

IEM ve AEM için çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlar Tablo 12 ve 13'te verilmiştir.

Tablo 12: Taguchi yöntemi ile elde edilen sonuçlar.

| Özellikler | IEM | AEM |
|---|-----------------|--------|
| Alt kanal sayısı, (adet) | 6 | 2 |
| Kanal yüksekliği, (mm) | 2 | 4 |
| Ortalama akış hızı, (m/s) | 3 | 2 |
| Levha malzemesi | Alüminyum folyo | Kâğıt |
| Kanal yüksekliğinin etkisi, (%) | 62.19 | 36.15 |
| Hava akış hızının etkisi, (%) | 35.46 | 55.82 |
| Isıl etkenlik (Taguchi tahmini-%) | 58.07 | - |
| Isıl etkenlik (Sayısal çözüm-%) | 58.26 | 37.59 |
| Akış etkenliği (Taguchi tahmini) | - | 391.30 |
| Akış etkenliği (Sayısal çözüm) | 139.39 | 413.11 |
| Ortalama ısı akısı, (W/m ²) | 172.2 | 149.9 |
| Basınç kaybı hidrolik gücü, (W) | 3.6 | 0.54 |
| Toplam ısı değiştirici kütlesi, (g) | 715 | 317 |
| Toplam levha sayısı, (adet) | 89 | 45 |
| Toplam levha alanı, (m ²) | 2.916 | 1.474 |
| Enerji geri kazanımı, (kW-h/gün) | 12.05 | 5.3 |

Tablo 13: IEM ve AEM için elde edilen sonuçlar.

| Performans değişkenleri | IEM | AEM |
|---|----------------------|---------------------|
| En uygun akış hızı, (m/s) | 1.75 (+%14.3) | 1.5 |
| Hacimsel debi, (m ³ /h) | 100 (+%13) | 87 |
| Geri kazanılan ısıl güç, (W) | 302 (+%40.4) | 180 |
| Ortalama ısı akısı, (W/m ²) | 103.6 | 121.9 (+%15) |
| Isıl etkenlik, (%) | 60.2 (+%32.3) | 40.75 |

6 Semboller ve kısaltmalar

| | |
|-----------------------|--|
| AEM | - akış etken model, |
| C _Q | - ısıl etken model sabiti, |
| C _n | - akış etken model sabiti, |
| c _p | - özgül ısı, (J/kg K), |
| E | - enerji (W), |
| H | - kanal yüksekliği (mm), |
| HAD | - Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, |
| IEM | - ısıl etken model, |
| LID | - levhalı ısı değiştirici, |
| m | - kütleli debi, (kg/s), |
| M | - levha malzemesi, |
| N | - alt kanal sayısı (adet), |
| P _{hidrolik} | - akış enerjisi (W), |
| p | - basınç (Pa), |
| Q _{gk} | - geri kazanılan ısıl güç (W), |
| Q _{mak} | - maksimum ısıl güç (W), |
| S/G | - sinyal/gürültü oranı, |
| T _ç | - çıkış sıcaklığı (K), |
| T _g | - giriş sıcaklığı (K), |
| u | - ortalama akış hızı (m/s), |
| u _y | - y yönündeki yerel akış hızı (m/s), |
| y | - akış yönünde girişten olan uzaklık (mm), |
| Δp | - basınç düşümü (Pa), |
| ΔT | - sıcaklık farkı (K), |
| ε _{ısıl} | - ısıl etkenlik, |
| η _{akış} | - akış etkenliği, |
| ṡ | - hacimsel debi (m ³ /h). |

7 Kaynaklar

- [1] Mardiana-Idayua A, Riffat SB. "An experimental study on the performance of enthalpy recovery system for building applications". *Energy and Buildings*, 43(9), 2533-2538, 2011.
- [2] Zeng C, Liu S, Shukla A. "A review on the air-to-air heat and mass exchanger technologies for building applications". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 75, 753-774, 2017.
- [3] Cuce M, Riffat S. "A comprehensive review of heat recovery systems for building applications". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 47, 665-682, 2015.
- [4] El Fouihya Y, Stabatb P, Rivièreb P, Hoanga P, Archambaulta V. "Adequacy of air-to-air heat recovery ventilation system applied in low energy buildings". *Energy and Buildings*, 54, 29-39, 2012.
- [5] Mardiana-Idayua A, Riffat SB. "Review on physical and performance parameters of heat recovery systems for building applications". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28, 174-190, 2013.
- [6] Junghans L, Widerin P, "Thermal comfort and indoor air quality of the "Concept 22/26" a new high performance building standard". *Energy and Buildings*, 149, 114-122, 2017.
- [7] Wang, Y, Kuckelkorn J, Zhao FY, Spliethoff H, Lang W. "A state of art of review on interactions between energy performance and indoor environment quality in Passive House buildings". *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 72, 1303-1319, 2017.
- [8] Wang Y, Kuckelkorn J, Liu Y. "A state of art review on methodologies for control strategies in low energy buildings in the period from 2006 to 2016". *Energy and Buildings*, 147, 27-40, 2017.
- [9] European Commission. "Joint Research Centre, Indoor Air Quality and the Use of Energy in Buildings, (Report No 17), European Commission, Joint Research Centre-Environment Institute". *Office for Official Publications of the European Communities*, Luxembourg, Italy, 1996.
- [10] Dodoo A, Gustavsson L, Sathre R. "Primary energy implications of ventilation heat recovery in residential buildings". *Energy and Buildings*, 43 (7), 1566-1572, 2011.
- [11] Evola G, Gagliano A, Marletta L, Nocera F. "Controlled mechanical ventilation systems in residential buildings: Primary energy balances and financial issues". *Journal of Building Engineering*, 11, 96-107, 2017.
- [12] Kim MK, Baldini L. "Energy analysis of a decentralized ventilation system compared with centralized ventilation systems in European climates: Based on review of analyses". *Energy and Buildings*, 111, 424-433, 2016.
- [13] Merzkirch A, Maas S, Scholzen F, Waldmann D. "Field tests of centralized and decentralized ventilation units in residential buildings-Specific fan power, heat recovery efficiency, shortcuts and volume flow unbalances". *Energy and Buildings*, 116, 376-383, 2016.
- [14] Manz H, Huber H, Schalin A, Weber A, Ferrazzini M, Studer M. "Performance of single room ventilation units with recuperative or regenerative heat recovery". *Energy and Buildings*, 31(1), 37-47, 2000.
- [15] Zhang LZ. *Conjugate Heat and Mass Transfer in Heat Mass Exchanger Ducts*. USA, Academic Press, 2013.
- [16] Liang CH. "Experiments investigation of the parallel-plates enthalpy exchangers". *Energy Procedia*, 61, 2699-2703, 2014.
- [17] Zhang LZ, Liang CH, Pei LX. "Heat and moisture transfer in application scale parallel-plates enthalpy exchangers with novel membrane materials". *Journal of Membrane Science*, 325(2), 672-682, 2008.
- [18] Min J, Su M. "Performance analysis of a membrane-based energy recovery ventilator: Effects of membrane spacing and thickness on the ventilator performance". *Applied Thermal Engineering*, 30(8-9), 991-997, 2010.
- [19] Zhang LZ. "Heat and mass transfer in plate-fin enthalpy exchangers with different plate and fin materials". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(11-12), 2704-2713, 2009.
- [20] Beattie C, Fazio P, Zmeureanu R, Rao J. "A preliminary study of the performance of sensible and latent heat exchanger cores at the frosting limit for use in Arctic housing". *Energy Procedia*, 78, 2596-2601, 2015.
- [21] Liu P, Nasr MR, Ge G, Alonso MJ, Mathisen HM, Fathieh F, Simonson C. "A theoretical model to predict frosting limits in cross-flow air-to-air flat plate heat/energy exchangers". *Energy and Buildings*, 110, 404-414, 2016.
- [22] Zhang LZ. "Progress on heat and moisture recovery with membranes: From Fundamentals to engineering applications". *Energy Conversion and Management*, 63, 173-195, 2012.
- [23] T'Joena C, Park Y, Wang Q, Sommers A, Han X, Jacobi A. "A review on polymer heat exchangers for HVAC&R applications". *International Journal of Refrigeration*, 32(5), 763-779, 2009.
- [24] Cevallos JG, Bergles AE, Bar-Cohen A, Rodgers P, Gupta S. K. "Polymer Heat Exchangers-History, Opportunities, and Challenges". *Heat Transfer Engineering*, 33(13), 1075-1093, 2012.
- [25] Ansys Inc. *ANSYS/Fluent Theory Guide*. Version 15. USA, SAS IP, Inc., 2013.
- [26] Çengel Y. *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer*. 2nd ed. USA, McGraw-Hill, 2007.
- [27] Wen J, Li Y, Zhou A, Zhang K. "An experimental and numerical investigation of flow patterns in the entrance of plate-fin heat exchanger". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(9-10), 667-1678, 2006.
- [28] Wen J, Li Y. "Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger". *Cryogenics*, 44(11), 823-831, 2004.
- [29] Wasewar KL, Hargunani S, Atluri P, Kumar N. "CFD simulation of flow distribution in the header of plate-fin heat exchangers". *Chemical Engineering Technology*, 30(10), 1340-1346, 2007.
- [30] Ismail LS, Ranganayakulu C, Shah RK. "Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangers and generation of design data for offset and wavy fins". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(17-18), 3972-3983, 2009.
- [31] Zhang Z, Li Y, "CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers". *Cryogenics*, 43(12), 673-678, 2003.
- [32] Lalot S, Florent P, Lang SK, Bergles AE. "Flow maldistribution in heat exchangers". *Applied Thermal Engineering*, 19(8), 847-863, 1999.
- [33] Ansys Inc. *ANSYS/Fluent User's Guide*. Version 15. USA, SAS IP, Inc., 2013.

- [34] Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. 4th ed. USA, Wiley, 2016.
- [35] Kakaç S, Liu H, Pramuanjaroenkij A, *Heat Exchangers, Selection, Rating and Thermal Design*. 3rd ed. USA, CRC Press, 2012.
- [36] Çengel YA, Cimbala JM, *Fluid Mechanics, Fundamentals and Applications*. 3rd ed. USA, McGraw-Hill, 2014.
- [37] Park K, Ahn JH. "Design of experiment considering two-way interactions and its application to injection molding processes with numerical analysis". *Journal of Materials Processing Technology*, 146(2), 221-227, 2004.
- [38] Farkas K, Hossmann T, Plattner B, Ruf L. "NWC: node weight computation in MANETs". *16th International Conference on Computer Communications and Networks, ICCCN 2007, USA, 13-16 August 2007*.
- [39] Rao RS, Kumar CG, Prakasham RS, Hobbs PJ. "The Taguchi methodology as a statistical tool for biotechnological applications: a critical appraisal". *Biotechnology Journal*, 3(4), 510-523, 2008.
- [40] Kim JW, Kim BT, Kwon B. "Optimal stator slot design of inverter-fed induction motor in consideration of harmonic losses". *IEEE Transactions on Magnetics*, 41(5), 2012-2015, 2005.
- [41] Kamaruddin S, Khan ZA, Foong SH. "Application of Taguchi method in the optimization of injection moulding parameters for manufacturing products from plastic blend". *International Journal of Web Engineering and Technology*, 6, 574-580, 2010.
- [42] Georgilakis PS. "Taguchi method for the optimization of transformer cores annealing process". *Journal of optoelectronics and advanced materials*, 10(5), 1169-1177, 2000.
- [43] Montgomery DC. *Design and Analysis of Experiments*. 4th ed. New York, USA, John Wiley, 1997.
- [44] Nelson PR, Wludyka PS, Copeland KAF. *The Analysis of Means, Society for Industrial and Applied Mathematics*. Philadelphia, Pennsylvania, SIAM Series, 2005.
- [45] Montgomery DC, Runger GC. *Applied Statistics and Probability for Engineers*. 5th ed. Hoboken, USA, John Wiley & Sons, Inc., 2011.
- [46] Phadke MS. *Quality Engineering Using Robust Design*. 1th ed. New Jersey, USA, Prentice Hall, 1989.