



POLİTEKNİK DERGİSİ

JOURNAL of POLYTECHNIC

ISSN: 1302-0900 (PRINT), ISSN: 2147-9429 (ONLINE)

URL: <http://dergipark.gov.tr/politeknik>

Çapraz akışlı hava-gaz ısı değiştiricisinin sonlu farklar metodu kullanılarak modellenmesi

Modeling of cross flow air-gas heat exchanger using finite difference method

Yazar(lar) (Author(s)): Halil ATALAY¹, Mustafa Turhan OBAN²

ORCID¹: 0000-0002-4549-584X

ORCID²: 0000-0003-1178-3023

Bu makaleye řu şekilde atıfta bulunabilirsiniz(To cite to this article): Atalay H. ve oban M. T. , “Çapraz akışlı hava-gaz ısı değiştiricisinin sonlu farklar metodu kullanılarak modellenmesi ”, *Politeknik Dergisi*, 21(1): 155-163, (2018).

Eriřim linki (To link to this article): <http://dergipark.gov.tr/politeknik/archive>

DOI: 10.2339/politeknik.389585

Çapraz Akışlı Hava-Gaz Isı Değiştiricisinin Sonlu Farklar Metodu Kullanılarak Modellenmesi

Araştırma Makalesi / Research Article

Halil ATALAY^{1*}, M. Turhan ÇOBAN²

¹Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yozgat Bozok Üniversitesi, Türkiye

²Mühendislik Fakültesi, Makine Müh. Bölümü, İzmir Ege Üniversitesi, Türkiye

(Geliş/Received : 24.01.2017 ; Kabul/Accepted : 08.05.2017)

ÖZ

Bu çalışmada çapraz (dik) akışlı ısı değiştiricileri üzerindeki sıcaklık dağılımı ve ısı transferi hesapları iki boyutlu sonlu farklar modeli kullanılarak yapılmıştır. Çapraz akışlı ısı değiştiricileri birbirine paralel levhalardan oluşur ve bir levhadan sıcak akışkan akarken bir sonraki levhadan soğuk akışkan çapraz geometride akar. Bu yapı birçok levha halinde tekrarlanır. Diferansiyel denklem sonlu farklar denklemleri haline getirildikten sonra iki giriş sıcaklığının bilindiği köşeden başlamak suretiyle satırlar halinde çözümlenir ve bu şekilde tüm ısı değiştiricinin sıcaklık profiline kolaylıkla ulaşılır. Bu çalışma boyunca soğuk akışkan olarak tüm analizlerde hava alınmıştır. Sıcak akışkan olarak ise hava ve yanma gazları alınarak ısı değiştiricinin performansı incelenmiştir. Bu çalışma için sonlu fark denklemleri kullanılarak Java programlama dilinde bir matematiksel model geliştirilmiştir. Örnek olarak 75°C giriş sıcaklığına sahip sıcak akışkan ile 20°C giriş sıcaklığına sahip soğuk akışkanın sıcaklık profili geliştirilen matematiksel model yardımı ile adım adım hesaplanmış ve toplam ısı transfer değeri de yaklaşık 45,5 KW olarak belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, sonlu farklar metodu, sıcaklık dağılımı, dik (çapraz) akışlı ısı değiştiricisi.

Modeling of Cross Flow Air-Gas Heat Exchanger Using Finite Difference Method

ABSTRACT

In this study, temperature distribution and total heat transfer were calculated for two-dimensional cross flow heat exchanger using finite difference method. A cross-flow heat exchanger consists of parallel sheets. While the hot fluid flows from one plate, the cold fluid flows through the next plate with cross geometry. This structure is repeated in many plates. After the differential equation is converted to the finite difference equation, it proceeds in a row by starting from the corner where the two inlet temperatures are known, and thus the temperature profile of the entire heat exchanger is easily reached. Throughout the study, air was used as cold fluid in all analysis. Air and exhaust gases were taken as hot fluid, thus the performance of the heat exchanger was examined. A mathematical model was developed by using the finite difference equations in Java programming language. For example, the temperature profile of a hot air with an inlet temperature of 75 C and the temperature profile of a cold air with an inlet temperature of 20 C were calculated with the aid of the mathematical model and the total heat transfer was determined approximately 45,5 KW.

Keywords: Heat transfer, finite difference method, distribution of temperature, cross flow heat exchanger

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde enerjinin verimli bir şekilde kullanılması zorunlu hale gelmektedir. Bu nedenle enerjinin tüketildiği her noktada enerji kayıplarını minimum seviyeye çekmek gerekmektedir. Kaybedilen ısı miktarı belirli sınırlar içerisinde tutulabilse bile gerek endüstriyel uygulamalarda gerekse iklimlendirme uygulamalarında belirli bir ısı yüküne sahip akışkanın dış ortama atılması mecburiyeti söz konusu olmaktadır. Atık ısı olarak adlandırılan bu kayıp ısı miktarı toplam enerji tüketimi içerisinde önemli bir yere sahiptir. Bu nedenle kayıp enerji miktarının, dolayısıyla işletme giderlerinin azaltılması amacıyla atık ısının meydana geldiği sistemlerde, enerji geri kazanım sistemlerinin tasarlanması ve uygulanması gerekmektedir. Özellikle bu amaç doğrultusunda kullanılan çapraz akışlı

gaz-gaz ısı değiştiriciler binalarda, klima sistemlerinde, kazan bacalarında ısının geri kazanılması için oldukça önemli bir potansiyele sahiptirler. Bu tip sistemlerde herhangi bir işlem sonucunda belirli bir ısı ve nem seviyesine geldikten sonra dışarıya atılmak zorunda kalan sıcak gaz (hava vb.) ile dış ortamdan alınan soğuk gazın (hava vb.) karışmadan birbirlerine göre çapraz geometri ile akması sonucu gerçekleştirdikleri ısı transferi sayesinde atık ısının önemli bir kısmının geri kazanılması sağlanır. Paralel levhalardan oluşan bu tip sistemlerde çapraz akıştan dolayı ısı değiştiricideki sıcaklık profilleri her iki akışkan için de iki boyutlu olarak değişir.

Literatürde çapraz akışlı ısı değiştiricilerin ısı transferi prosesleri üzerindeki çeşitli parametrelerin etkilerine yönelik teorik ve deneysel olarak önemli sayıda çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bazılarını şu şekilde özetlemek mümkündür: Cadavid ve ark.[2] kompakt ısı geri kazanım ünitelerini tasarlamak ve boyutlandırmak

*Sorumlu Yazar (Corresponding Author)
e-posta : halil.atalay@bozok.edu.tr

için alüminyumdan imal edilen bir ısı geri kazanım ünitesinin ısı performansını hesaplamak adına gerekli enerji denklemlerini ayrıştırarak bir hesaplama algoritması geliştirmişlerdir. Hajabdollahi ve ark. [8] hem soğuk hem de sıcak taraflardaki akış dağılımının etkilerini göz önüne alarak, çapraz akışlı bir ısı değiştiriciyi çok amaçlı optimizasyon algoritmasına bağlı olarak optimize etmişlerdir. Optimizasyonu doğrusal, parabolik ve güç yasası dahil olmak üzere üç tekdüze olmayan hız girişi profilleri için gerçekleştirmişler ve optimum sonuçları uniform profil ile karşılaştırmışlardır. Liu ve ark.[10] düz plakalı ısı değiştiricilerinde donma olayındaki giriş koşullarını tahmin etmek için basitleştirilmiş bir teorik model geliştirilmişlerdir. Modelde, donma limitini belirlemek için ısı değiştirici tasarım parametrelerini ve çalışma koşullarını kullanmışlar, soğutma limitleri modelini doğrulamak için deneysel testler yapmışlar ve sonuçların uyumlu olduğunu gözlemlemişlerdir. Navarro ve ark. [11] ϵ -NTU ilişkisini belirlemek adına karmaşık akış düzenlemelerine sahip çapraz akışlı ısı değiştiricileri için bir matematiksel model önermişlerdir. Geliştirilen bu model boru tipi yaklaşımı temel olarak hazırlanmış olup buna göre de ısı değiştiricinin çıkış sıcaklıklarını boru akışı boyunca serpantinlerin ayrıştırılması yoluyla elde etmişlerdir. Oğulata ve ark.[12] dengeli çapraz akışla analiz edilen, karıştırılmamış akışkanlar ile çalışan çapraz akışlı plaka tipi bir ısı değiştirici geliştirmişlerdir. Bu ısı değiştiricinin geçerliliğini belirlemek amacıyla da uygulanabilir bir deneysel düzenek kurarak ısı değiştiriciyi test etmişler ve sıcaklık, hava hızı ve sistemde meydana gelen basınç kayıplarını belirlemişlerdir. Rogiers ve ark.[13] 2.5 KW'lık mikro gaz türbininde kullanmak üzere geliştirdikleri bir ısı değiştirici ünitesinin optimizasyon çalışmasını sunmuşlardır. Bu çalışmadaki zorluğun, sistemin entegrasyonundaki geometrik kısıtlamalar ve üretim sınırları göz önüne alınarak, yüksek etkinliğe sahip bir ısı değiştiricinin kanallardaki düşük basınç düşümü ile birleşimini sağlayacak bir tasarım bulmak olduğunu ifade etmişlerdir. Dolayısıyla bu çalışmada duvarlarda aksel ısı iletimi oluşturan ısı transferi modeli ile birlikte ters bir basınç düşümü modeli kullanmışlardır. Bu ısı değiştiriciyi daha sonra bir gaz türbinine entegre etmişlerdir. Burada iki farklı ısı değiştirici dizayn konfigürasyonu düşünülmüştür. En uygun ısı değiştirici konfigürasyonunu belirlemek için maliyet fonksiyonu olarak çevrim verimini kullanmışlar ve bir optimizasyon uygulamışlardır. Sonuç olarak ısı değiştirici üzerinde iki konfigürasyon arasındaki seçimin dış boyut kısıtlamalarına bağlı olduğunu belirlemişlerdir. Quadir ve ark.[14] üçlü eşmerkezli boru ısı eşanjörünün performansını, farklı akış düzenlerinde ısı eşanjörünün yalıtılmış ve izolasyonsuz koşulları için kararlı durum koşulları altında sonlu elemanlar yöntemini kullanarak sayısal olarak gerçekleştirmişlerdir. Üç sıvı olarak sıcak su, soğuk su ve normal musluk suyunu kullanmışlardır. Farklı akış hızları için ısı eşanjörü uzunluğu boyunca üç akışkanın boyutsuz sıcaklık değişimlerini sunmuşlardır. Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak üç akışkanın sıcaklık değişimlerinin sayısal öngörülerini, ısı transfer katsayılarının sağlanması koşuluyla, büyüklük

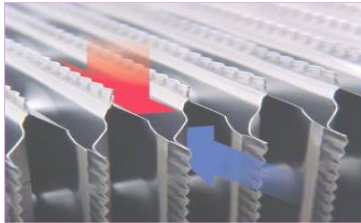
ve eğilim açısından deneylerden elde edilen sonuçlarla uyumlu olduğunu saptamışlardır. Saha ve ark.[15] dikdörtgen mikro kanallı karşıt akışlı ısı eşanjörlerinin tasarımı için bir yöntem sunmuşlardır. Kabul edilen metodolojiyi iki modele dayandırmışlar ve bunları tek boyutlu bir model ve CFD modeli olarak adlandırmışlardır. Bu amaçla hidrodinamik ve termal olarak eşdeğer bir paralel plakalı ısı değiştirici kullanmışlardır. Starace ve ark. [16] çapraz akışlı kompakt ısı eşanjörlerini ϵ -NTU ve LMTD yöntemleriyle modellemişler ve mikro ölçekte ısı transferi geometrisi üzerinde etkili bir değerlendirme yapmaya çalışmışlardır. Aynı zamanda, sıcak ve soğuk taraflarda farklı ve karmaşık kanatlı yüzeylere sahip kompakt çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde analitik yaklaşımlardan yararlanarak güçlü bir alternatif tasarım geliştirmişlerdir. Taler ve ark.[17] karmaşık akış düzenine sahip çapraz akışlı ısı değiştiricileri için buhar sıcaklıkları ve baca gazı üzerindeki kirlilik faktörünün etkisini belirlemek amacıyla sayısal bir model geliştirmişlerdir. Vafajoo ve ark. [18] rafineri baca gazlarından enerji elde etmek ve bir yanma odası giriş havasını ön ısıtma yapmak için reküperatif ısı eşanjörünün matematiksel bir modelini geliştirmişlerdir. Geliştirilen bu modeli plaka eşanjör ile karşılaştırdıklarında basınç düşüşünde% 63'lük bir artış olduğunu gözlemlemişlerdir. Vaiteknas[19] hareketli proses simülasyonuna uygun, çapraz akışlı ısı değiştiriciler için genel bir model sunmuştur. Bu çalışmada birleştirilmiş akış ile sıcaklık ve basınç düşümündeki keyfi geçişler için enerji çözümlerinin formüllerini oluşturmak amacıyla sonlu fark modelini kullanmıştır. Vali ve ark.[20] her biri paralel levhalar veya membranlar arasında ters ve çapraz akışın bir birleşimi olan iki ısı değiştiricisi ile çevresel bir ısı geri kazanım sisteminde ısı transferini çalışmak için kararlı halde iki boyutlu sayısal bir model geliştirmişlerdir. Ayrıca, kararlı hal denklemlerinin sürekliliği, momentum ve ısı transferini çözümlmek için de sonlu farklar metodunu kullanmışlardır. Yang ve ark.[22] dört farklı modelleme yaklaşımı ile borulu ısı eşanjörünün 3-D sayısal simülasyonunu geliştirmişler ve deney sonuçları ile doğrulamışlardır. Dört farklı modelleme yönteminde eşanjörü gözenekli bir ortam olarak kabul etmişler ve CFD ile tüm eşanjörü modellemişlerdir. Sonuçları incelediklerinde periyodik modelin, gözenekli modelin ve bütün modelin ısı transferini tahmin etmede yüksek doğruluk gösterdiğini ve birim modelin ise nispeten daha düşük bir doğruluk gösterdiğini gözlemlemişlerdir.

Bu çalışmanın amacı ve literatürde yapılan çalışmalardan farkı, özellikle uygulama alanlarında, iki boyutlu plaka tipi ısı değiştiricilerin tasarım ve performans analizini hızlı, kolay ve etkin bir şekilde gerçekleştirilmesini sağlamaktır. Bu amaç doğrultusunda sıcak hava veya sıcak yanma gazları kullanarak havayı ısıtan bir çapraz akışlı levha tipi ısı değiştiricinin iki boyutlu sıcaklık profili ve ısı transferi değişimi sonlu fark modeli oluşturularak irdelenmiş ve Java programlama dili kullanılarak da bir matematiksel modelleme çalışması gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen bu model sayesinde iki boyutlu çapraz akışlı

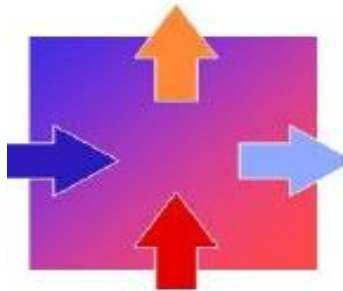
ısı değıştiricisinin hem sıcak akışkan hem de soğuk akışkana ait sıcaklık dağılımları adım adım belirlenmiş ve meydana gelen ısı transfer değeri kolaylıkla hesaplanmıştır. Ayrıca bu model için kullanılan sıcak ve soğuk akışkanın termodinamik ve termofiziksel özellikleri(viskozite, ısı iletkenlik katsayısı vb.) gerçek gaz hal denklemleri ve eğri uydurulmuş veriler kullanılarak hesaplanmıştır. Model üzerinde yapılan örnek çalışma literatürde yapılan çalışmalar ile kıyaslandığında bu tip ısı değıştiricilerinin kullanım alanlarına göre tasarım ve boyutlandırma aşamasında çok küçük hata oranları ile optimum sonuç vermesi özellikle ısı değıştiricilerin seçimi açısından önemli kolaylıklar sağlayacağını göstermektedir. Böylelikle herhangi bir endüstriyel sistemde kullanılacak olan iki boyutlu çapraz akışlı bir ısı değıştiricisinin çalışma şartları (sıcak ve soğuk akışkan giriş sıcaklıkları, debileri, hızları vb.) belirlenerek geliştirilen bu matematiksel model sayesinde tasarımı ve boyutlandırılması daha hassas bir şekilde ve kolaylıkla yapılabilmektedir.

2. ÇAPRAZ AKIŞLI HAVA-GAZ ISI DEĞİŞTİRİCİNİN ISIL ANALİZİ(THERMAL ANALYSIS OF CROSS FLOW AIR-GAS HEAT EXCHANGER):

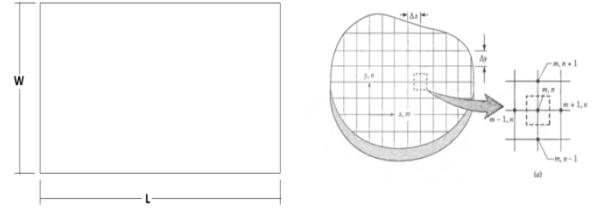
Bu bölümde çapraz akışlı hava-gaz ısı değıştiricinin ısı analizi üzerinde durulacaktır. Şekil 1 ve şekil 2'de çapraz(dik) akışlı bir ısı değıştiricisi kesiti görülmektedir. Bu kesitlerde görüldüğü üzere sistemde yer alan iç hava aşağıdan girmekte yukarıdan çıkmaktadır(veya yukarıdan girmekte aşağıdan çıkmaktadır). Taze hava ise sol taraftan girmekte, sağ taraftan çıkmaktadır.



Şekil 1. Çapraz akışlı ısı değıştiricisi üzerindeki sıcaklık dağılımının şematik gösterimi(Schematic representation of the temperature distribution over the crossflow heat exchanger)



Şekil 2.Çapraz akışlı ısı değıştiricisi üzerindeki genel sıcaklık dağılım konfigürasyonu(Overall temperature distribution configuration on the cross flow heat exchanger)



Şekil 3. Çapraz akışlı ısı değıştiricisi plaka kesitinde sonlu fark gösterimi(Finite difference model for cross-flow heat exchanger plate)

Sayısal olarak sıcaklık dağılımının bulunması, şekil 3'te de gösterildiği gibi sıcaklıkları belli olmayan her düğüm noktasında uygun denge eşitliğinin yazılmasını gerektirmektedir. Bulunan eşitlik takımı, her noktadaki sıcaklık için birbirlerine bağlı olarak çözülebilir. Bu çözümü sağlamak için ısı değıştiricisi plakaları yüzeyinden geçen ısı transfer miktarının hesaplanması gerekmektedir. Temel ısı transfer bağıntısını yazıldığında[3,9];

$$Q_{m,n} = U_{m,n} * \Delta A_{m,n} * (T_{hm,n} - T_{cm,n}) \quad (1)$$

Her bir plaka yüzeyinden geçen ısı miktarı ise;

$$dQ_{m,n} = U_{m,n} * dA_{m,n} * (T_{hm,n} - T_{cm,n}) \quad (2)$$

bağıntısı ile verilmektedir.

Bu denklemlerde plakaların x yönünde m eleman sayısına, y yönünde ise n eleman sayısına sahip olduğu ve Problemin çözüm kolaylığı açısından $\Delta x = \Delta y$ olduğu kabul edilmiştir.

$$x = m * \Delta x \quad (3.a)$$

$$y = n * \Delta x \quad (3.b)$$

Bu problem için sınır koşulları:

$$T_{hm,n} = T_{y0} = \text{Sabit} \quad (4.a)$$

$$T_{cm,n} = T_{x0} = \text{Sabit} \quad (4.b)$$

Isı değıştiricide hem sıcak gaz hem de soğuk gazın giriş sıcaklıklarının biliniyor olması ve sabit olması gerekmektedir. Ayrıca gazların toplam debilerinin veya ısı değıştiricisine giriş hızlarının da biliniyor olması gerekmektedir. Isı değıştiricinin toplam levha sayısı ve levhalar arası mesafenin, Δz , de tam olarak bilinmesi gerekmektedir. Bu çalışmada akış alanı olarak sadece Δz mesafesinin yarısı göz önüne alınacak ve sınır değeri olarak adyabatik sınır değeri olarak varsayılacaktır. Bu yaklaşım sıcaklık profilinin z doğrultusunda değışmediğini varsaymaktadır. Kanallardaki gazın kütleli debisi:

$$\Delta m_{hm,n} = \frac{1}{2} \frac{m_h}{L} \quad (5)$$

$$\Delta m_{cm,n} = \frac{1}{2} \frac{m_c}{L} \quad (6)$$

Soğuk ve sıcak akışkan tarafındaki levha eşittir. Bu tarz ısı değiştiricileri uygulamalarında sıcak akışkan ve soğuk akışkan taraflarının boyu da birbirine eşit olmaktadır. Fakat bu durumun bu şekilde olması da zorunlu değildir. Bu çalışmada da boyların eşit olduğu varsayılmamıştır. Geliştirilen bu modelde hız profilinin dolayısıyla yerel kütleli debilerin de sabit olması gerekmektedir. Eğer değişken hız profili mevcutsa hız profili ve kütleli debi arasındaki ilişki:

$$\Delta m_{hm,n} = \rho_h (T_{hm,n}) \frac{\Delta z}{2} \Delta x V_{hm,n} \quad (7)$$

$$\Delta m_{cm,n} = \rho_c (T_{cm,n}) \frac{\Delta z}{2} \Delta x V_{cm,n} \quad (8)$$

Isı transferi için aynı zamanda termodinamiğin 1. kanunundan (enerji denklemi):

Sıcak akışkan için:

$$\Delta Q_{m,n} = Q_{hinput} - Q_{houtput} = \Delta m_{hm,n} (h_{hinput,m,n} - h_{houtput,m,n}) \quad (9)$$

$$\Delta Q_{m,n} = \Delta m_{hm,n} C_{p_h} (T_{hm,n}) (T_{h(m+1),n} - T_{hm,n}) \quad (10)$$

Soğuk akışkan için:

$$\Delta Q_{m,n} = Q_{cinput} - Q_{coutput} = \Delta m_{cm,n} (H_{cinput,m,n} - H_{coutput,m,n}) \quad (11)$$

$$\Delta Q_{m,n} = \Delta m_{cm,n} C_{p_c} (T_{cm,n}) (T_{cm,(n+1)} - T_{cm,n}) \quad (12)$$

Enerji denkleminde ısı transferi biliniyorsa bir sonraki sonlu elemanın sıcaklık değerleri elde edilebilir. Bu ısı değiştiricide iki taraftaki akış için dikdörtgen profil ısı transferi denklemleri kullanılabilir. Dikdörtgen kanal içindeki sıvı akışı için ısı transferi akış rejimine göre değişir. Akış rejimini bulmak için önce Reynold sayısı bilinmelidir. Reynold sayısı eşitlik 13 ile hesaplanır:

$$Re_D = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad (13)$$

Bu denklemden hidrolik çap değeri D_H aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilmektedir:

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (14)$$

Laminer akış şartlarında ($Re_D < 2100$):

$$x = \frac{\Delta z}{W} \quad (15)$$

$$Nu_D = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4 + a_5 x^5 + a_6 x^6 \quad (16)$$

Çizelge 1. Eşitlik 16 için a_i katsayıları (a_i coeff. for eq.16)

a_0	0,75400000000580E+01
a_1	-0,193789080028494E+02
a_2	0,333861212302836E+02
a_3	-0,170496495070800E+02
a_4	-0,304226226912837E+02
a_5	0,495297442580787E+02
a_6	-0,206246852871550E+02

Geçiş bölgesinde ($2100 < Re < 3300$) ise Abraham, Sparrow Tong [1] denklemini kullanabiliriz.

$$Nu_D = 2,2407 \left(\frac{Re_D}{1000} \right)^4 - 29,499 \left(\frac{Re_D}{1000} \right)^3 + 142,32 \left(\frac{Re_D}{1000} \right)^2 - 292,51 \left(\frac{Re_D}{1000} \right) + 219,88 \quad (17)$$

Türbülanslı bölgede ($Re > 3300$) Gnielinski [6] denklemini kullanılabilir:

$$Nu_D = \frac{h D_H}{k} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000) Pr}{1 + 12,7(f/8)(Pr^{2/3} - 1)} \quad (18)$$

Bu çalışmada sürtünme faktörünün hesaplanması için "Goudar-Sonnad Eşitliği" kullanılmıştır. [7]

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = a^* \left[\ln \left(\frac{d}{q} \right) + D_{CFA} \right] \quad (19)$$

Bu eşitlikte;

$$a = \frac{2.0}{\ln(10)} \quad (20)$$

$$d = \frac{\ln(10) * Re}{5.02} \quad (21)$$

$$q = s^{s/s+1} \quad (22)$$

$$s = b * d + \ln(d) \quad (23)$$

$$b = \frac{\varepsilon/D}{3.7} \quad (24)$$

$$D_{CFA} = D_{LA} * \left(1 + \frac{z/2}{(g+1)^2 + (z/3)^*(2g-1)} \right) \quad (25)$$

$$D_{LA} = z * \frac{g}{g+1} \quad (26)$$

$$g = b * d + \ln\left(\frac{d}{q}\right) \quad (27)$$

$$z = \frac{\ln(q)}{g} \quad (28)$$

Geliştirilen bu modelde sıcak akışkan ve soğuk akışkan aynı dikdörtgen kanaldan aktığı için toplam ısı transfer katsayısını hesaplamada aynı eşitlikten yararlanılabilir. Bu eşitlik:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_h} + \frac{s}{k_t} + R_h + R_c \quad (29)$$

Bir bilgisayar modeli oluşturabilmek için ek olarak suyun ve havanın termodinamik ve termodinamik özelliklerini de hesaplayabilmek gerekir. Havanın termodinamik denklemlerini oluştururken havanın ideal gaz olduğu kabul edilir. Burada hava özgül ısı değerinin sıcaklığın fonksiyonu olarak değiştiği ancak basınç veya

entalpi denkleminde alınmıştır. Cp_i denklemi kısmi devamlı olduğu için toplam entalpi integrasyonunun yanında kısmi devamlı bölgelerin entalpilerinin toplamından oluşur.

$$H(T) = H_0 + \left(\sum_{i=1}^{N-1} \int_{T_{Li}}^{T_{Hi}} Cp_i(T) .dT \right) + \int_{T_{Li}}^T Cp_i(T) .dT \quad (31)$$

bu denklemdeki H₀ entalpi sabiti referans değer olarak alınan 298 K noktasındaki entalpi olup değeri H₀=8636.3959339 KJ/kmol olarak alınmıştır. Entropi formülü de entalpi formülünden çıkarılabilir.

$$s(T, P) = s_0 + \left(\sum_{i=1}^{N-1} \int_{T_{Li}}^{T_{Hi}} \frac{Cp_i(T)}{T} .dT \right) + \int_{T_{Li}}^T \frac{Cp_i(T)}{T} .dT + R \ln \frac{P}{P_0} \quad (32)$$

buradaki s₀=49.101193319821995 KJ/kmol*K dir. Referans basınç P₀=1 bar olarak alınmıştır. Havanın formülü O_{0.419642}N_{1.561756}Ar_{0.009301}C_{0.0003} olarak alınmıştır ve bu formülle havanın moleküler ağırlığını M=28.964197 kg/kmol olarak hesaplamak mümkündür. Entalpi ve entropi değerleri M değeri kullanılarak KJ/kg bazına dönüştürülür. Havanın ek olarak termodinamik özelliklerinin de ısı transferi katsayılarının hesaplanması için bilinmesi gerekir. Havanın ısı iletim katsayısı ve viskozitesi için eğri uydurma formüllerinden yararlanılmıştır.[4,5]
Viskozite;

Çizelge 2. Hava için özgül ısı denkleminin katsayıları (Specific heat eq. coefficients for air)

Ai (KJ/Kmol K)	Bi*10 ³ (KJ/Kmol K)	Ci*10 ⁻⁵ (KJ/Kmol K)	Di* 10 ⁶ (KJ/Kmol K)
9,0471613138	-0,43371335025	-0,00000234324	1,81771922391
7,2078049754	2,82769845957	0,65953188644	3,73015894390
3,1528875054	13,57204518133	1,77125763993	-3,8619139522
2,6263656207	2,90565403695	-21,5949288411	-0,4261720791
4,2818729959	1,66394564405	-30,4616728115	-0,1631941480
0,9090769614	-0,88928617682	-166,788901058	0,11814251617

yoğunluğun fonksiyonu olarak değişmediği varsayılacaktır. Ayrıca özgül ısı kısmi devamlı denklemler olarak verilecektir. Bunun sebebi hava entalpi denkleminin tablolarda verilen denklemlerle daha uyumlu olmasının sağlanmasıdır. Kuru hava için özgül ısı denklemi:

$$Cp_i(T) = A_i + B_i * 10^{-3} T + C_i * 10^5 / T + D_i * 10^{-6} T^2 \quad (30)$$

$T_{Li} > T > T_{Hi}$

şeklinde tanımlanmıştır. Bu denklemde yer alan Ai, Bi, Ci ve Di denklemin T_{Li}, T_{Hi} sıcaklık bölgesinde geçerli olan katsayılarıdır. Çeşitli sıcaklık aralıkları için farklı katsayılar tanımlamak mümkündür. Bu katsayılar gerçek tablo değerlerinden eğri uydurma yöntemleri yardımıyla elde edilebilirler. Eğri uydurmada en küçük kareler yöntemi genelde en yaygın kullanılan yöntemdir. Hava için kullanılan bu katsayılar tablo 2'de verilmiştir.

Bu sayıların elde edilmesinde kullanılan minimizasyon prosesinde Nelder-Mead tekniği kullanılmış ve tablo değerleri özgül ısı denkleminin integrasyonundan oluşan

$$\mu(T) = -1.7167959014585676E-4 + 0.134117386651071 * T + 1.411177092362127E-4 * T^2 - 1.552370346991946E * T^3 - 6.040662038191801E-11 * T^4 \quad (33)$$

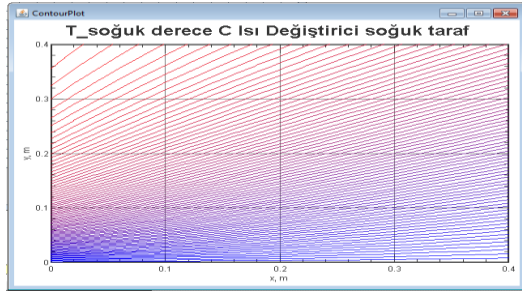
(33) Isı iletim katsayısı;

$$k(T) = -8.655726801976016E-9 + 0.005104868738271762 * T + 1.196160384893119E-4 * T^2 - 3.2012539563641695E-8 * T^3 + 1.2776708076950305E-11 * T^4 \quad (34)$$

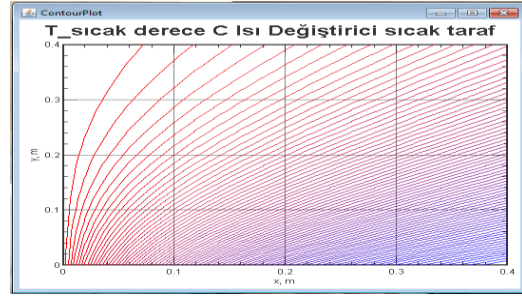
4. PROGRAMIN GELİŞTİRİLMESİ VE ÖRNEK MODELLEME ÇALIŞMASI (DEVELOPMENT OF THE SIMULATION PROGRAM AND SAMPLE MODELING STUDY)

Çapraz akışlı ısı değiştirici modeli için java programlama dilinde çeşitli programlar geliştirilmiştir. Gazların termodinamik ve termodinamik özellikleri için Gas. Java, gaz karışımlarının termodinamik özellikleri için Gmix. java, hava- hava çapraz akışlı ısı değiştiricisi modeli için isidegisticisi1.java, yanma gazı -hava ısı değiştiricisi modeli için ise isidegisticisi2. Java programları

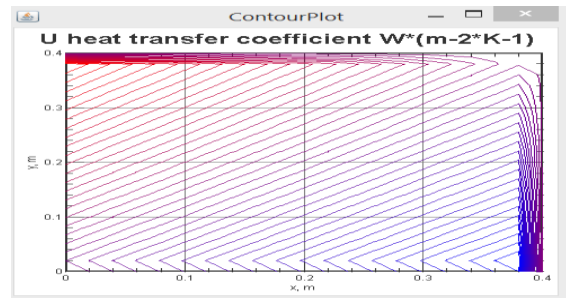
hazırlanarak önceki bölümde verilen denklemlerin çözülmesi sağlanmıştır. Örnek bir problem üzerinden model hesaplarını incelediğimizde; Temel olarak bir hava-hava ısı değiştiriciyi modellemek için veri olarak $m_{\text{sıcak, gaz}} = 0,635 \text{ kg/s}$ ve $m_{\text{soğuk, gaz}} = 0,54 \text{ kg/s}$, levha boyutu $= 0,5 * 0,5 \text{ m}^2$, kanal yüksekliği $= 2,25 \text{ mm}$, levha sayısı $= 140$ olarak ve hava giriş sıcaklıkları soğuk hava 20°C ve sıcak hava için 75°C alındığında bu durumda oluşabilecek program çıktıları şekil 4-9'da verilmiştir:



Şekil 4.a. Isı değiştirici sonlu eleman analizi sıcaklık profili kontur grafiği (soğuk taraf) (Heat exchanger finite element analysis temperature profile contour plot (cold side))



Şekil 4.b. Isı değiştirici sonlu eleman analizi sıcaklık profili kontur grafiği (sıcak taraf) (Heat exchanger finite element analysis temperature profile contour plot (hot side))



Şekil 5. Isı değiştirici sonlu eleman analizi ısı transfer katsayısı kontur grafiği (Heat exchanger finite element analysis heat transfer coefficient contour plot)

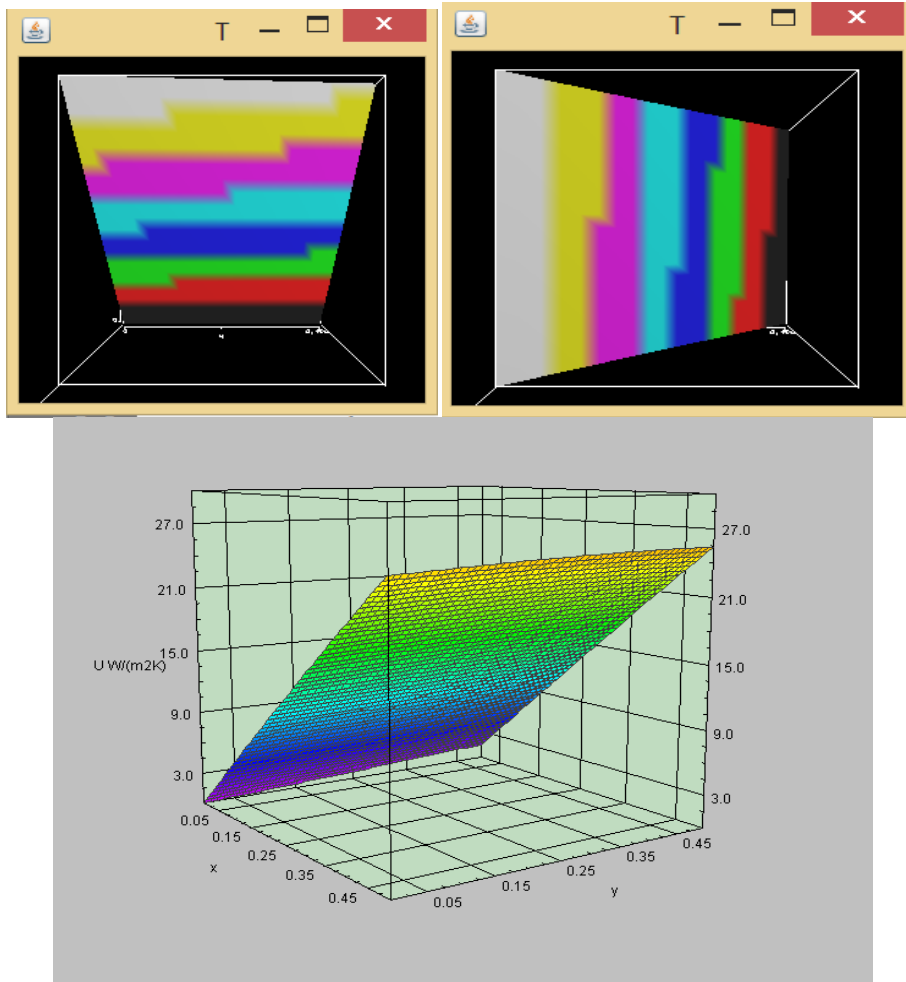
data output (veri çikisi):																				
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0
20.1881962	20.1777444	20.1664419	20.1555982	20.1450132	20.1343863	20.1238172	20.1133056	20.1028511	20.0924539	20.0821222	20.0718570	20.0616595	20.0515290	20.0414645	20.0314642	20.0215263	20.0117451	20.0021374	19.9927024	19.9834381
20.43882894	20.4346420	20.4285111	20.4214407	20.4134286	20.4044164	20.3944042	20.3833920	20.3713798	20.3593676	20.3473554	20.3353432	20.3233310	20.3113188	20.2993066	20.2872944	20.2752822	20.2632700	20.2512578	20.2392456	20.2272334
20.65405682	20.6502216	20.6447803	20.6377402	20.6291001	20.6189599	20.6073198	20.5941797	20.5795396	20.5633995	20.5457594	20.5266193	20.5059792	20.4838391	20.4591990	20.4330589	20.3954188	20.3572787	20.3186386	20.2794985	20.2398584
20.87149534	20.8691974	20.8647248	20.8576847	20.8480446	20.8358045	20.8210644	20.8048243	20.7870842	20.7678441	20.7461040	20.7228639	20.6981238	20.6728837	20.6376436	20.5924035	20.5371634	20.4719233	20.3966832	20.3114431	20.2162030
21.08144475	21.08079284	21.07849755	21.0735132	21.0658731	21.0555930	21.0436729	21.0301128	21.0149127	21.0000726	20.9855925	20.9714724	20.9577123	20.9443122	20.9312721	20.9185920	20.9062719	20.8943118	20.8827117	20.8714716	20.8605915
21.29101250	21.29451049	21.28824314	21.281191023	21.275911558	21.26934951	21.26131808	21.25181008	21.24082608	21.22835208	21.21438808	21.20003408	21.18529008	21.17015608	21.15463208	21.13871808	21.12241408	21.10572008	21.08863608	21.07115208	21.05326808
21.51030424	21.510765193	21.510024884	21.49288773	21.48565635	21.47828246	21.47033882	21.46183420	21.45186958	21.44044594	21.42762230	21.41340866	21.39780502	21.38083138	21.36249774	21.34281410	21.32178046	21.29939682	21.27566318	21.25058954	21.22517590
21.72833842	21.71891857	21.71148825	21.70470630	21.69476669	21.68282373	21.67001892	21.65636919	21.64187927	21.62655333	21.61046627	21.59362401	21.57604275	21.55772749	21.53869423	21.51894897	21.49849771	21.47734645	21.45549119	21.43293993	21.40968867
21.94491225	21.93141202	21.91526297	21.89256478	21.86321714	21.82746721	21.78527451	21.73768205	21.68471954	21.62744608	21.56593162	21.50034716	21.43176270	21.36024824	21.28686378	21.21167932	21.13585486	21.04945040	20.96252594	20.87514148	20.78735702
22.15265178	22.14213388	22.13167257	22.12037447	22.10819825	22.10024656	22.09038868	22.08022048	22.07007338	22.05994628	22.04983918	22.03975208	22.02968498	22.01963788	22.00961078	21.99960368	21.98961658	21.97964948	21.96970238	21.95977528	21.94986818
22.36391383	22.35268579	22.34091965	22.32851503	22.31547154	22.30180803	22.28753452	22.27266101	22.25719750	22.24124499	22.22480248	22.20786997	22.19044746	22.17253495	22.15413244	22.13524993	22.11588742	22.09599491	22.07557240	22.05463989	22.03319738
22.57380002	22.56128933	22.54880579	22.53540801	22.52104923	22.51181409	22.49669151	22.48481136	22.47454234	22.46380483	22.45169732	22.43823981	22.42343230	22.40818479	22.39149728	22.37336977	22.35380226	22.33280475	22.31037724	22.28652973	22.26127222
22.81211189	22.80698609	22.79523256	22.77826507	22.75944088	22.73981669	22.71940315	22.69820964	22.67623613	22.65348262	22.62995911	22.60567560	22.58063209	22.55483858	22.52829507	22.49990156	22.46965805	22.43757454	22.39365103	22.33872752	22.27380401
22.99185132	22.97737667	22.96280155	22.94845407	22.93429588	22.92036737	22.90667886	22.89323035	22.87993184	22.86678333	22.85378482	22.84093631	22.82823780	22.81568929	22.80329078	22.79104227	22.77894376	22.76700525	22.75522674	22.74360823	22.73214972
23.18971866	23.18422568	23.18081432	23.18125478	23.18345098	23.18742347	23.19317196	23.19969645	23.20699794	23.21507543	23.22392792	23.23355541	23.24395790	23.25513539	23.26708788	23.27981537	23.29331786	23.30759535	23.32264784	23.33847533	23.35507782
23.40891862	23.40351111	23.379244	23.37680293	23.34147473	23.32535225	23.30823132	23.29132424	23.27463115	23.25825206	23.24218697	23.22643588	23.21100879	23.19590570	23.18112661	23.16677152	23.15284043	23.13933334	23.12625025	23.11359116	23.10135607
23.61314861	23.59573175	23.57837750	23.56112872	23.54387944	23.52663016	23.50938088	23.49213160	23.47488232	23.45763304	23.44038376	23.42313448	23.40588520	23.38863592	23.37138664	23.35413736	23.33688808	23.31963880	23.30238952	23.28514024	23.26789096
23.81871484	23.80032438	23.78203391	23.76384344	23.74565297	23.72746250	23.70927203	23.69108156	23.67289109	23.65470062	23.63651015	23.61831968	23.60012921	23.58193874	23.56374827	23.54555780	23.52736733	23.50917686	23.49098639	23.47279592	23.45460545
24.02351233	24.01471381	23.99493489	23.96579373	23.94671171	23.92762969	23.90854767	23.88946565	23.87038363	23.85130161	23.83221959	23.81313757	23.79405555	23.77497353	23.75589151	23.73680949	23.71772747	23.69864545	23.67956343	23.66048141	23.64139939
24.22755280	24.20728783	24.18708896	24.16701864	24.14719312	24.12761860	24.10829308	24.08921756	24.07039204	24.05181652	24.03349100	24.01541548	23.99769096	23.98031644	23.96329192	23.94661740	23.93029288	23.91431836	23.89869384	23.88341932	23.86849480

Şekil 6. Isı değiştirici sonlu eleman analizi soğuk hava profili (Heat exchanger finite element analysis cold air profile)

data output (veri çikisi):																				
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
75.0	74.74387550	74.48901880	74.23541706	73.98306948	73.73196730	73.48210382	73.23447235	72.98906625	72.74689846	72.44040366	72.11134480	71.76085435	71.38910705	70.99710705	70.58491472	70.15258018	69.70015308	69.22869442	68.73926442	68.22301102
75.0	74.74471978	74.49082205	74.23815863	73.9871458	73.73648923	73.48719382	73.23974205	72.99319704	72.74867377	72.50373155	72.26178933	72.02395669	71.79047882	71.56191380	71.32820912	71.08952464	70.84591016	70.59732568	70.35371120	70.11512672
75.0	74.74511718	74.49282235	74.24088881	73.99032091	73.74099902	73.49388556	73.24999408	73.00933860	72.78284543	72.56125374	72.34461354	72.13297384	71.92639364	71.72482304	71.52824284	71.33662304	71.14991264	70.96816264	70.79133304	70.61938304
75.0	74.74653427	74.49450769	74.24361361	73.99394545	73.74548895	73.49928071	73.25523114	73.01401650	72.78576548	72.56121651	72.34148493	72.12569889	71.91380829	71.70577319	71.50153309	71.29203789	71.08723269	70.88716749	70.69180229	70.50109709
75.0	74.74754887	74.49532806	74.24533101	73.99575119	73.74898212	73.50587736	73.26643948	73.03167312	72.79149847	72.55582511	72.32465273	72.09792134	71.87558094	71.65758154	71.44387214	71.23440274	71.02912134	70.82798594	70.63094654	70.43795314
75.0	74.74846096	74.49614346	74.24810416	74.0114712	73.75445451	73.50894959	73.26465301	73.02152687	72.77958202	72.53873716	72.29989230	72.06304744	71.82820258	71.59535772	71.36446286	71.13546800	70.90832314	70.68307828	70.45978342	70.23838856
75.0	74.74937055	74.4968388	74.25147458	74.00473324	73.74869161	73.54280789	73.27803889	73.06258398	72.78740065	72.54275145	72.30071143	72.06196141	71.82611139	71.59311137	71.36291135	71.13546133	70.90991131	70.68621129	70.46431127	70.24421125
75.0	74.75027783	74.5179332	74.26443873	74.00830951	73.76338540	73.51960014	73.27700752	73.03558137	72.79531545	72.55620394	72.31824698	72.08234696	71.84809294	71.61549292	71.38454290	71.15524288	70.92754286	70.69144284	70.45674282	70.22344280
75.0	74.75118219	74.51859777	74.26112645	74.01187596	73.76780207	73.52488863	73.28315947	73.04253846	72.80301469	72.56458881	72.32726344	72.09104842	71.85594340	71.62193838	71.38993336	71.15992834	70.93092332	70.70291830	70.47591328	70.24890826
75.0	74.75208425	74.51953523	74.26090773	74.01542623	73.77222651	73.53018253	73.28929452	73.04956544	72.81099226	72.57357803	72.33732281	72.10222759	71.86828237	71.63548715	71.40384193	71.17324671	70.94370149	70.71510627	70.48731105	70.26051583
75.0	74.75298731	74.51978318	74.26214569	74.01897925	73.77638701	73.53545184	73.29541287	73.05637389	72.81733491	72.57919593	72.34215695	72.10621757	71.87127819	71.63743881	71.40370943	71.17008005	70.93645067	70.70292129	70.46939191	70.23586253
75.0	74.75389037	74.51997105	74.26330420	74.0204306	73.7842830	73.54334783	73.30341266	73.06347749												

data output(veri çıktısı) :																				
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
22.62474182	22.62474182	22.61775979	22.61080345	22.60387570	22.59697545	22.59010292	22.58326710	22.57643880	22.56961464	22.56280352	22.55601435	22.54924303	22.54249248	22.53576248	22.52905325	22.52236482	22.51569728	22.50905162	22.50242782	22.49582588
22.62474182	22.61775979	22.61080345	22.60387570	22.59697545	22.59010292	22.58326710	22.57643880	22.56961464	22.56280352	22.55601435	22.54924303	22.54249248	22.53576248	22.52905325	22.52236482	22.51569728	22.50905162	22.50242782	22.49582588	22.48924572
22.63333338	22.62683782	22.61934895	22.61123888	22.60264764	22.59281690	22.58197138	22.57027282	22.55786038	22.54487436	22.53145444	22.51773454	22.50385464	22.48985474	22.47577484	22.46155494	22.44723504	22.43285514	22.41835524	22.40377534	22.38907544
22.64188710	22.63483895	22.62678887	22.61783384	22.60727193	22.59630103	22.58402113	22.57052123	22.55590133	22.54127143	22.52664153	22.51201163	22.49738173	22.48275183	22.46812193	22.45349203	22.43886213	22.42423223	22.40960233	22.39497243	22.38034253
22.65040110	22.64335295	22.63530287	22.62574193	22.61477103	22.60239113	22.58877123	22.57390133	22.55787143	22.54069153	22.52246163	22.50328173	22.48325183	22.46247193	22.44094203	22.41876213	22.39603223	22.37285233	22.34922243	22.32519253	22.29976263
22.65889154	22.65184339	22.64379331	22.63473828	22.62477834	22.61391344	22.60223354	22.58974364	22.57644374	22.56233384	22.54741394	22.53178404	22.51544414	22.49849424	22.48094434	22.46279444	22.44404454	22.42479464	22.40504474	22.38479484	22.36404494
22.66732255	22.66027440	22.65222432	22.64316929	22.63320935	22.62244445	22.61087455	22.59848465	22.58528475	22.57137485	22.55675495	22.54143505	22.52541515	22.50879525	22.49157535	22.47375545	22.45533555	22.43641565	22.41709575	22.39737585	22.37725595
22.67572828	22.66868013	22.66063005	22.65157492	22.64161498	22.63084908	22.61927918	22.60690928	22.59373938	22.57976948	22.56500958	22.54954968	22.53338978	22.51652988	22.49906998	22.48091008	22.46215018	22.44279028	22.42293038	22.40257048	22.38171058
22.68408206	22.67703391	22.66908383	22.66002870	22.65006876	22.63930286	22.62773296	22.61536306	22.60219316	22.58822326	22.57356336	22.55820346	22.54214356	22.52538366	22.50792376	22.48976386	22.47090396	22.45144406	22.43138416	22.41072426	22.38946436
22.69242244	22.68537429	22.67742421	22.66846908	22.65850914	22.64764424	22.63597434	22.62350444	22.61033454	22.59646464	22.58190474	22.56674484	22.55098494	22.53462504	22.51766514	22.49910524	22.47994534	22.46018544	22.43982554	22.41886564	22.39730574
22.70071516	22.69366701	22.68571693	22.67676180	22.66680186	22.65593696	22.64426706	22.63189716	22.61882726	22.60505736	22.59059746	22.57543756	22.55957766	22.54301776	22.52585786	22.50809796	22.48973806	22.47077816	22.45121826	22.43105836	22.41029846
22.70897115	22.70192300	22.69397292	22.68501779	22.67515785	22.66439295	22.65272305	22.64025315	22.62708325	22.61321335	22.59875345	22.58369355	22.56803365	22.55177375	22.53491385	22.51745395	22.49939405	22.48073415	22.46147425	22.44161435	22.42115445
22.71718955	22.71014140	22.70219132	22.69323619	22.68337625	22.67261135	22.66104145	22.64867155	22.63550165	22.62163175	22.60717185	22.59211195	22.57645205	22.56019215	22.54333225	22.52587235	22.50781245	22.48915255	22.46989265	22.44993275	22.42927285
22.72537348	22.71832533	22.71037525	22.70142012	22.69156018	22.68079528	22.66912538	22.65665548	22.64328558	22.62911568	22.61425578	22.59879588	22.58273598	22.56607608	22.54881618	22.53105628	22.51279638	22.49393648	22.47447658	22.45441668	22.43375678
22.73352012	22.72647197	22.71852189	22.70956676	22.69970682	22.68894192	22.67727202	22.66480212	22.65163222	22.63776232	22.62320242	22.60804252	22.59228262	22.57592272	22.55906282	22.54160292	22.52354302	22.50488312	22.48562322	22.46576332	22.44530342
22.74163657	22.73458842	22.72663834	22.71768321	22.70782327	22.69705837	22.68538847	22.67291857	22.65974867	22.64578877	22.63112887	22.61586897	22.60000907	22.58354917	22.56648927	22.54882937	22.53056947	22.51170957	22.49224967	22.47218977	22.45152987
22.74971497	22.74266682	22.73471674	22.72576161	22.71590167	22.70513677	22.69346687	22.68099697	22.66772707	22.65376717	22.63920727	22.62404737	22.60828747	22.59192757	22.57506767	22.55760777	22.53954787	22.52088797	22.50162807	22.48176817	22.46130827
22.75774346	22.75069531	22.74274523	22.73379010	22.72393016	22.71316526	22.70149536	22.68902546	22.67575556	22.66179566	22.64723576	22.63207586	22.61631596	22.60005606	22.58319616	22.56573626	22.54767636	22.52901646	22.50975656	22.48989666	22.46943676
22.76574917	22.75870102	22.75075094	22.74179581	22.73193587	22.72117097	22.70950107	22.69703117	22.68376127	22.66980137	22.65524147	22.64008157	22.62432167	22.60806177	22.59120187	22.57374197	22.55568207	22.53702217	22.51776227	22.49790237	22.47744247
22.77371233	22.76666418	22.75871410	22.74975907	22.73989913	22.72913423	22.71746433	22.70499443	22.69172453	22.67776463	22.66320473	22.64804483	22.63228493	22.61592503	22.59906513	22.58160523	22.56354533	22.54488543	22.52562553	22.50576563	22.48530573
22.78169539	22.77464724	22.76669716	22.75774203	22.74788209	22.73711719	22.72544729	22.71297739	22.69970749	22.68574759	22.67118769	22.65602779	22.64026789	22.62390799	22.60704809	22.58958819	22.57152829	22.55286839	22.53360849	22.51374859	22.49328869

Şekil 8. Isı değiştirici sonlu eleman analizi toplam ısı transferi katsayısının (W/m²K) yerel değişimi(The heat exchanger finite element analysis is the local change of the total heat transfer coefficient(W/m²K))



Şekil 9. Isı değiştirici sonlu eleman analizi sıcak ve soğuk hava toplam ısı transferi katsayısı profillerinin üç boyutlu görünümü (Heat exchanger finite element analysis, three-dimensional view of hot and cold air total heat transfer coefficient profiles)

Giriş ve ortalama çıkış sıcaklıkları:

$T_{\text{sıcak,giriş}}=75.0^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{sıcak, çıkış}}=25.476852729566836^{\circ}\text{C}$

$T_{\text{soğuk,giriş}}=20.0^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{soğuk, çıkış}}=68.57252699001823^{\circ}\text{C}$

Toplam Isı Transferi:

$Q=45455,26866906542$ W olarak bulunmuştur.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA (RESULTS and DISCUSSION)

Bu çalışmada sıcak hava veya sıcak yanma gazları kullanılarak havayı ısıtan çapraz akışlı levha tipi ısı değiştiricinin iki boyutlu sıcaklık profili ve ısı transferi değişimi temel diferansiyel denklemlerin sonlu fark denklemlerine dönüştürülmesiyle Java programlama dili kullanılarak geliştirilen matematiksel model yardımıyla adım adım ilerlenerek hesaplanmış ve bu tarz ısı değiştiricilerinin tasarımı ve boyutlandırılması uygulamalarında oldukça etkin sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir. İki boyutlu analiz lineer olmayan bir sıcaklık profilini işaret etmektedir. Aynı zamanda köşegen olarak sıcak ve soğuk noktalar oluşmaktadır. Bu çalışma için örnek olarak 0,5*0,5 m² levha boyutlarına, 2,25 mm kanal yüksekliğine sahip bir levha tipi çapraz akışlı ısı değiştiricide 75⁰C sıcaklığa sahip sıcak hava ile 20⁰C sıcaklığa sahip soğuk havanın sıcaklık profilleri ve ısı transfer katsayısının dağılımı incelenmiş ve sonuç olarak böyle bir üniteye ısı transferi değerinin yaklaşık 45,5 KW olduğu belirlenmiştir. Örnekte debi değerleri sıcak hava için 0,635 kg/s, soğuk hava için ise 0,54 kg/s olarak alınmıştır. Bu örnekte de görüldüğü üzere yüksek debi değerlerinde daha uniform bir sıcaklık profili ortaya çıkmaktadır. Geliştirilen matematiksel modelleme çalışmasında debi değerleri daha düşük olarak alındığında sıcaklık profilinin daha belirgin bir şekilde görülmesi sağlanabilir.

Bu çalışmada modellemesi gerçekleştirilen çapraz akışlı ısı değiştiriciler günümüzde çoğu endüstri tarafından yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Dolayısıyla, bu tarz sistemlerin birçok endüstriyel uygulama için performansını çok daha kolay, hızlı ve etkin bir şekilde belirleyebilmek ve enerji verimliliğini artırmak amacıyla bu tarz simülasyon programlarının geliştirilmesi çok daha önemli hale gelmektedir. Böylelikle herhangi bir sistem için ihtiyaç duyulan ısı değiştiricinin performans değerleri bu sayede hızlı, kolay ve etkin bir şekilde ortaya çıkmaktadır.

Simgeler(Nomenclature)

- A- Kesit alanı (m²)
 C_{p_c} - Soğuk akışkan için özgül ısı değeri (kJ/kg/K)
 C_{p_h} - Sıcak akışkan için özgül ısı değeri (kJ/kg/K)
dA- Plaka üzerindeki her bir dilimin yüzey alanı(m²)
dQ- Plaka üzerinde bölünen her bir parçanın yüzeyinden geçen ısı transfer miktarı(W)
 D_H - Hidrolik çap (m)
f- Boru sürtünme faktörü
 h_c - Soğuk akışkan için ısı taşınım katsayısı (W/m²*K) h_h - Sıcak akışkan için ısı taşınım katsayısı (W/m²*K) H_c - Soğuk akışkan için entalpi değeri (kJ/kg)
 H_h -Sıcak akışkan için entalpi değeri (kJ/kg)
k- Isı iletim katsayısı(W/m*K)
 k_t -Metal için ısı iletim katsayısı (W/m*K)

- L - Plaka Sayısı
m- Kütle debisi (kg/s)
 m_c - Soğuk akışkan için kütle debisi (kg/s)
 m_h - Sıcak akışkan için kütle debisi (kg/s)
P- Çevre uzunluğu (m)
Pr- Prandtl sayısı
 R_c - Soğuk akışkan için yüzey kirlilik direnci (m²*K/W)
 R_h -Sıcak akışkan için yüzey kirlilik direnci (m²*K/W)
Re_D - Reynold's sayısı
 $Q_{m,n}$ - Isı değiştirici plakalarından geçen toplam ısı transferi (W)
s - Metal et kalınlığı (m)
 $T_{cm,n}$ - x yönündeki soğuk akışkan sıcaklığı(K)
 $T_{hm,n}$ - y yönündeki sıcak akışkan sıcaklığı (K)
 $U_{m,n}$ - Toplam ısı transfer katsayısı (W/m²K)
V- Ortalama hız (m/s)
 $V_{hm,n}$ -Sıcak akışkanın hızı (m/s)
 $V_{cm,n}$ -Soğuk akışkanın hızı (m/s)
 $\Delta A_{m,n}$ -Sonlu eleman üzerindeki ısı transferi alanı(m²)
 ρ -Gaz yoğunluğu (kg/m³)
 ρ_h -Sıcak akışkanın yoğunluğu (kg/m³)
 ρ_c -Soğuk akışkanın yoğunluğu(kg/m³)
 μ -Viskozite (kg/m*s)

KAYNAKLAR(REFERENCES)

- [1] Abraham, J.P., Sparrow, E.M. Tong, J.C.K., "Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent and turbulent", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52: 557–563, (2009).
- [2] Cadavid Y., Amell A., Cadavid F., "Heat transfer model in recuperative compact heat exchanger type:experimental and numerical analysis", *Applied Thermal Engineering*, 50-56, (2013).
- [3] Çengel, Y.A., "Isı ve Kütle Transferine Pratik Bir Yaklaşım", 3.Basım, Güven Kitabevi, İzmir.(2011).
- [4] Çoban, M.T., "İdeal gazların termodinamik ve termofiziksel özelliklerinin modellenmesi", *17. Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, 24-27 Haziran (2009), Cumhuriyet Üniversitesi, Sivas.
- [5] Çoban, M. T., "Sürekli kanatlı, zorlanmış taşınım hava su ısı değiştiricinin modellenmesi", *ULIBTK' 13-19. Ulusal Isı Bilimi ve Tek. Kongresi*, Samsun, (2013).
- [6] Gnielinski V., "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow", *Int. Chem. Eng.* 16: 359–367, (1976).
- [7] Goudar, C.T. and Sonnad, J.R., "Comparison of the iterative approximations of the Colebrook-White equation", *Hydrocarbon Processing*, pp 79-83, (2008).

- [8] Hajabdollahi, H., Seifoori S., “Effect of flow maldistribution on the optimal design of a cross flow heat exchanger”, *Int. J. Therm. Sci.*, 109: 242- 252, (2016).
- [9] Incropera,F.P., Dewitt,D.P., “Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri”,7. Basım, *Palme Yayıncılık*, Ankara, (2015).
- [10] Liu, P., Nasr, M.R., Ge, G., Alonso, M.J., Mathisen, H.M., 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).
- [11] Navarro H.A., Cabezas-Gomez L.C., “Effectiveness-NTU computation with a mathematical model for cross-flow heat exchangers”, *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, Vol.:24, No:04, PP.:509-521, ISSN 0104-6632, (2007).
- [12] Oğulata R.T., Doba F., Yılmaz T., “Irreversibility analysis of cross-flow heat exchangers”, *Energy Conversion & Management*, 1585-1599, (2000).
- [13] Rogiers F., Stevens T., Baelmans M., “Optimal recuperator design for use in a micro gas turbine”, *The Sixth International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications*, Berkeley, U.S.A, (2006).
- [14] Quadir,G.A., Badruddin, I.A., Ahmed, N.J.S., “Numerical investigation of the performance of a triple concentric pipe heat exchanger”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 75:165-172, (2014).
- [15] Saha, K.S., Baelmans, M., “A design method for rectangular microchannel counter flow heat exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, 74: 1-12, (2014).
- [16] Strace, G., Fiorentino, M., Longo, M.P., Carluccio, E., “A hybrid method for the cross flow compact heat exchangers design”, *Appl. Therm. Eng.*, 111: 1129-1142, (2017).
- [17] Taler D., Trojan M., Taler J., “Numerical Modeling of Cross-Flow Tube Heat Exchangers with Complex Flow Arrangements”, *Cracow University of Science and Technology*, (AGH), Poland, (2011).
- [18] Vafajoo, L., Moradifar, K., Hosseini, S.M., Salman, B.H., “Mathematical modelling of turbulent flow for flue gas-air Chevron type plate heat exchangers”, *Int.J. Heat Mass Transf.*, 97:596-602, (2016).
- [19] Vaitekunas D.A., “A generic dynamic model for cross flow heat exchangers with one fluid mixed, A thesis submitted to the faculty of graduate studies and research in partial fulfillment of the requirements for the degree of master of engineering”, *McGill University*, Montreal, Canada, (1990).
- [20] Vali A., Simonson C.J., Besent R.W., Mahmood G., “ Numerical model and effitiveness correlations for a run-around heat recovery”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 5827-5840, (2009).
- [21] VDI Heat Atlas Second Edition., “**VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen**”, ISBN 978-3-540-77876-9 e-ISBN 978-3-540-77877-6 Springer Heidelberg Dordrecht London New York, (1993).
- [22] Yang, J. Ma, L., Bock, J., Jacobi, A.M., Liu, W., “ A ,comparison of four numerical modeling approaches for enhanced shell-and-tube heat exchangers with experimental validation”, *Appl. Therm. Eng.*, 65:369-383, (2014).