

PAPER DETAILS

TITLE: Plakali Kanatçikli Isi Degistiricilerde Kanat Açisinin Isi Transferine Olan Etkisinin Üç Boyutlu Sayisal Olarak Incelenmesi

AUTHORS: Ertan BUYRUK,Koray KARABULUT

PAGES: 49-62

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/298881>

Plakalı Kanatçıklı Isı Değiştiricilerde Kanat Açısının Isı Transferine Olan Etkisinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi

Ertan BUYRUK¹, Koray KARABULUT^{*2}

¹Cumhuriyet Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Sivas

²Cumhuriyet Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, Sivas

Geliş tarihi: 06.01.2017

Kabul tarihi: 14.03.2017

Öz

Bu çalışmada, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerde ısı transferini artırmak için birleşik (taşıma ve iletim) ısı transferi yaklaşımıyla 2 mm kanatçık yükseklikli 30° ve 60° kanatçık açılı ve akışa dik yatay yönde 10 mm ötelenmiş dikdörtgen kanatçıkların ısı transferi potansiyeli ve basınç düşüşü sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal hesaplamalar, üç boyutlu Navier-Stokes ve enerji denkleminin FLUENT programı kullanılarak çözülmesiyle zamandan bağımsız olarak elde edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hava kullanılmıştır. Çalışma, $Re = 400$ için soğuk ve sıcak hava kanala giriş hızlarının sırasıyla 1,338 m/s ve 0,69 m/s, giriş sıcaklıklarının ise 27°C ve 327°C olarak alınmasıyla yapılmıştır. Sonuçlar soğuk akışkan sıcaklığının ters akış durumunda 30° kanatçık açılı kanalın çıkışında düz kanala göre %9 artırıldığını göstermektedir. Çalışmada, paralel ve ters akış şartlarında Reynolds sayısının farklı değerlerinin ve farklı kanatçık yükseklikleri ve kanatçık aralıklarının ısı transferi artışı üzerindeki etkisi ve ayrıca kanalın dış yüzeyinin soğuk ve sıcak akışkan taraflarındaki sıcaklık dağılımları da 30° ve 60° kanatçık açıları için incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Plakalı ısı değiştirici, Sayısal ısı transferi, Kanat

The Three Dimensional Numerical Investigation of the Effect of Fin Angle on the Heat Transfer in Plate Fin Heat Exchangers

Abstract

In the present study, the heat transfer potential of rectangular fins with 30° and 60° angle and 2 mm fin height and 10 mm offset from the horizontal direction perpendicular to flow for heat transfer enhancement with the use of a conjugated heat transfer approach and pressure drop are numerically evaluated in the plate fin heat exchangers. The numerical computations are performed by solving a steady, three-dimensional Navier-Stokes equation and an energy equation by using Fluent software program. Air is taken as a working fluid. The study is carried out at $Re = 400$ and inlet temperatures, velocities of cold and hot air are fixed as 27°C, 327°C and 1.338 m/s, 0.69 m/s, respectively. The results

*Sorumlu yazar (Corresponding author): Koray KARABULUT, kkarabulut@cumhuriyet.edu.tr

show that the temperature of cold fluid is increased by 9 percent at the exit of channel with a fin angle of 30° when compared to the channel without fins for counter flow. On heat transfer enhancement the effect of different values of Reynolds number and fin heights and fin intervals and also temperature distributions on the cold and hot fluid sides of the channel outside surface are investigated for fin angles of 30° and 60° at parallel and counter flow in the study.

Keywords: Plate heat exchanger, Numerical heat transfer, Fin

1. GİRİŞ

Isı değiştiricilerindeki ısı transferini iyileştirme çalışmalarında arzu edilenler; ağırlık ve boyutta azalmaya imkan sağlamak, ısı transferi miktarını artırmak, akışkanlar arasındaki ortalama sıcaklık farkını azaltmak ve böylece toplam verimliliği iyileştirmektir. Isı transferini artırmak için kullanılan yöntemler genellikle genişletilmiş yüzeyleri, yüzeyde yapılacak birtakım değişiklikleri, akış alanında oluşturulmak istenen türbülansı içermektedir [1].

Bugünün teknolojisinde ısı transferi miktarını artırmada yoğun olarak kullanılan yöntemlerden birisi, genişletilmiş ısı transferi yüzeyleridir (kanatçıklar). Kanatçıklı (genişletilmiş) yüzeyler, yüzey alanını ve akımın türbülansını artırmak suretiyle taşınım ısı ve kütle aktarımını artırır. Kanatçıklı yüzeylerin uygulama alanı çok çeşitlidir. Başlıca kullanım alanları olarak gaz türbin motorlarında türbin kanatçıklarının soğutulması, elektronik cihazların soğutulması ile havacılık, uçak ve kimyasal üretim tesislerindeki çeşitli ısı değiştiricileri sayılabilir. Bununla birlikte, kanatçıkların uygun şekilde kullanılmaması ısı geçişini artırmak yerine azaltabilir. Kanatçık malzemesinin, tipinin, yerleştirilme düzeninin, yüzeye monte şeklinin ve ortam şartlarının her birisinin ayrı ayrı ele alınarak incelenmesi ve ısı geçişini artıracak şekilde değerlendirilmeleri gerekir. Isı değiştiricilerinde transfer edilen ısı miktarının düşmesi, ısı değiştiricinin performansının düşmesine neden olur. Bu da ısı değiştiricisi kullanılan sistemde kapasite kaybı anlamına gelmektedir. Isı transferinin iyileştirilmesi, sistem boyutlarının uygun ölçülerde tutulmasına ve dolayısıyla sistem maliyetinin ve işletme giderlerinin azaltılmasına olanak sağlar. Plakalı ısı değiştiricilerinde, ısı

transferi ve akış yapılarını anlamak için birçok teorik ve deneysel çalışma yapılmıştır. Yapılan çalışmaların bir tanesinde, farklı kurulumlarla oluşturulan kanatçıkları kullanarak, laminar ve düşük türbülanslı akış oranları için tablet tipi ısı değiştiricilerinde ısı transferi artırımı deneysel ve sayısal olarak araştırılmıştır [2]. Lee ve Abdel-Moneim [3] tarafından CFD modelinin kullanılmasıyla iki boyutlu düz dişli yatay yüzeyden olan ısı transferi ve akış biçimi sayısal olarak araştırılmıştır. Acharya ve arkadaşları [4], periyodik olarak gelişen akış alanı için kanatçıklara sahip kanalda akış ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Liou, Chang ve Hwang [5] ve Liou ve Hwang [6] farklı kanatçık yüksekliği ve debilerde, farklı eğim açılarında peş peşe düzenlenmiş iki çift türbülans oluşturmaya ilişkin araştırmalar yapmışlardır ($1,2 \times 10^4 < Re < 12 \times 10^4$). İki boyutlu dikdörtgen kanalda yerleştirilen üç farklı genişletilmiş yüzey geometrisinin ısı transferi üzerindeki etkileri Kaya ve arkadaşları tarafından araştırılmıştır [7]. Buyruk ve arkadaşları [8] ve Buyruk ve Karabulut [9], yatay eksenli 10 mm ötelenmiş, 4 mm kanatçık yüksekliği ve yatay eksenle arasında 30° , 60° ve 90° olmak üzere farklı kanatçık açılara sahip plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri için ısı transferi artışını sayısal olarak incelemişlerdir. Ayrıca, dış zikzak-iç zikzak-düz-dış zikzak ve iç zikzak-düz-iç zikzak olmak üzere farklı dikdörtgen kanatçık geometri dizilimlerine sahip plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinde kanatçıksız düz kanala göre ısı transferi artışı Buyruk ve Karabulut [10] tarafından değerlendirilmiştir. Ganzarolli ve Alternai [11], çalışma akışkanı olarak havayı kullanarak en düşük giriş sıcaklık farkı ve en az sayıdaki entropi üretim birimi şartlarına göre ters akışlı bir ısı değiştiricisinin ısı dizaynını yapmışlardır. Wang ve arkadaşları [12], düz ve tırtıklı kanatçıklı plakalı ısı değiştiricileri için akış ve ısı transferi

karakteristiklerini analiz etmişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında iki kanatçıklı ısı değiştiricileri için sayısal simülasyonlar CFD kod FLUENT kullanılarak yapılmıştır. Wen ve arkadaşları [13], Kriging yüzey yöntemini kullanarak testere dişli kanatçıklı plakalı bir ısı değiştiricisinin optimizasyonunu çalışmışlardır.

Bu amaçla öncelikle, optimizasyon parametreleri olarak kanatçık kalınlığı t , kanatçık aralığı s , kanatçık yüksekliği h ve kanal uzunluğu l kullanılarak plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin j ve f faktörlerini hesaplamak için testere dişli kanatçıkların sayısal simülasyonu yapılmıştır. Daha sonra bu dört optimizasyon parametresinin hassasiyet analizi, Kriging model uyumuna dayandırılarak gerçekleştirilmiştir. Masliyah ve Nandakumar [14], sonlu elemanlar yöntemini kullanarak üçgen kanatçıklı boruların ısı transferi karakteristiklerini elde etmişlerdir. Çalışmalarında en yüksek ısı transferi için kanat kurulumlarında en uygun kanat sayısının olduğu sonucuna varmışlardır. Gupta ve arkadaşları [15], MAC yöntemini kullanarak sayısal olarak üçgen kanatçıklı plakalı tip bir ısı değiştiricisinde ısı transferi artırımı için bir çift kanatçık tip vorteks üreticinin akış yapısı ve performansını araştırmışlardır. Ayrıca, kanatçık çiftinin yüksekliklerini değiştirerek, ısı transferi artış oranını belirlemişlerdir. Salehi ve arkadaşları [16], kollektör düzenlemesi ve kollektördeki akış saptırıcının yerleşiminin plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisinin verimliliği üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Ayrıca, farklı Reynolds sayılarına karşı j faktörünü değerlendirerek plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri üzerinde dört farklı üçgen kanatçık dizisinin etkisini incelemek için sayısal olarak çalışmışlardır. Isı değiştiricilerde, ısı transfer plakaları arasında üçgensel kanatçık kurulumunun ısı transferi performansını iyileştirdiği sonucuna varmışlardır. Zhu ve Li [17], dört kanatçık tipi için (dikdörtgen, çubuk, oluklu ve dalgalı kanatçık) laminar akış rejiminde, kanatçık kalınlığını dikkate alarak akış yapısı ve ısı transferi üzerinde ısı giriş ve çıkış etkilerini üç boyutlu sayısal olarak araştırmışlardır. Dixit ve Patil [18] çalışmalarında, genişletilmiş yüzeyler üzerinde çapraz, eğimli, V ve çoklu-V yivli düzenlemelere sahip plakalı kanatçıklı ısı

değiştiricilerinin ısı transferi özellikleri hakkında deneysel araştırma sonuçlarını sunmuşlardır. Çalışmada değerlendirdikleri tüm kanatçık tipleri arasında en yüksek ısı transferi artışı değerine eğimli yivli kanatçık tipinde ulaşmışlardır. Wasewar ve arkadaşları FLUENT paket programını kullanarak, geleneksel ısı değiştiricisi ile plakalı kanatçıklı ısı değiştiricisini karşılaştırarak akış dağılımını araştırmışlardır [19].

Literatürde belirtilen çalışmalar değerlendirildiğinde, bu çalışmada incelenen kanatçık tiplerinin henüz araştırılmadığı görülmüştür. Bu çalışmada, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri için özgün kanatçık geometrileri üzerinde çalışılmıştır. Bu nedenle, daha yüksek ısı transfer oranları elde etmek için düz kanala yerleştirilen dikdörtgensel tipteki bu kanatçık geometrilerinin ısı transfer performans özelliklerini ve basınç düşüşünü araştırmak amacıyla sunulan bu çalışmada; kanatçık yükseklikleri 2 mm olan 30° ve 60° kanatçık açılı ve akışa dik olarak yatay yönde 10 mm ötelenmiş kanatçıkların plakalı ısı değiştiricilerinin ısı transferi, basınç düşüşü ve akış yapısı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Çalışmada ayrıca, kanatçık yüksekliğinin ve kanatçık aralığının soğuk akışkan sıcaklığı üzerindeki etkisi incelenmiş ve farklı kanatçık açılarının kanalın alt ve üst yüzeylerinde oluşan sıcak ve soğuk akışkan sıcaklık dağılımları üzerindeki etkisi de değerlendirilmiştir. Bununla birlikte, farklı Reynolds sayılarının Nusselt sayısı üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Hesaplamalar, FLUENT paket programı kullanılarak yapılmıştır. Sonuçlar, düz kanalla kanatçıklı kanalların karşılaştırılmasıyla sıcaklık dağılımları, basınç düşüşü, noktasal sıcaklık ve Nusselt sayısı değişimleri olarak farklı kanatçık açıları, kanatçık yükseklikleri, kanatçık aralıkları ve akış tipleri için sunulmuştur.

2. SAYISAL YÖNTEM

Sayısal çalışma üç boyutlu, zamandan bağımsız, birleşik (iletim ve taşınım) ısı transferi yaklaşımıyla çözülmüştür. Birleşik ısı transferi analizini çözmek için sonlu hacimler yöntemi (FLUENT programı) kullanılmıştır.

Sonlu hacimler yöntemi, çözülecek geometriyi parçalara bölerek bu parçaların her biri için çözüm yapma ve daha sonra bu çözümleri birleştirerek problemin genel çözümünü bulma esasına dayanır. Sonlu hacimler yöntemi, korunum denklemlerini sayısal olarak çözümlenebilen cebirsel denklem sistemlerine dönüştürmek için kontrol hacim esaslı bir teknik kullanır. Bu teknik her bir kontrol hacmi için korunum denklemlerinin integrasyonunun alınması sonucunda, değişkenler için kontrol hacmini sağlayan ayrık eşitliklerin elde edilmesini içerir. Ayrık eşitliklerin doğrusallaştırılması ile elde edilen, doğrusal denklem sistemlerinin iterasyona bağlı çözümü ile hız, basınç ve sıcaklık gibi değişkenler verilen yakınsaklık ölçüsünü sağlayıncaya kadar güncellenir. Hazırlanabilecek en uygun ağ yapısı için hız, basınç ve sıcaklık değişiminin fazla olduğu bölgelerde daha sık ağ yapısı oluşturulmalıdır. Bu nedenle, kanatların olduğu kanal yüzeyleri en sık ağ yapısının olduğu kısımlardır ve diğer bölgelerde daha seyrek ağ yapısı tercih edilmiştir. Sayısal modelde, kanalın kanatlı kısımlarının da olduğu katı bölgede 25000 hücreden oluşan dikdörtgensel ağ yapısı varken, akışkanın olduğu üst ve alt kanal kısımlarında 74000 elemandan oluşan dikdörtgensel ağ yapısı kullanılmış ve ayrıca sonuçların ağ yapısından bağımsızlığı da sağlanmıştır. Bununla birlikte, bu çalışmadaki hesaplamalarda standart $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

Kullanılan kanatçıklar türbülansa neden olduğundan sayısal hesaplamalarda seçilen kanatçıklı geometriler için standart $k-\epsilon$ türbülans modelinin uygun olduğu belirlenmiştir.

Geometri boyunca akış ve ısı transferinin çözümlemesi, zamandan bağımsız olarak kütle (süreklilik denklemi), momentumun ve enerjinin korunumu kanunlarından elde edilen kısmi türevli denklemlerin çözümlenmesi esasına dayanır, [12,20].

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Momentum

x momentum denklemi

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

y momentum denklemi

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

z momentum denklemi

$$\rho \left(u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4)$$

Enerji denklemi

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \left(\frac{k}{\rho c_p} \right) \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

Bu denklemlerde, ρ yoğunluk, μ dinamik viskozite, p basınç, k ısı iletkenlik, T sıcaklık, c_p özgül ısı ve u, v, w ise sırasıyla x, y ve z yönlerindeki hızlardır. Kullanılan standart $k-\epsilon$ türbülans modelinde, türbülans kinetik enerji, k' dissipasyon terimi, ϵ ve viskoz kaybolma terimi, ϕ kullanılmaktadır.

Daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u k')}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v k')}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w k')}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial y} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k'}{\partial z} \right) + \mu_t \phi - \rho \varepsilon \end{aligned} \quad (6)$$

Türbülans viskozitesi

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k'^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

Türbülans kinetik enerji

$$k' = \frac{1}{2} \left(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2} \right) \quad (8)$$

Viskoz kaybolma terimi

$$\phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (9)$$

Türbülans kinetik enerji kaybolma denklemi

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w \varepsilon)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) + C_{1\varepsilon} \mu_t \frac{\varepsilon}{k'} \phi - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k'} \end{aligned} \quad (10)$$

C_μ , $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, σ_k ve σ_ε katsayıları sabit olup $C_\mu = 0,09$, $C_{1\varepsilon} = 1,44$, $C_{2\varepsilon} = 1,92$, $\sigma_k = 1$ ve $\sigma_\varepsilon = 1,3$ dür.

Reynolds sayısı

$$Re = \frac{V_\infty \cdot D_h}{\nu} \quad (11)$$

Burada, D_h kanalın hidrolik çapıdır.

$$D_h = \frac{4A_c}{P} = \frac{4(H_2 \cdot W)}{2(H_2 \cdot W)} \quad (12)$$

A_c kanalın kesit alanı, P ise kanalın çevre uzunluğudur.

Sınır şartı ve Nusselt sayısı aşağıdaki şekilde verilmiştir

$$-k \left(\frac{dT}{dn} \right)_{\text{yüzey}} = h(T_\infty - T_s) \text{ ve } Nu = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (13)$$

h yüzey ısı taşınım katsayısıdır.

Basınç düşüşü aşağıdaki şekilde hesaplanabilir

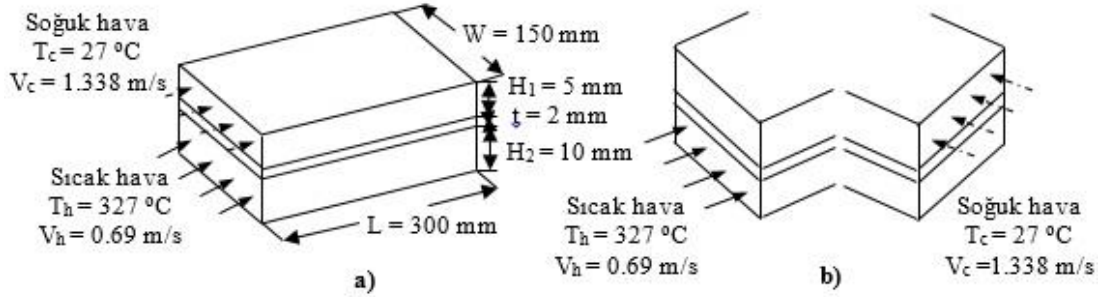
$$\Delta P_L = f \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot V_m^2}{2} \quad (14)$$

ΔP_L akış yönünde kanaldaki basınç düşüşü, f ise sürtünme faktörüdür.

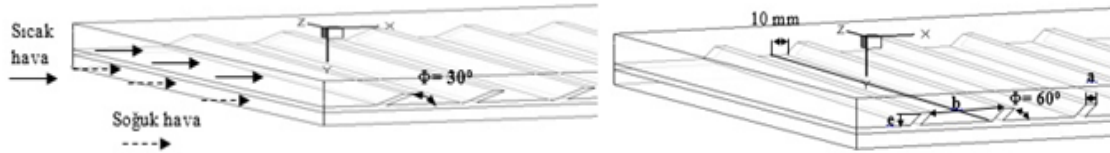
Kanat malzemesinin ısı iletkenliği kanal boyunca ısı dağılımı etkilediği için, ısı transferini artırmada kanatçık malzemesinin seçimi önemli bir faktördür. Bu nedenle, kanal malzemesi olarak yüksek ısı iletkenliğe sahip, ucuz ve hafif olan alüminyum seçilmiştir. Kanatçıkların kanal yüzeyi ile bir bütün olarak üretildiği varsayılarak, kanatçıklar ve yüzey arasındaki ısı direnç ihmal edilmiştir.

3. GEOMETRİK MODEL

Şekil 1'de üç boyutlu düz kanal geometrisinin perspektif görünüşü gösterilmekte iken, Şekil 2a ve Şekil 2b'de ise sırasıyla sayısal hesaplamalarda kullanılan 30° ve 60° kanatçık açılı modellere ait dikdörtgenel kanal geometrileri gösterilmektedir. Ayrıca, bu şekiller üzerinde sınır şartları da belirtilmiştir. Şekil 2a ve Şekil 2b'de kanatçıkların daha iyi görselleştirilebilmesi için kanalların ters çevrilmiş görüntüsü gösterilmektedir.



Şekil 1. Düz kanal için perspektif görünüş a) paralel akış b) ters akış



Şekil 2. Sayısal hesaplamalarda kullanılan dikdörtgensel kanal modelleri a) $\Phi = 30^\circ$, $e = 2$ mm b) $\Phi = 60^\circ$, $e = 2$ mm

Kanatçık şekli	: Dikdörtgensel
Kanatçık yüksekliği (e)	: 2,4 mm
Kanatçık aralığı (b)	: 20, 30, 60 mm
Kanatçık genişliği (a)	: 3 mm
Kanatçık açısı (Φ)	: 30° , 60°
Kanal boyu (L)	: 300 mm
Kanal genişliği (W)	: 150 mm
Üst kanal yüksekliği (H_1)	: 5 mm
Alt kanal yüksekliği (H_2)	: 10 mm
Katı yüzey kalınlığı (t)	: 2 mm
Reynolds sayısı	: 300, 400, 600
Sıcak akışkan sıcaklığı (T_h)	: 327°C
Soğuk akışkan sıcaklığı (T_c)	: 27°C
Sıcak hava giriş hızı (V_h)	: 1,338 m/s
Soğuk hava giriş hızı (V_c)	: 0,69 m/s

Bu çalışmada, düşük hızlarda kanatçık kullanımının ısı aktarımına etkisini görebilmek amacıyla Reynolds sayısının 400 olduğu değerdeki sonuçlar sunulmuştur. Ayrıca farklı Reynolds sayılarının ısı transferi üzerindeki etkisini görebilmek için Reynolds sayısının 300 ve 600 olduğu değerler için de araştırma yapılmıştır. 30° ve 60° kanat açılı kanallarda, iki kanatçık arası

uzaklık 20 mm iken kanalın giriş kısmı ile birinci kanatçık arası uzaklık 25 mm'dir.

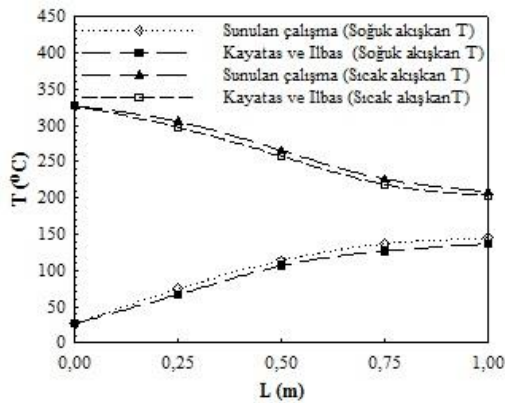
Her iki açılı kanatçık geometrisi için kanala 12 adet kanatçık yerleştirilmiş olup kanatçık yükseklikleri 2 mm'dir. Ayrıca, türbülansı artırmak için kanatçıklar yatay ekseninde 10 mm ötelenerek yerleştirilmiştir (Şekil 2a, 2b).

Bu çalışma, belirtilen kabuller altında yapılmıştır:

- Akış üç boyutlu, zamandan bağımsız ve laminardır;
- Kullanılan akışkan sıkıştırılamazdır;
- Kanatçık ve kanal malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır;
- Tabakalar arası ısı teması tamdır;
- Kanalın alt ve üst bölümü için kullanılan akışkan havadır;
- Akışkanın ısı özellikleri sabittir;
- Hem akışkan hem de katı malzeme için ısı üretimi söz konusu değildir.

4. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Şekil 3’de Kayatas ve Ilbas [21] tarafından yapılan çalışma ile sunulan çalışmanın sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonuçların birbiriyle uyumlu olduğu Şekil 3’den görülebilmektedir ve bu nedenle sayısal sonuçların doğru ve kabul edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Akışkanlar arasındaki sıcaklık farklılığının, ağ yapısından kaynaklandığı düşünülmektedir.

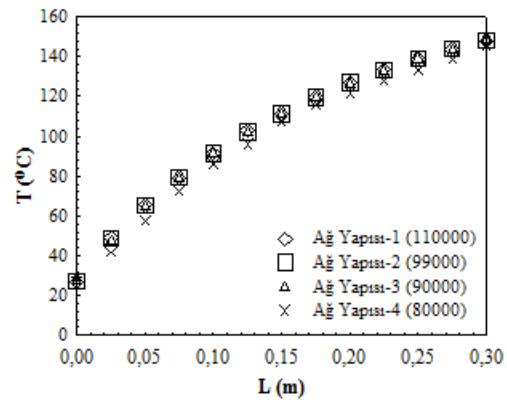


Şekil 3. Kanatçıklı kanal için Kayatas ve Ilbas’ın çalışması ile sunulan çalışmanın karşılaştırılması

Şekil 5A ve 5B’de sırasıyla kanatçıksız düz kanal, 30° ve 60° kanatçık açısı, 2 mm kanatçık yüksekliği ve aynı zamanda yatay ekseninde 10 mm ötelenmiş kanatçıklara sahip kanallar için soğuk ve sıcak akışkan sıcaklık dağılımları paralel ve ters akış durumlarında gösterilmektedir. Şekil 5A’da görüldüğü gibi her iki akış tipi için 30° açılı kanalda 60° açılı kanala göre daha fazla soğuk akışkan sıcaklık değişimi elde edilmektedir. Bu durum, 30° açılı kanalda artan türbülans etkisi ve ısı transfer yüzey alanıyla açıklanabilir. Böylece, 60° kanatçık açılı kanal ile karşılaştırıldığında 30° kanatçık açısı için sıcak akışkan sıcaklık değişimi daha fazla olmaktadır (Şekil 5B). Ayrıca, her iki kanatçık açısı için de soğuk ve sıcak akışkan sıcaklık konturu değişimleri düz kanaldan daha fazladır (Şekil 5A, 5B).

Şekil 6’da kanal boyunca paralel ve ters akış için soğuk akışkan sıcaklık değişimleri gösterilmektedir. 30° açılı kanatçıklı kanal, aynı

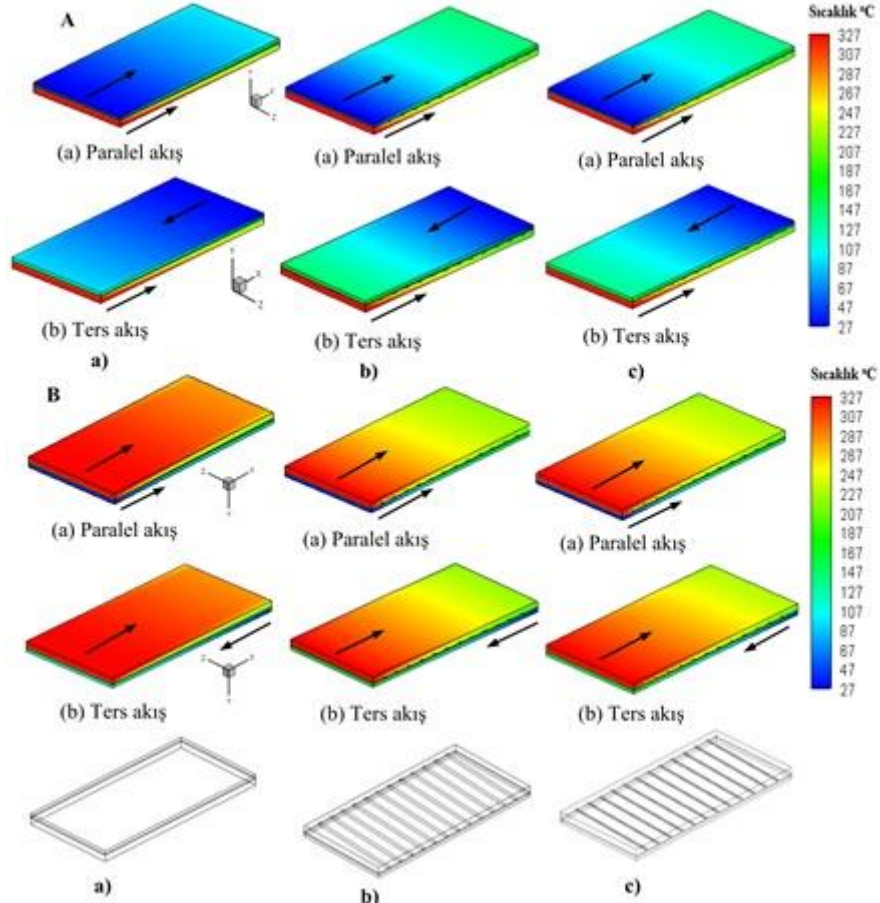
Sunulan çalışmanın sonuçlarının ağ yapısından olan bağımsızlığını belirlemek için kanatçıklı bir kanalda dikdörtgensel ağ eleman sayısı değiştirilerek sonuçların değişimi incelenmiştir (Şekil 4). Kanal kesitinde 99.000 adet elemanın (kanatçıklı katı kısımda 25.000, havanın geçtiği kısımda 74.000 adet eleman) olduğu ağ yapısının yeterli olduğu sonucuna varılmıştır (110.000 adet elemanın olduğu sonuçla karşılaştırıldığında fark % 0,1’den daha azdır).



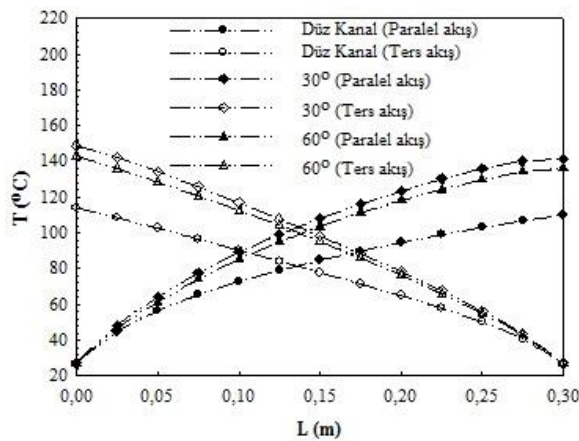
Şekil 4. Soğuk akışkan için ağ yapısının sıcaklık değişimine etkisi

kanatçık yüksekliğinde ($e=2$ mm) 60° açılı kanaldan daha fazla ısı transfer yüzey alanına ve akışkanda daha fazla türbülans etkisine sahiptir. Böylece, paralel akışta 30° açılı kanalda düz kanalla karşılaştırıldığında kanal çıkışında soğuk akışkan sıcaklığında %8’lik bir artış elde edilirken, 60° açılı kanal için bu artış %6,7 olmaktadır. Ters akış durumunda ise bu artış, 30° açılı kanalda %9’a çıkmaktadır.

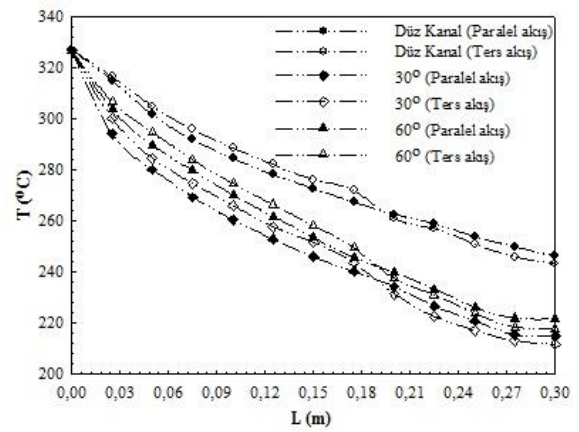
Düz, 30° ve 60° kanatçık açılı kanallar için kanal boyunca sıcak akışkan sıcaklık değişimleri paralel ve ters akış için Şekil 7’de belirtilmektedir. 60° kanatçık açılı kanalda ters akış için düz kanala göre sıcak akışkan çıkış sıcaklığı, girişteki 327°C’lik sıcak akışkan sıcaklığına göre % 5 azalmakta iken bu azalma miktarı 30° kanatçık açılı kanalda %6’ya ulaşmaktadır. Bu sonuç, 30° açılı kanalda, 60°’lik kanala göre ısı transfer oranının daha iyi olduğunu göstermektedir. Ayrıca, paralel akış için de benzer sonuç elde edilmektedir.



Şekil 5A. Soğuk akışkan için üç boyutlu sıcaklık dağılımı 5B. Sıcak akışkan için üç boyutlu sıcaklık dağılımı a) Düz kanal, b) $\Phi = 30^\circ$ açılı kanal, c) $\Phi = 60^\circ$ açılı kanal ($b = 20$ mm, $e = 2$ mm)



Şekil 6. Paralel ve ters akışta kanal boyunca soğuk akışkan sıcaklık değişimi ($e = 2$ mm)



Şekil 7. Paralel ve ters akışta kanal boyunca sıcak akışkan sıcaklık değişimi ($e = 2$ mm)

Şekil 8a ve 8b’de sırasıyla 2 mm kanatçık yüksekliği ve 30° ve 60° kanatçık açılara sahip plakalı ısı değiştiricilerde kanalın soğuk akışkan tarafındaki yüzeyi boyunca paralel akış için farklı Reynolds sayılarında noktasal Nusselt sayısı ve soğuk akışkan yüzey sıcaklık değişimi incelenmiştir. Şekil 8a ve 8b’den de görüldüğü gibi akışkan hızının artmasıyla ısı transferindeki iyileşme de artmaktadır. Bununla birlikte, paralel akışta kanal çıkışına doğru sıcak ve soğuk akışkanlar arasındaki sıcaklık farkı azaldığından analiz edilen Reynolds sayıları için de kanal boyunca çıkışa doğru ısı transfer oranı ve dolayısıyla noktasal Nu sayısı değerleri de azalmaktadır. Ayrıca, kanal girişinden 0,15 m uzaklıkta $Re=300$ ’de 30° açılı kanal için yüzey sıcaklık değeri 60° açılı kanaldan yaklaşık 3,5 °C daha fazladır (Şekil 8b). Bu sonuç, 30° kanatçık açılı plakalı ısı değiştiricisinin ısı transferi performansının daha iyi olduğunu bir kanıt olarak görülebilir.

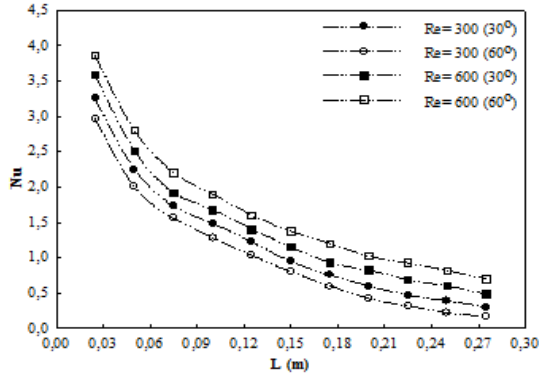
Ters akış için 30° ve 60° kanatçık açılara sahip plakalı ısı değiştiricilerde kanal yüzeyi boyunca farklı Re sayılarında noktasal Nu sayısı ve soğuk akışkan sıcaklık değişimi sırasıyla Şekil 9a ve 9b’de gösterilmektedir. İncelenen tüm Re sayıları ve kanatçık açıları için kanalın girişine doğru soğuk akışkan sıcaklığı arttığından ısı transfer oranı daha yüksektir. Bununla birlikte, incelenen Re sayısı aralığında en yüksek noktasal Nu sayısı değerlerine 30° kanatçık açılı kanalda $Re=600$ ’de ulaşılmaktadır. Şekil 9b’deki sıcaklık değişimi grafiği incelendiğinde ise kanal girişinden 0,075 m uzaklıkta 30° kanatçık açılı kanalda $Re=600$ ile aynı uzaklıkta $Re=300$ karşılaştırıldığında 11,6°C’lik sıcaklık farkı olduğu görülmektedir.

Şekil 10’da 60° kanatçık açılı kanalda $e=2$ mm ve $e=4$ mm olmak üzere farklı kanatçık yüksekliklerinin paralel ve ters akış durumlarında kanal boyunca soğuk akışkan sıcaklık değişimi üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Kanatçık yüksekliğindeki artış, ısı transfer yüzey alanını artırarak soğuk akışkan sıcaklığının da artmasını sağlamaktadır.

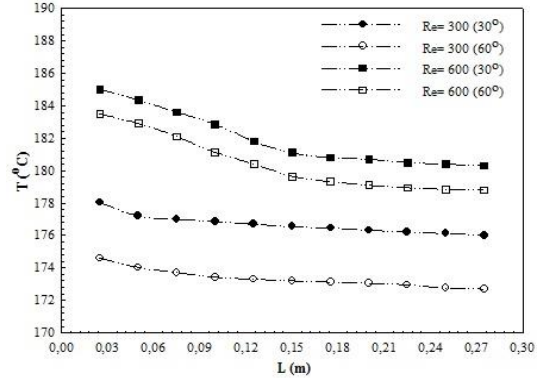
30° kanatçık açılı ve 2 mm kanatçık yükseklikli kanalda $b=20$ mm ve $b=60$ mm kanatçık aralıkları için kanal boyunca soğuk akışkan sıcaklık değişimleri Şekil 11’de gösterilmektedir. Kanatçık aralığı arttığı zaman kanala yerleştirilen kanatçık sayısı azalacağından hem ısı transfer yüzey alanı hem de kanatçıklar tarafından oluşturulan akış dalgalanmaları azalacaktır. Şekil 11’de de görüldüğü gibi bu durum da kanal boyunca soğuk akışkanın sıcaklık değerinin azalmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle, ince ve akışı engellemeyecek ölçüde sık aralıklı kanatçık tasarımının verimli olacağı söylenebilir.

Şekil 12’de 30° ve 60° kanatçık açılı kanalların üst ve alt kısımlarında soğuk ve sıcak akışkanların geçtiği taraflarındaki yüzey sıcaklık dağılımları gösterilmektedir. Kanatçıklar sayesinde kanal boyunca küçük aralıklarda daha yüksek sıcaklık değişimleri elde edilebilmektedir. 60° açılı kanalla karşılaştırıldığında, 30° açılı kanalda hem paralel hem de ters akış için sıcaklık dağılımı daha erken gelişim göstermekte ve daha yüksek sıcaklık değişimleri elde edilebilmektedir. Bununla birlikte, sıcaklık dağılımlarından her iki kanatçık açısı için ters akışın kanal boyunca daha yüksek sıcaklık değişimi meydana getirdiği görülmektedir. Ayrıca, sıcaklık dağılımlarındaki oklar paralel ve ters akış için akış yönlerini belirtilmektedir.

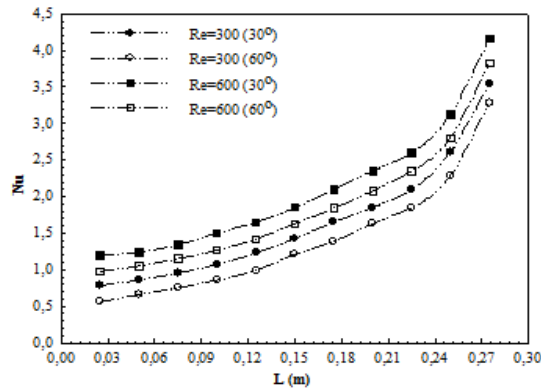
2 mm kanatçık yüksekliğine sahip 30° ve 60° kanatçık açılı kanallarda soğuk akışkanın geçtiği kısımlarının üst yüzeylerindeki sıcaklık değişimleri Şekil 13’de gösterilmektedir. Düz kanal için paralel akış durumunda ilk sıcaklık değişimi kanalın giriş kısmından 0,1065 m uzaklıkta gelişmeye başlarken, 30° kanatçık açılı kanal için bu ilk sıcaklık değişiminin 0,0455 m uzaklıkta olduğu görülmektedir. Ters akış durumunda da benzer sonuç elde edilmekte birlikte 30° kanatçık açısı için 60° açılı duruma göre sıcaklık daha önce gelişim göstermektedir. Aynı zamanda, değişim noktalarında en yüksek sıcaklık değerlerine her iki akış durumunda da 30° kanatçık açılı kanal için ulaşılmaktadır.



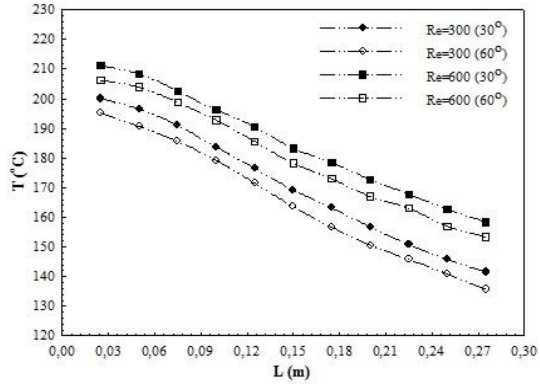
Şekil 8a. Paralel akışlı kanalda farklı Re sayılarında soğuk akışkanın noktasal Nusselt sayısı değişimi



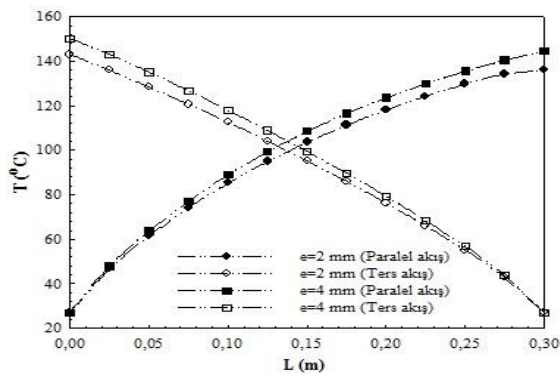
Şekil 8b. Paralel akışlı kanalda farklı Re sayılarında soğuk akışkanın sıcaklık değişimi



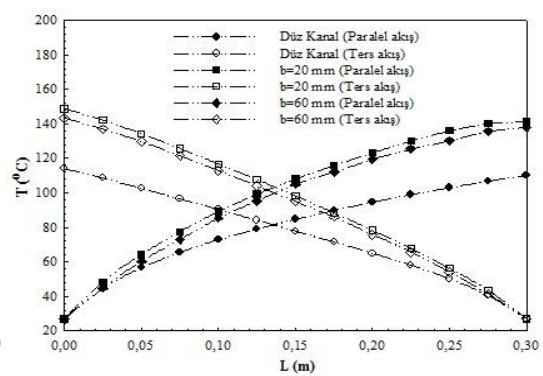
Şekil 9a. Ters akışlı kanalda farklı Re sayılarında soğuk akışkanın noktasal Nusselt sayısı değişimi



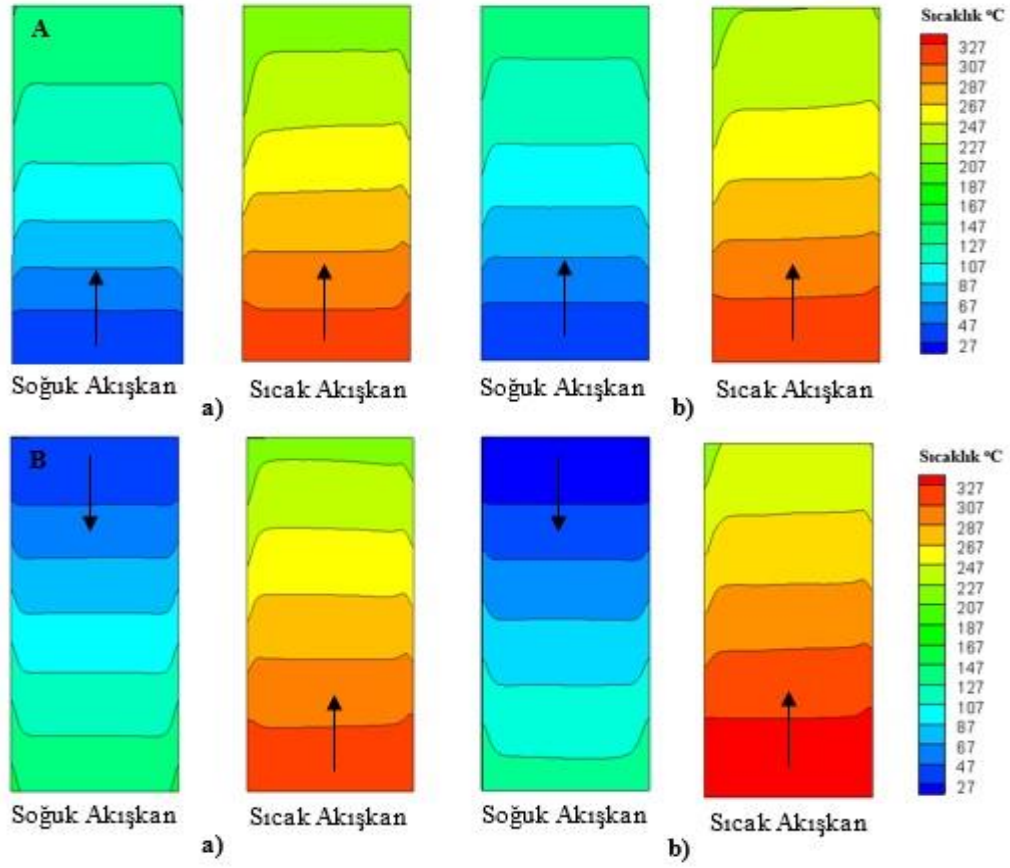
Şekil 9b. Ters akışlı kanalda farklı Re sayılarında soğuk akışkanın sıcaklık değişimi



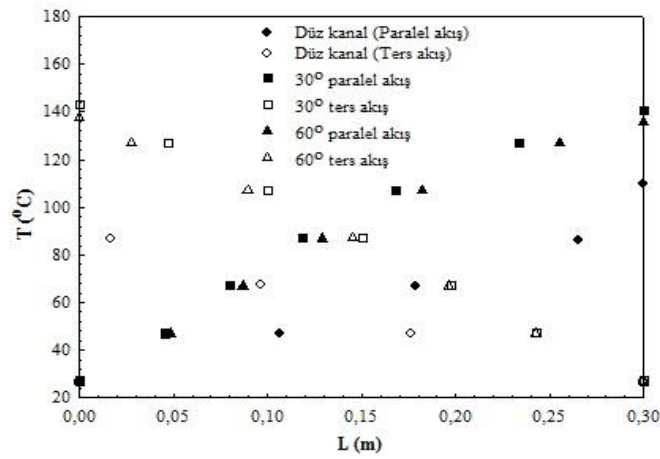
Şekil 10. 60° kanatçık açılı kanalda farklı kanatçık yükseklikleri için soğuk akışkan sıcaklık değişimi



Şekil 11. 30° kanatçık açılı kanalda farklı kanatçık aralıkları için soğuk akışkan sıcaklık değişimi (e=2 mm)



Şekil 12. Kanalin soğuk ve sıcak akışkan taraflarındaki sıcaklık dağılımları, A-Paralel akış B-Ters akış a) $\Phi=30^\circ$ b) $\Phi=60^\circ$



Şekil 13. Kanal yüzeyi boyunca paralel ve ters akış için soğuk akışkan sıcaklık değişimi

Çizelge 1’de düz kanal, 30° ve 60° olmak üzere iki farklı kanatçık açısına sahip plakalı ısı değiştiriciler için kanal boyunca basınç düşüşü değerleri gösterilmektedir. Aynı kanatçık yüksekliğinde daha fazla ısı transfer yüzey alanına sahip 30° kanatçık açılı plakalı ısı değiştiricisinde basınç düşüşünün 60° kanatçık açılı ısı değiştiricisine göre daha fazla olduğu görülmektedir. Kanatçıklar ısı transferini artırmalarının yanında akışa karşı direnç oluşturmaları sebebiyle kanatçıksız düz kanala göre Çizelge 1’de de görüldüğü gibi basınç düşüşünü artırıcı etkiye sahiptirler. Basınç düşüşünün de gerekli olan pompalama gücünü artırması nedeniyle plakalı ısı değiştiriciler tasarlanırken kanatçık tasarımına dikkat edilmesi gerekmektedir.

Çizelge 1. Isı değiştiriciler için basınç düşüşleri

Isı değiştiricisi tipi	Basınç düşüşü (Pa)
Düz kanal	0.653
30° kanatçıklı	1.578
60° kanatçıklı	1.371

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, 30° ve 60° açılı ve akışa dik olarak yatayda 10 mm ötelenmiş dikdörtgensel kanatçık geometrisine sahip plakalı ısı değiştiricilerde ısı transferi, basınç düşüşü ve akış özellikleri üç boyutlu, zamandan bağımsız ve sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada ayrıca, kanatçık yüksekliğinin, kanatçık aralığının etkisi de dikkate alınmış ve kanalın alt ve üst taraflarındaki sıcak ve soğuk akışkanların kanal dış yüzey sıcaklık dağılımları da incelenen farklı kanatçık açıları (30° ve 60°) için araştırılmıştır. Sıcaklık dağılımları ve basınç düşüşleri FLUENT paket programı kullanılarak elde edilmiştir. Kanatçıklar, ısı aktarım yüzeylerini genişletmeleri ve oluşturacakları akış dalgalanmalarıyla aynı hacimde ısı aktarım miktarını arttırmak amacıyla tasarlanmaktadır. Bununla birlikte, pratikte yüksek basınç düşüşü ve dolayısıyla yüksek pompalama gücünden kaçınmak için genellikle düşük akış hızlarında çalışılmaktadır. Bu nedenle çalışmada, düşük hızlarda kanatçık kullanımının ısı transferi üzerindeki etkisini görebilmek amacıyla Re sayısının değeri 400 alınarak sonuçlar değerlendirilmiştir. Basınç düşüşü sonuçları

incelendiğinde, aynı kanatçık yüksekliğinde daha fazla ısı transfer yüzey alanına sahip 30° kanatçık açılı plakalı ısı değiştiricisinde basınç düşüşünün 60° kanatçık açılı ısı değiştiricisine göre daha fazla olduğu görülmektedir. Kanatçıklar ısı transferini artırmalarının yanında akışa karşı direnç oluşturmaktadır. Bu nedenle düz kanala göre daha fazla basınç düşüşü etkisine sahiptirler.

Bunun yanı sıra, çalışmada farklı Re sayılarının Nu sayısı üzerindeki etkisi de incelenmiş ve Re sayısındaki artışın, Nu sayısında artışa neden olduğu görülmüştür. Çalışılan kanatçık aralıkları düşünüldüğünde, en iyi sonuca 20 mm kanatçık aralığında ulaşılmaktadır. Ayrıca, kanatçık yüksekliğinin artışı, ısı transfer oranını artırsa da kanatçıkların uygun şekilde kullanılmaması ısı geçişini artırmak yerine azaltabilir. Bu nedenle, ince ve akışı engellemeyecek ölçüde sık aralıklı kanatçık tasarımının verimli olacağı söylenebilir. Sonuçlar, soğuk akışkan sıcaklığının ters akış durumunda 30° kanatçıklı kanalda düz kanala göre kanal çıkışında %9 artırdığını göstermektedir.

Çalışmada, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricileri için özgün kanatçık geometrileri değerlendirilmiş ve ısı transferini artırmak için kullanılan kanatçıklar literatürde henüz araştırılmamıştır. Bu nedenle, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerde daha fazla ısı transfer artış oranları elde edebilmek için bu tip dikdörtgensel kanatçık geometrilerinin ısı transfer performans özelliklerinin ve bununla birlikte basınç düşüşlerinin araştırılması gerekmektedir. Bu çalışmada, kanatçık açısı, kanatçık yüksekliği ve kanatçıklar arası mesafe, akıştaki türbülansı artırmak için kanatçıkların akışa dik olarak yatayda 10 mm ötelenmesiyle değerlendirilerek plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinin verimliliğinin artırılması amaçlanmıştır. Sonuçlar, düz kanalla kanatçıklı kanalların karşılaştırılmasıyla sıcaklık dağılımları, basınç düşüşü, noktasal sıcaklık ve Nusselt sayısı değişimleri olarak farklı kanatçık açıları ve akış tipleri için sunulmuştur.

Sonuç olarak bu çalışmadan elde edilen verilerin, plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerinin tasarımı açısından yapılacak olan doğrudan uygulamalarda büyük öneme sahip olduğu ve plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerin optimizasyonunda kullanılabileceği düşünülmektedir.

6. KAYNAKLAR

1. Sunden, B., 1999. Heat Transfer and Fluid Flow in Rib-Roughened Rectangular Ducts, Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, (Ed.) S. Kakac, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 355, 123-140.
2. Tauscher, R., Mayinger, F., 1999. Heat Transfer Enhancement in a Plate Heat Exchanger with Rib-Roughened Surfaces, Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers, (Ed.) S. Kakac, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 355, 207-221.
3. Lee, C. K., Abdel-Moneim, S. A., 2001. Computational Analysis of Heat Transfer in Turbulent Flow Past a Horizontal Surface with Two-Dimensional Ribs, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 28 (2), 161-170.
4. Acharya, S., Dutta, S., Myrum, T.A., Baker R.S., 1993. Periodically Developed Flow and Heat Transfer in a Ribbed Duct, Int. J. Heat Mass Transfer, 36 (8), 2069-2082.
5. Liou T.M., Chang, Y., Hwang, D.W., 1990. Experimental and Computational Study of Turbulent Flows in a Channel with Two Pairs of Turbulence Promoters in Tandem, ASME J. Fluids Eng., 112 (3), 302-310.
6. Liou, T. M., Hwang, J. J., 1992. Developing Heat Transfer and Friction in a Ribbed Rectangular Duct with Flow Separation at Inlet, ASME J. Fluids Eng., 114 (3), 565-573.
7. Kaya, D., Buyruk, E., Can, A., Fertelli, A., 2007. Numerical Study of Heat Transfer Characteristics of Extended Surfaces, Strojarsvo, 49 (2), 137-144.
8. Buyruk, E., Karabulut, K., Karabulut, O. O., 2013. Three-Dimensional Numerical Investigation of Heat Transfer for Plate Fin Heat Exchangers, Heat and Mass Transfer, 49 (6), 817-826.
9. Buyruk, E., Karabulut, K., 2013. Numerical Investigation into Heat Transfer for Three-Dimensional Plate Fin Heat Exchangers with Fins Placed Perpendicular to Flow, Transactions of Fama, 37 (2), 87-102.
10. Buyruk, E., Karabulut, K., 2015. Numerical Study of Heat Transfer Enhancement and Flow Characteristics of Three-Dimensional Plate Fin Heat Exchangers, Heat Transfer Research, 46 (9), 819-837.
11. Ganzarolli, M. M., Alternani, C. A. C., 2010. Optimum Fin Spacing and Thickness of a Finned Heat Exchanger Plate, Heat Transfer Engineering, 31 (1), 25-32.
12. Wang, Y. Q., Dong, Q. W., Liu, M. S., Wang, D., 2009. Numerical Study on Plate Fin Heat Exchangers with Plain Fins and Serrated Fins at Low Reynolds Number, Chem. Eng. & Tec., 32 (8), 1219-1226.
13. Wen, J., Yang, H., Tong, X., Li, K., Wang, S., Li, Y., 2016. Optimization Investigation on Configuration Parameters of Serrated Fin in Plate-Fin Heat Exchanger Using Genetic Algorithm, Int. J. Thermal Sciences, 101, 116-125.
14. Masliyah, J. H., Nandakumar, K., 1976. Heat Transfer in Internally Finned Tubes, Trans. ASME J. Heat Transfer, 98 (2), 257-261.
15. Gupta, M., Kasana, K. S., Vasudevan, R., 2009. A Numerical Study of the Effect of Flow Structure and Heat Transfer of a Rectangular Winglet Pair in a Plate Fin Heat Exchangers, J. Mech. Eng. Science, 223 (9), 2109-2215.
16. Salehi, S., Afshin, H., Farhanieh, B., 2015. Numerical Investigation of the Inlet Baffle, Header Geometry and Triangular Fins Effects on Plate-Fin Heat Exchangers Performance, Heat Transfer Engineering, 36 (16), 1397-1408.
17. Zhu, Y. H., Li, Y. Z., 2008. Three Dimensional Numerical Investigation on the Laminar Flow and Heat Transfer in Four Basic Fins of Plate Fin Heat Exchangers, Trans. ASME J. Heat Transfer, 130, 1-8.
18. Dixit, A., Patil, K., 2015. Heat Transfer Characteristics of Grooved Fin Under Forced Convection, Heat Transfer Engineering, 36 (16), 1409-1416.
19. Wasewar, K.L., Hargunai, S., Atluri, P., Kumar, N., 2007. CFD Simulation of Flow Distribution in the Header of Plate Fin Heat Exchangers, Chem. Eng. & Tech., 30 (10), 1340-1346.
20. FLUENT User's Guide, 2003. Fluent Inc. Lebanon, NH.
21. Kayatas, N., Ilbas, M., 2005. İç İç Borulu Model Bir Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin

Plakalı Kanatçıklı Isı Değiştiricilerde Kanatçık Açısının Isı Transferine Olan Etkisinin Üç Boyutlu Sayısal Olarak İncelenmesi

İyileştirilmesinin Sayısal Olarak İncelenmesi,
Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Dergisi, 21 (1-2), 128-139.