

## Üçgen Biçimli Kanatçık Yüzeylerde Isı Geçişinin Nümerik Olarak İncelenmesi

Yeliz ALNAK

Sivas Cumhuriyet Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Mekatronik Mühendisliği, Sivas, Türkiye. ORCID 0000-0003-4383-3806

Sorumlu Yazar \* : ytas@cumhuriyet.edu.tr

Geliş tarihi:18.05.2022

Kabul tarihi:14.06.2022

### Özet

Bu çalışmada, levha tipi ısı değiştiricilerinde plaka yüzeylerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferi üzerine etkilerinin birleşik ısı transferi yaklaşımıyla incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla ANSYS paket programı kullanılarak ısı transferinin sayısal çözümü zamandan bağımsız olarak elde edilmiş, sıcaklığın ve hızın değişimi gösterilmiştir. Üç boyutlu dikdörtgen kesitli düz kanalların, geniş duvarı kanatçıklı yüzeyler tarafından geliştirilecek ve Reynolds sayısının 200 'den 1000 'e değiştirildiği düz kanal için laminer akış oranında ve kanatçıklı kanallarda standart k-ε türbülans modeliyle farklı kurulumlar için (kanatçık için: şekil, boyut, aralık ve model için) araştırılmıştır. Üç boyutlu incelemelerde 20-40 mm kanatçık aralığında, 2 ve 4 mm üçgen kanatçık yüksekliğinde sonuçlar elde edilmiştir. Öncelikle boş kanal için hız ve sıcaklık dağılımı zamandan bağımsız olarak elde edilmiş ve literatür ile karşılaştırılmıştır. Daha sonra aynı sınır koşullarında farklı kanatçık açılarının ve boyutlarının, hız ve sıcaklık dağılımı üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmanın devamında çeşitli kanatçık modellerinde farklı geometrilerin, sıcaklık dağılımına olan etkileri incelenmiştir. Akışkan hızının ısı transferine etkisini görebilmek için Nusselt sayısının değişimi incelenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Isı Geçişi, Kanatçık, Sonlu Hacimler Metodu, Ansys Fluent.

### Numerical Investigation of Heat Transfer on Triangular Fin Surfaces

### Abstract

In this study, it is aimed to investigate the effects of fins placed on plate surfaces in plate type heat exchangers on heat transfer with a combined heat transfer approach. For this purpose, the numerical solution of heat transfer is obtained independently of time with the help of ANSYS package program and the variation of temperature and speed is shown. For a variety of installations (for fin: shape, size) of three-dimensional rectangular straight ducts with wide wall finned surfaces and with laminar flow rate for straight duct where Reynolds number is changed from 200 to 1000 and standard k-ε turbulence model in finned ducts , range, and model) were investigated. In three-dimensional examinations, results were obtained in the 20-40 mm fin range, with 2 and 4 mm triangular fin heights. First of all, the velocity and temperature distribution for the empty channel will be obtained independently of time and compared with the literature. Then, the effects of different fin angles and sizes on velocity and temperature distribution under the same boundary conditions were investigated. In the continuation of the study, the effects of different geometries on the temperature distribution in various fin models were investigated. In order to see the effect of fluid velocity on heat transfer, the variation of the Nusselt number was investigated.

**Keywords:** Heat Transfer, Fin, Finite Volume Method, Ansys Fluent.

## 1. GİRİŞ

Çoğu mühendislik uygulamalarında, farklı sıcaklıklarda birden fazla akışkan arasındaki ısı değişimi oldukça sık rastlanan işlemlerden birisidir. Isı transferi için zorunlu olan cihazlar, ısı değiştirici olarak adlandırılır. Kullanım yerleri olarak termik santralleri, kimya endüstrileri, soğutma, iklimlendirme, ısıtma sistemleri, taşıt araçları, elektronik cihazlar, ısı depolanması vb. birçok örnek verilebilir. Buhar kazanında, soğutma çevrimlerinde bir havalandırma tesisatının çeşitli kademelerinde kullanılan ısı değiştirici tipleri uygulama alanlarına verilecek örneklerdir. Bu örneklerden anlayacağımız üzere, kullanım amaçlarına göre değişik konstrüksiyonlarda, kapasitelerde, tiplerde ve boyutlarda olabilen bu ısı değiştiricileri, uygulamada çeşitli yerlerde kullanılırlar [1]. İç içe yerleştirilmiş borulu sistemde kare, üçgen ve girdaplı akışkan için ısı transferini nümerik olarak incelemişlerdir. Çözümlemede Ansys-Fluent paket programı kullanılmıştır. Çözümleme dört farklı model için yapılmış ve sonuçlar

verilmiştir [2]. FLUENT paket programları ile panel tipi ısı değiştiricilerinde levha yüzeylerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferine etkileri incelenmiştir. Bu çalışmada dikdörtgen kesitli düz kanallara yerleştirilen kanatçıkların, Reynolds sayısının 500-2500 'e değiştirildiği, laminar ve düşük türbülanslı akış oranlarında çeşitli karşılaştırılmalar yapılmıştır [3]. Buradaki nümerik çalışma Ansys Fluent 6.3.26 ile araştırılmıştır.  $100 \leq Re \leq 800$  Reynolds sayısı aralığında gerçekleştirilmiş ve çalışma akışkanı olarak da hava ( $Pr = 0.7$ ) kullanılmıştır. Ortalama Nusselt sayıları ve sürtünme katsayıları Reynolds sayısının fonksiyonu olarak yapılmıştır. Bu çalışmada yerel Nusselt sayıları ve Fanning sürtünme faktörleri kanal boyunca mesafenin fonksiyonu olarak çizilmiştir. Sıcaklık ve hız dağılımları kanal boyunca farklı pozisyonlarda gösterilmiştir [4]. Boru içerisine hava burgacı yayıcı olarak yerleştirilen ve paslanmaz çelikten imal edilmiş üç farklı kanat açısına ( $\theta = 30^\circ, 45^\circ$  ve  $60^\circ$ ) ve iki farklı kanat açıklığına ( $b = 0.1$  ve  $0.2$  m) sahip türbülötör kullanmışlar, ısı geçişindeki artışı üç boyutlu olarak ele almışlardır. Sayısal analizlerde standart Reynolds Stress Model hava burgacı modeli kullanılmıştır. Bu çalışmada incelenen tüm durumlarda, boru içerisinde türbülötör kullanıldığında Nu sayısının arttığı bununla birlikte türbülötörün kanatçık açısı ve kanatçık mesafesinin ısı transferini etkilediğini belirlemişlerdir [5]. Tarafından yapılan yatay konumda bulunmakta olan sonlu iki paralel levhadan oluşan bir sistemde levhalar arası mesafenin, levhalar ile ortam arası sıcaklık farkının ve levha boyutlarının doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir [6]. Eş eksenli bir sistemde, türbülanslı bir akışta deneyler yapmışlar ve ısı transferi miktarlarını kıyaslamışlardır [7]. Farklı adımlardaki helisel yaylar ile yapılan deneylerde Reynolds sayısının artmasıyla basınç kayıpları da arttığı için, kullanılan iyileştirme tekniğinin termodinamik olarak avantajlı olup olmadığını belirlemek üzere, entropi üretimi hesaplanmıştır [8]. Tarafından yapılan yatay konumda bulunmakta olan sonlu iki paralel levhadan oluşan bir sistemde levhalar arası mesafenin, levhalar ile ortam arası sıcaklık farkının ve levha boyutlarının doğal konveksiyon ile ısı transferi üzerine etkisi sayısal olarak incelenmiştir [9]. Tarafından yapılan eş merkezli ve iç içe borulu ısı değiştiricisinde; sıcak akışkan ve soğuk akışkan tarafında ısı taşınım (film) katsayıları ve toplam ısı transfer katsayısı ( $U_{top}$ ) deneysel olarak bulunmuş ayrıca aynı yönlü paralel akış ve zıt yönlü paralel akışlı ısı değiştiricisi tipleri için birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Deneylerde türbülanslı akış şartlarında Reynold sayısı  $19000 < Re < 34000$  değerlerinde yapılmış ve sıcak ve soğuk akışkan olarak su kullanılmıştır. Sonuç olarak Re sayısının, Nu sayısına ve Basınç Kayıp katsayısına göre değişimi belirtilmiştir [10]. Tarafından yapılmakta olan güneş enerjili doğal dolaşimli dolaylı sıcak su hazırlama sistemlerinde kanatçık yüzeyindeki sıcaklık dağılımının sonlu-farklar yöntemi ile analizini yapmışlardır. Burada tasarlanan tabii dolaşimli dolaylı sıcak su hazırlama sisteminde sınır şartlarına göre sonlu-fark eşitlikleri yazılarak bu eşitliklerde bilinmeyen kanatçık yüzey sıcaklıkları Gauss Seidel İterasyonu kullanılarak bilgisayar programı ile analizi yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda hesaplanan kanatçık yüzey sıcaklıklarına göre kanatçık yüzeyinden taşınan ısının önemli miktarda olduğunu bildirmişler, kanatçık kullanımının ısıl verim bakımından çok yararlı olabileceği gözlemişlerdir [11]. Çalışmasında yarı küresel bir engelin varlığında iki boyutlu bir kanal içerisinde ısı geçişi ve akışı türbülanslı akış rejiminde ( $Re = 10\ 000 - 100\ 000$ ) sayısal olarak göstermiştir. Navier-Stokes, enerji denklemlerini Simple algoritması ve türbülanslı akışta Standart k-epsilon modelini kullanarak çözmüştür. Bu çalışmada korunum denklemlerinin sayısal çözümü için Fluent programından yararlanmıştır [12]. Laminer karışık taşınım şartlarında akıma paralel kanatçıklar yerleştirmişler, yatay kanallarda karışık taşınım ile olan ısı aktarımını Sayısal Akışkanlar Dinamiği 'ni (SAD) kullanarak irdelemişlerdir. Buradaki ısı aktarımına Rayleigh sayısının ve değişik kanal geometrilerinin etkilerini araştırmışlardır [13]. Kurtbaş vd. (2004) Sabit ısı akısı uygulanan bakır boru içerisine türbülötör yerleştirmişler, ısı geçişi ve basınç kaybı üzerindeki etkisini irdelemişlerdir. Çalışma akışkanı olarak hava seçmişlerdir. Deneylerini altı farklı kütleli debide, Reynolds sayısını 10000 ila 40000 aralığında yapmışlardır. Deneyler sonunda meydana gelen verileri kullanarak Reynolds sayısı, kanat çapı, kanatlar arası mesafe ve kanat açısına bağlı olarak Nusselt sayısı ve sürtünme katsayısı için geçerli bağıntıları çoğaltmışlardır [14]. Kızılkın (2007), gövde borulu bir ısı değiştiricisinde bulunan şaşırtma levhası kesmesinin ve aralığının ısı taşınım katsayısı ve basınç düşümüne etkisini irdelemiştir. Burada standart boyutlarda bir ısı değiştiricisi için farklı şaşırtma levhası kesmesi ve aralıklarında analizleri göstermiştir [15]. Lee vd. (2001) plakalı ısı eşanjör kanallarının optimal şekillendirilmesi ve düzenlenmesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarında mesafe (L), hacim (V), açı ( $\beta$ ) ve eğim (G) olmak üzere dört adet boyutsuz geometrik parametre kullanmışlardır. Reynold sayısını 500 - 1500 arasında kullanarak  $L=0.272$ ,  $V=0.106$ ,  $\beta=0.44$ ,  $G=0.195$  olarak çalışmışlardır. Burada levhalı ısı eşanjörlerindeki basınç düşümü ve ısı transfer özelliklerini incelemişlerdir [16]. Demircan, sayısal olarak bir elektronik devre elemanının, çapraz akış ve çarpan jet uygulamasıyla soğutulmasını araştırmıştır. Re sayısı aralığı 30000–90000, jet ve kanal hız oranının farklı değerleri için incelemeler gerçekleştirmiştir. Re sayısının ve hız oranlarının artışıyla ısı transferinin önemli oranda arttığını belirlemiştir [23].

Enerji verimliliğinin artırılmasının önemli olduğu bir kez daha ortaya çıkmakta, kanatçık üzerine daha yoğun araştırmalar yapılması gerekmektedir. Ayrıca çalışmada incelenen kanatçık şekillerinin daha önce

değerlendirilmediği görüldüğünden özgün kanatçık geometrileri incelenmiştir. Ek olarak, kanatçık yüksekliğinin sıcaklık üzerindeki etkisi de değerlendirilmiş, farklı Reynolds sayılarının, Nusselt sayısı üzerindeki etkisi araştırılırken hız, sıcaklık konturu dağılımları da görselleştirilmiştir.

## 2. MATERYAL METOD

Nümerik çalışma 3D olarak, zamandan bağımsız ve birleşik (iletim ve taşınım) ısı transferi analizini çözmek için sonlu hacimler yöntemi (FLUENT programı) kullanılmıştır.

Geometri boyunca akış ve ısı transferinin çözümlenmesi, zamandan bağımsız olarak kütle, momentum ve enerjinin korunumu kanunlarından elde edilen kısmi türevli denklemlerin çözümlenmesi esasına dayanmaktadır [17]. Kanaldaki akış ve ısı transferinin çözümü aşağıdaki gibi gövde kuvvetinin olmadığı sürekli, kanaldaki birleşik jet akış nedeniyle türbülanslı akış için zaman ortalamalı kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemlerinden türetilen kısmi türevli diferansiyel denklemlerin çözümüne yapılmıştır [21,22].

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,  $\rho$  yoğunluk,  $\mu$  dinamik viskozite,  $p$  basınç,  $k$  ısı iletkenlik,  $T$  sıcaklık,  $c_p$  özgül ısıyı ifade etmekte olup  $u$ ,  $v$ ,  $w$  ise sırasıyla  $x$ ,  $y$  ve  $z$  yönlerindeki hızlardır.

Kullanılan standart  $k$ - $\epsilon$  türbülans modelinde, türbülans kinetik enerji,  $\epsilon$  disipasyon terimi ve viskoz kaybolma terimi kullanılmaktadır.

Daimi akış için türbülans kinetik enerjisi denklemi

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

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

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

$C_\mu$ ,  $C_{1\varepsilon}$ ,  $C_{2\varepsilon}$ ,  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\varepsilon$  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.

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

$h$  yüzey ısı taşınım katsayısıdır.

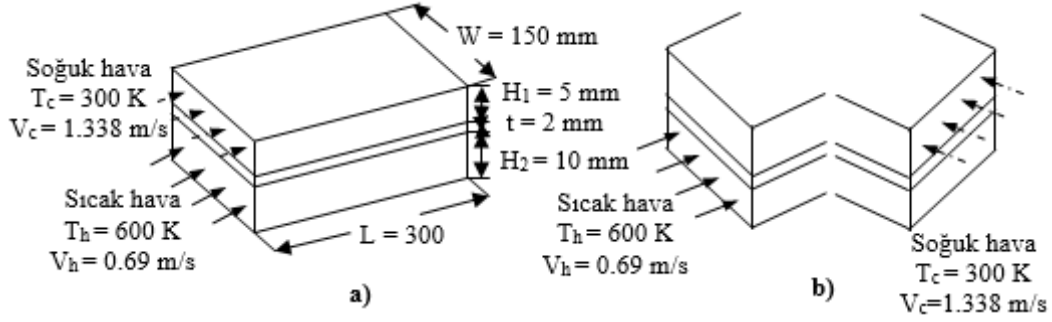
Basınç düşüşü aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

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

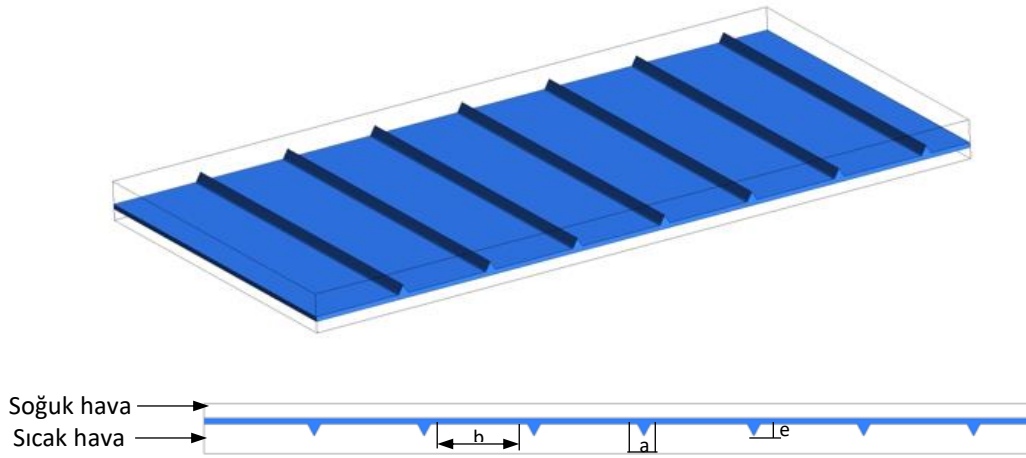
akış yönünde kanaldaki basınç düşüşü,  $f$  ise sürtünme faktörüdür.

Kanal boyunca oluşan ısıl değişim kanat malzemesinin ısıl iletkenliğini etkilediği için kanatçık malzemesinin seçimi ısı transferini arttırmada önemli bir faktördür. Bu nedenle, yüksek ısıl iletkenliğe sahip, ucuz ve hafif olan alüminyum malzeme kanal malzemesi olarak seçilmiştir. Kanatçıkların kanal yüzeyi ile bir bütün olarak üretildiği varsayılarak kanatçıklar ve yüzey arasındaki ısıl direnç ihmal edilmiştir.

Şekil 1'de üç boyutlu düz kanal geometrisi gösterilmektedir. Şekil 2'de ise üçgen kanatçıklı modellere ait dikdörtgen kanal geometrileri gösterilmektedir.



Şekil 1. Düz kanal için perspektif görünüş a) Paralel akış b) Ters akış [18]



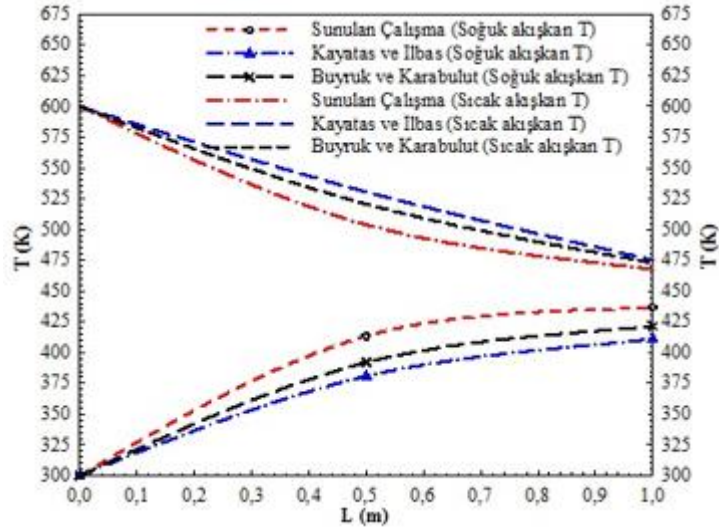
Şekil 2. Sayısal hesaplamalarda kullanılan Üçgen kanatçıklı dikdörtgensel kanal modelleri

Çalışma sınır şartları,

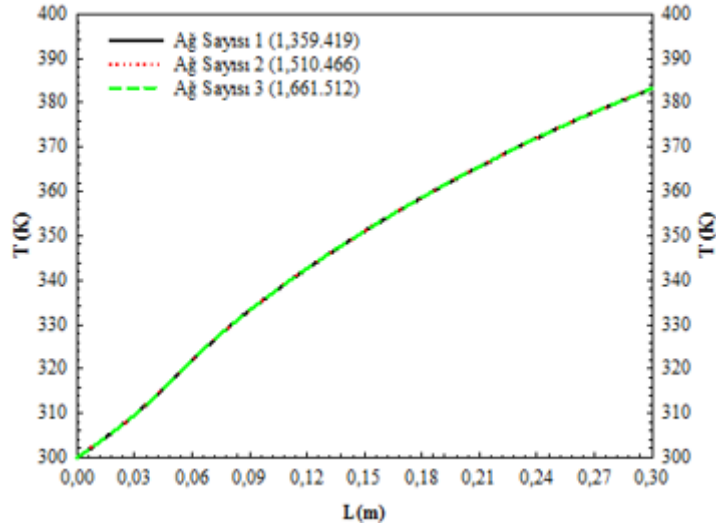
- Üç boyutlu, zamandan bağımsız ve laminerdir,
- Akışkan sıkıştırılmazdır,
- Kanatçık ve kanal malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır,
- Tabakalar arası ısıl temas tamdır,
- Kanalın alt ve üst bölümü için kullanılan akışkan havadır,
- Akışkanın ısıl özellikleri sabittir,
- Akışkan ve katı malzeme için ısı üretimi söz konusu değildir.

### 3. BULGULAR VE SONUÇLAR

Şekil 3' de sunulan çalışma ile literatürdeki çalışmalar karşılaştırılmış ve çalışmaların birbiri ile uyumlu olduğu görülmüştür. Şekil 4' de ağ bağımsızlık testinin sonuçları, soğuk akışkanın sıcaklık değişimi dikkate alınarak  $b=20$  mm,  $e=2$  mm ve  $Re=1000$  için üçgen kanatçıklı kanal için verilmektedir. Akışkanın sıcaklık değişimi, kanal kesitinde 1,510.466 adet ağ elemanının olduğu durumda, 1,661.512 adet ağ elemanının olduğu durum karşılaştırıldığında aradaki farkın %0.02' den daha az olduğu görülmüştür. Bu nedenle, kanal kesitinde toplam 1,510.466 adet ağ elemanının yeterli olduğu sonucuna varılmıştır. Bununla birlikte, çalışmada  $b=40$  mm,  $e=4$  mm üçgen kanatçıklı kanal için 1,783.031 adet ve düz kanal için bu değer 1,380.371' dir.

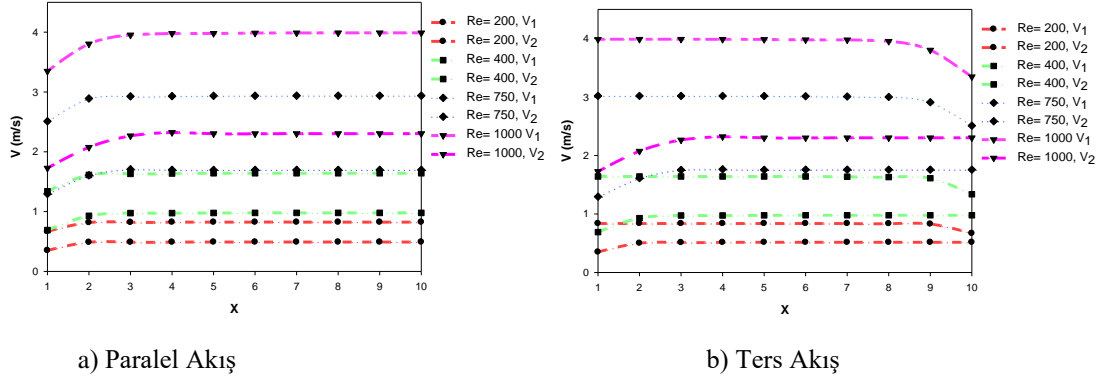


Şekil 3. Sunulan çalışmanın sonuçlarının karşılaştırılması



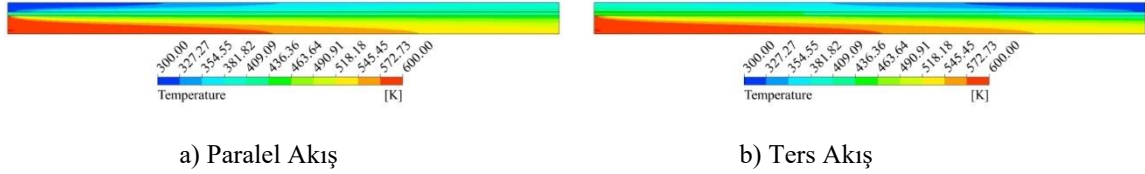
Şekil 4. Ağ elemanı sayısına soğuk akışkanın sıcaklık değişimi

Şekil 5 'de paralel ve ters yönlü akışta iki boyutlu kanatçiksız düz kanalda sıcak akışkanın ( $V_1$ ) ve soğuk akışkanın ( $V_2$ ) hız dağılımları gösterilmektedir. Paralel ve ters akışta 1.338 m/sn hızla üst kanala giren soğuk akışkan, kanal girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık farkından dolayı oluşan moleküler hareketlenme ile hızda bir miktar yükselme gözlenmektedir. Sonra yaklaşık olarak aynı değerde düzgün bir formda kanalı paralel akışta 1,641 m/sn hız ile ters akışta ise 1,642 m/sn hız ile terk etmektedir. Paralel ve ters akışta soğuk akışkan çıkış hızları yaklaşık olarak aynı olmakla birlikte ters akışta sıcaklık farkının kanal boyunca süreklilik göstermesi sebebiyle soğuk akışkan çıkış hızı daha yüksek değerlere çıkmaktadır. Alt kanal için 0,69 m/sn hızla giren sıcak akışkan ise hem paralel hem de ters akışta kanal girişindeki sıcaklık farkı nedeniyle 0,1 m eksenel mesafeye kadar bir miktar hızlanır. Yaklaşık olarak aynı hız değeri ile paralel akışta 0,97806251 m/sn, ters akışta 0,97806751 m/sn hız değeriyle kanalı terk etmektedir.

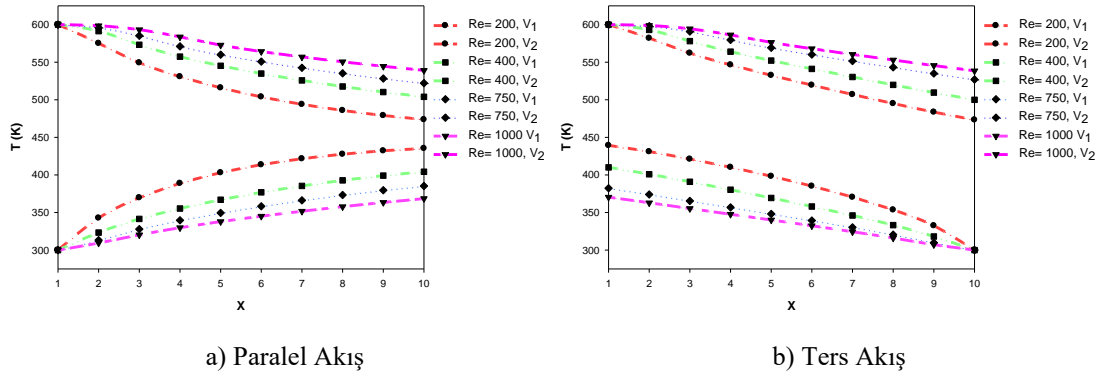


Şekil 5. Düz kanalda Reynolds sayılarının paralel akış ve ters akış için hız dağılımı

Burada başlangıç olarak kanatçık eklenmemiş pürüzsüz yüzeye sahip düz kanal için çözümleme yapılmıştır. Çalışmanın amacı kanatçık eklenmiş yüzeylerde ısı aktarımı incelenmesidir. Düz kanal için çözümleme amacı ise kanatçıklı çözümleme ile karşılaştırma ve yöntemlerin belirlenebilmesidir. Aynı zamanda doğrulanabilmesi içindir. Sıcaklık konutlarına Şekil 6'ya bakıldığında ısıl sınır tabaka kolaylıkla görülmektedir. Bu şekil düz kanalda paralel ve ters akış FLUENT paket programı ile çözülmüştür. Sıcak akışkanın ısınması soğuk akışkanın ısınması ile ısıl sınır tabaka gelişmektedir. Isıl sınır tabakadan bahsedecek olursak içerisinde sıcaklık gradyanları ve ısı geçişinin olduğu bölgelerdir. Bu bölgeler hariç diğer söz konusu sıcaklık gradyanları ve buna bağlı ısı geçişleri ihmal edilebilir. Buna göre sıcaklık konutlarındaki renk değişimleri net olarak görülebilmektedir. Kısaca her iki akış türünde de soğuk akışkanla sıcak akışkanı birbirinden ayıran katı yüzeyin, sıcak akışkanla temasta olan alt yüzeyine sıcak akışkandan taşınımıyla gerçekleşmekte ve alt yüzeyinden üst yüzeyine iletimle ve üst yüzeyden soğuk akışkana taşınımıyla ısı aktarımı gerçekleşmektedir. Alt kanala hava 600 K sıcaklıkta girmektedir. Üst kanala ise hava 300 K sıcaklıkta girmektedir. Alt kanala giren 600 K sıcaklığındaki hava paralel akışta 503,8983 K 'e, ters akışta ise 499,9541 K 'e düşmektedir. 300 K sıcaklığında giren hava ise, paralel akışta 404,2975 K 'e, ters akışta ise 410,139 K 'e çıkmaktadır.

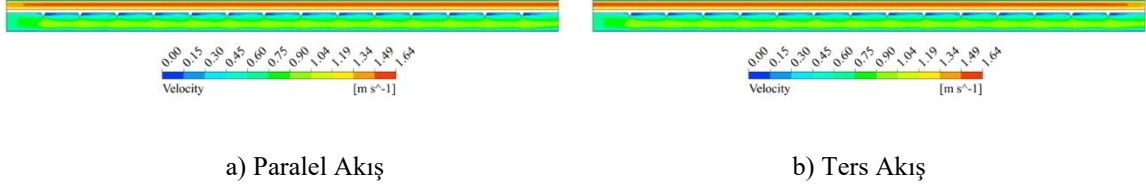


Şekil 6. Düz kanalda paralel akış ve ters akış için iki boyutlu sıcaklık dağılımı



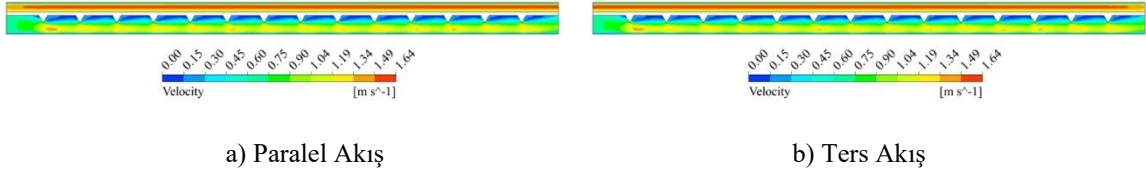
Şekil 7. Düz kanalda Reynolds sayılarının paralel akış ve ters akış için sıcaklık dağılımı

Şekil 8’ de üçgenel kanatçık eklenmiş düz kanalda 20 mm kanatçık aralığında ve 2 mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akışta hız dağılımları gösterilmektedir. Üst kanala hava 1,338 m/sn eksenel hızla girerken paralel akış 1,6074 m/sn, ters akış 1,6049 m/sn ile çıkar. Alt kanala hava 0,69 m/sn eksenel hızla girerken paralel akış 0,91346 m/sn, ters akış 0,91893 m/sn ile terk etmektedir. 0,3 m eksenel mesafeye eşit aralıklarla 14 tane kanatçık yerleştirilmiştir.



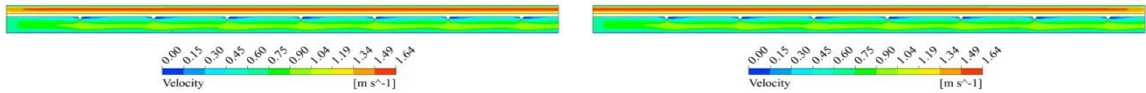
Şekil 8. Üçgen,  $b=20$  mm,  $e=2$  mm ‘de paralel akış ve ters akış için iki boyutlu hız dağılımı

Şekil 9’da üçgenel kanatçık eklenmiş düz kanalda  $b = 20$  mm kanatçık aralığında ve  $e = 4$  mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akışta hız dağılımları gösterilmiştir. Kanatçık yüksekliğinin artması ile hız aldığımız çizgi boyunca jet hızı meydana gelir. Kanatçık yüksekliği 2 mm olduğundaki değerlerle karşılaştırıldığında, kanatçık yüksekliği arttıkça  $e = 4$  mm ‘den  $e=2$  mm ‘e göre daha yüksek hız değerlerine ulaşılmaktadır.



Şekil 9. Üçgen,  $b=20$  mm,  $e=4$  mm ‘de paralel akış ve ters akış için iki boyutlu hız dağılımı

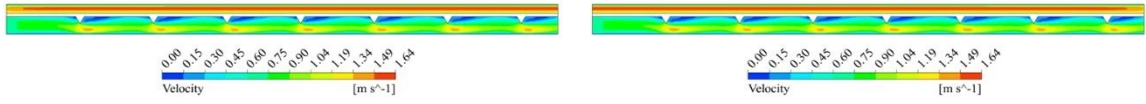
Şekil 10 ‘da düz kanalda  $b = 40$  mm ve  $e = 2$  mm olan üçgenel kanatçık eklenmiş iki boyutlu paralel ve ters akışta düz kanal yüzeyine eklenen kanatçıklarla genişleyen ısı aktarım yüzeyleri ve yine kanatçıkların oluşturduğu karışık akış etkileri gösterilmektedir. Kanatçık aralığı 20 mm ile karşılaştırıldığında, kanatçık aralığı azaldıkça hız değerlerinde daha fazla artış olduğu görülmektedir. 0,3 m eksenel mesafeye eşit aralıklarla 7 tane kanatçık yerleştirilmiştir.



Şekil 10 Üçgen,  $b=40$  mm,  $e=2$  mm ‘de iki boyutlu hız dağılımı

Şekil 11’de üçgenel kanatçık eklenmiş düz kanalda  $b = 40$  mm kanatçık aralığında ve  $e = 4$  mm kanatçık yüksekliğinde paralel ve ters akışta hız dağılımları gösterilmektedir. Düz kanalda kanatçık aralığı 20 mm ‘de olduğu gibi kanatçık yüksekliği arttıkça daha yüksek hız değerlerine ulaşılmıştır. Kanatçık aralığı arttıkça  $b=40$  mm ‘den  $b=20$  mm ‘e göre daha yüksek hız değerine ulaşılmaktadır.

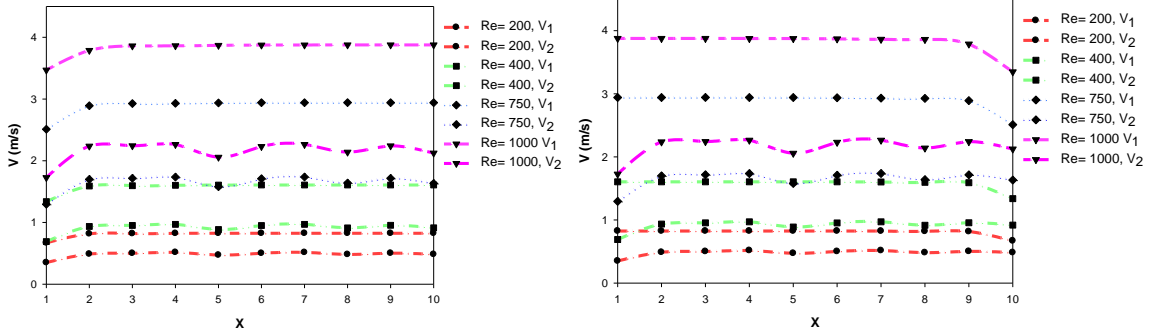




a) Paralel Akış

b) Ters Akış

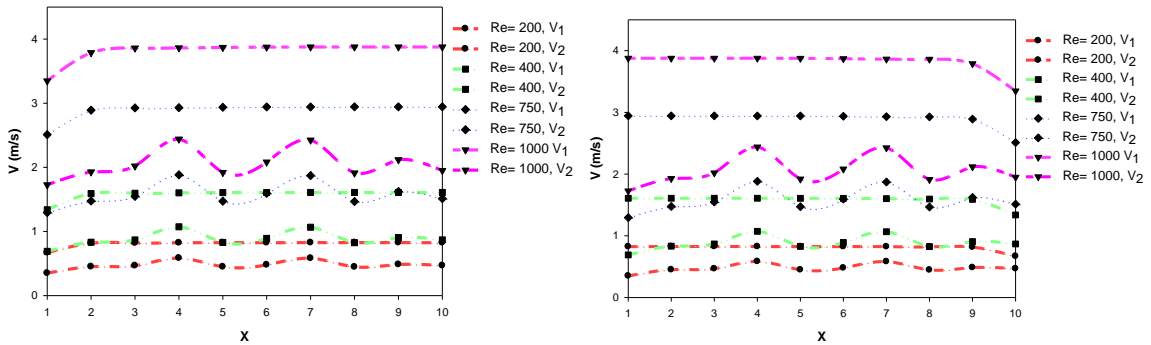
Şekil 11. Üçgen,  $b=40$  mm,  $e=4$  mm 'de paralel akış ve ters akış için iki boyutlu hız dağılımı



Paralel Akış

Ters Akış

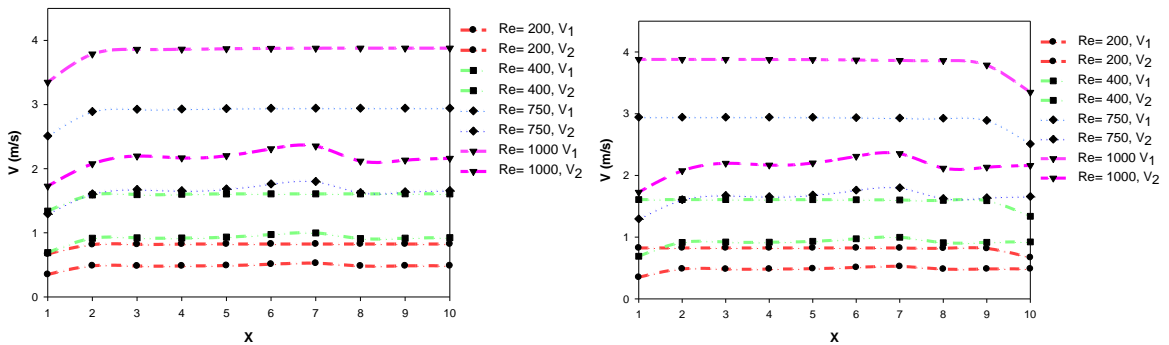
a) Üçgen,  $b=20$  mm,  $e=2$  mm 'de paralel akış ve ters akış için hız dağılımı



Paralel Akış

Ters Akış

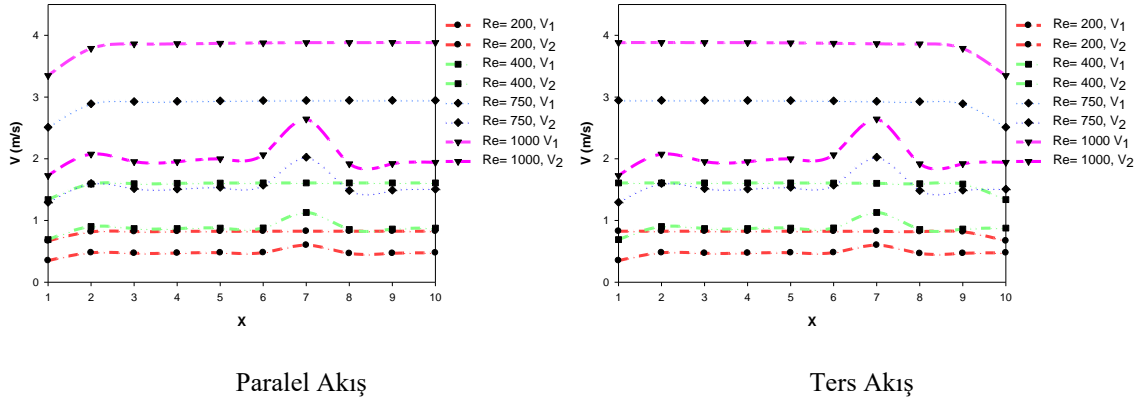
b) Üçgen,  $b=20$  mm,  $e=4$  mm 'de paralel akış ve ters akış için hız dağılımı



Paralel Akış

Ters Akış

c) Üçgen,  $b=40$  mm,  $e=2$  mm 'de paralel akış ve ters akış için hız dağılımı

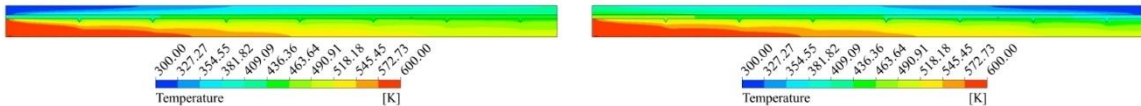


d) Üçgen,  $b=40$  mm,  $e=4$  mm 'de paralel akış ve ters akış için hız dağılımı

Şekil 12. Üçgen kanatçık için Reynolds sayılarına göre hız dağılımı

Şekil 12'de düz kanala eklenmiş üçgen kanatçık için Reynolds sayılarına göre hız dağılımları gösterilmektedir. Dairesel kanatçık ile karşılaştırıldığında benzer durumlarıdır. Şekil 12 'de düz kanala eklenmiş üçgen kanatçık için ( $Re = 400$ ) 'e göre (c), (b) ve (d) 'den yararlanılmış ve sıcak akışkanda (d) 'nin daha yüksek hız değerlerine ulaştığı gösterilmektedir. Böylece hem dairesel hem de üçgen kanatçıkta ( $b = 40$  mm,  $e = 4$  mm) 'de en yüksek hız değerlerine ulaşılmaktadır.

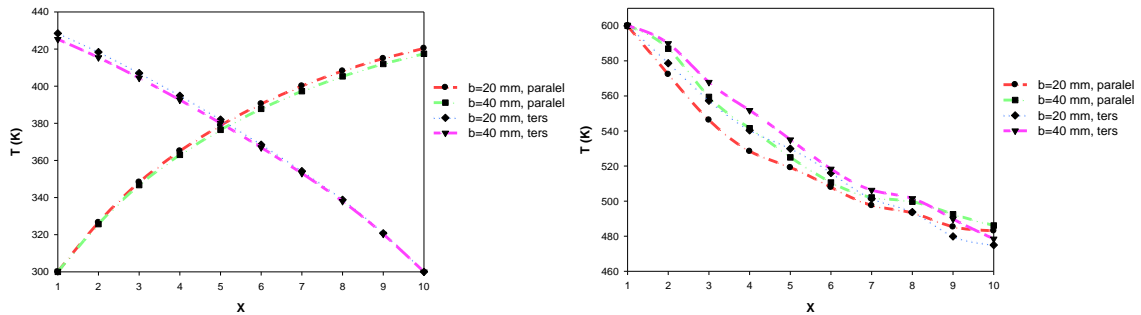
Şekil 7.13 'de üçgen kanatçık eklenmiş kanaldaki paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Üçgen kanatçıkların bulunduğu kanala hava  $600$  K sıcaklıkta girmektedir. Üst kanala ise hava  $300$  K sıcaklıkta girmektedir. Alt kanala giren  $600$  K sıcaklığındaki hava paralel akışta  $482,8605$  K 'e, ters akışta ise  $472,6894$  K 'e düşmektedir.  $300$  K sıcaklığında giren hava ise, paralel akışta  $419,7296$  K 'e, ters akışta ise  $429,2358$  K 'e çıkmaktadır.



a) Paralel Akış

b) Ters Akış

Şekil 13. Üçgen,  $b=40$  mm,  $e=2$  mm 'de paralel akış ve ters akış için iki boyutlu sıcaklık dağılımı

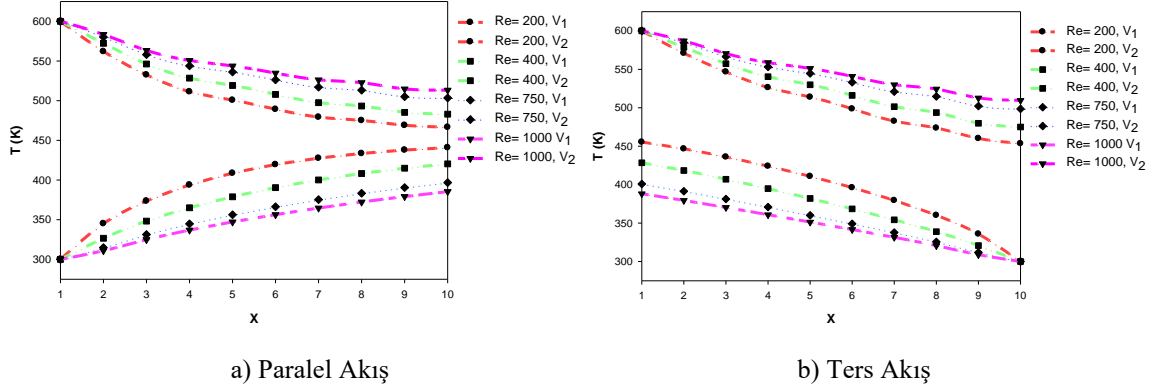


a) Soğuk akış

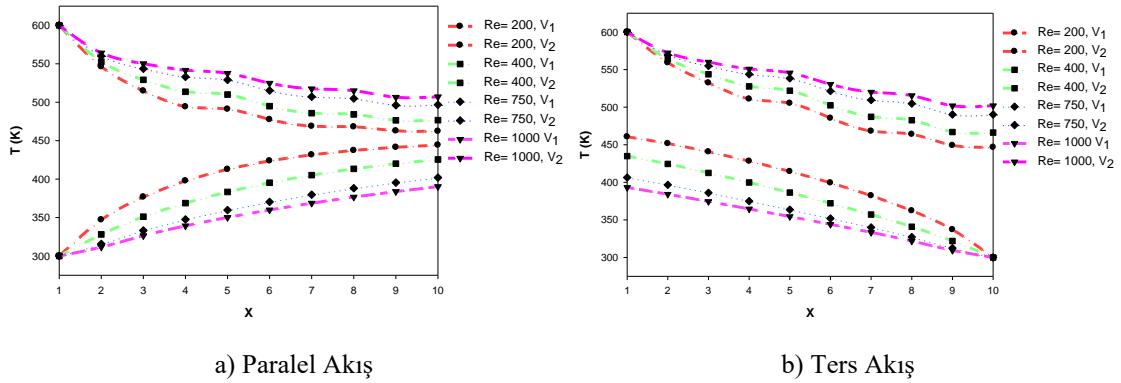
b) Sıcak Akış

Şekil 14. Üçgen,  $e=2$  mm 'de  $b=20$  ve  $40$  mm 'de paralel ve ters akışta sıcaklık dağılımı

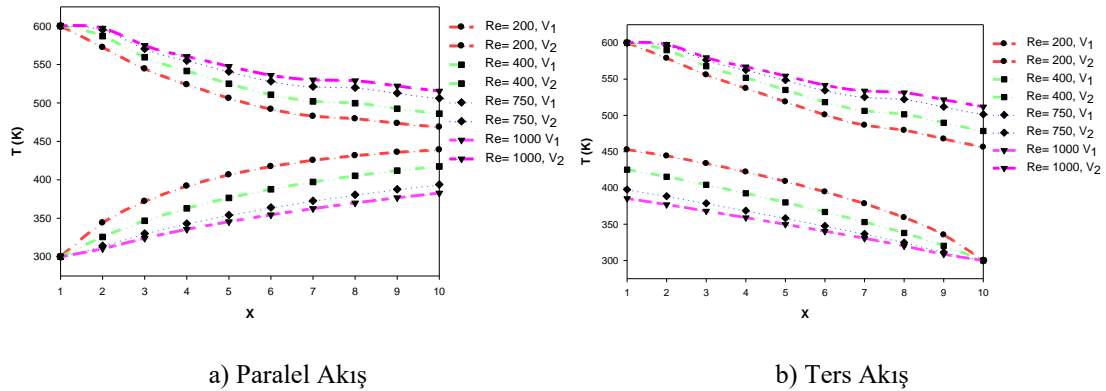
Şekil 14’de dairesel eklenmiş kanalda soğuk ve sıcak akışkan sıcaklığının farklı kanatçık aralıklarında ( $b = 20$  ve  $40$  mm) paralel ve ters akışta kanal boyunca değişim grafiği gösterilmektedir. Yapılan analizlerden aynı kanatçık yüksekliğinde ( $e = 2$  mm) kanatçık aralığı arttıkça yüzey alanı azaldığı için ısı aktarımının azaldığı sonucuna varılmaktadır. Isı aktarımının en iyi şekilde iyileştirildiği kanatçık aralığının  $b = 20$  mm olduğu anlaşılmaktadır. Türbülansın en iyi şekilde artırıldığı kanatçık aralığının  $20$  mm olduğu görülmektedir. Sıcak akışkan aksine kanatçık aralığı  $40$  mm ‘de daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır. İki farklı akış için de ters akış, paralel akışa göre daha yüksek sıcaklıklara ulaşmaktadır.



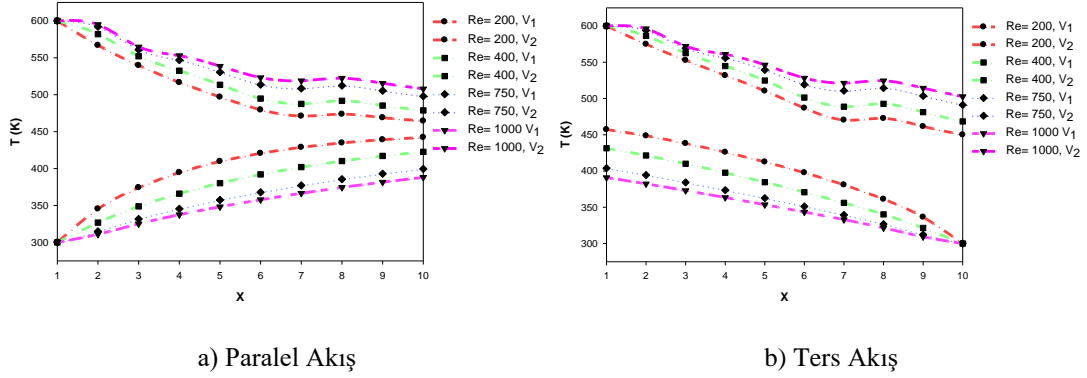
a) Üçgen,  $b=20$  mm,  $e= 2$  mm ‘de paralel akış ve ters akış için sıcaklık dağılımı



b) Üçgen,  $b=20$  mm,  $e= 4$  mm ‘de paralel akış ve ters akış için sıcaklık dağılımı



c) Üçgen,  $b=40$  mm,  $e= 2$  mm ‘de paralel akış ve ters akış için sıcaklık dağılımı



d) Üçgen,  $b=40$  mm,  $e=4$  mm 'de paralel akış ve ters akış için sıcaklık dağılımı

Şekil 15. Üçgen kanatçık için Reynolds sayılarına göre sıcaklık dağılımı

Şekil 15'de düz kanala eklenmiş dairesel kanatçık gibi Reynolds sayısı arttıkça daha yüksek sıcaklıklara ulaşılmaktadır. En uygun kanatçık aralığı 20 mm, kanatçık yüksekliği 4 mm ve ters akış, paralel akışa göre daha yüksek sıcaklıkta olduğu sonucuna varılmıştır.

#### 4. SONUÇLAR

Bu çalışmada, levha tipi ısı değiştiricilerinde plaka yüzeylerine yerleştirilen kanatçıkların ısı transferi üzerine etkilerinin birleşik ısı transferi yaklaşımıyla incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Sayısal inceleme, zamandan bağımsız, üç boyutlu olarak enerji ve Navier- Stokes denklemlerinin  $k-\epsilon$  türbülans modeli ile Ansys-Fluent bilgisayar programının kullanılarak çözülmesiyle yapılmıştır. Üç boyutlu incelemelerde 20-40 mm kanatçık aralığında, 2 ve 4 mm üçgen kanatçık yüksekliğinde sonuçlar elde edilmiştir. Bu sonuçlara göre,

- Sunulan çalışmada konu olarak genişletilmiş yüzeyler seçilmiştir. Bunun sebebi ise ısı aktarımını artırılabilmesinin en uygun yöntemi olmasıdır.
- Sunum içerisinde farklı kanatçık kurulumlarına, farklı geometrilere, farklı Reynolds sayılarında ( 200, 400, 750 ve 1000 ), farklı akış türlerinde analizler yapılmıştır. Analizler sonucunda bu parametrelerin sıcaklık dağılımına etkileri zamandan bağımsız olarak incelenmiş ve ısı aktarımı etkileri belirlenmiştir. Analiz sonuçları için sonlu hacimler esasına dayanan ANSYS-Fluent paket programı kullanılmıştır.
- Daha önce yapılmış ve bu çalışmanın şekillendirilmesinde referans (O. Karabulut, N. Kayataş) yayındaki veriler tekrar çözümlenerek karşılaştırılmalar yapılmıştır. Böylece verilerle doğrulanarak çalışma yönlendirilmiştir. Burada düz kanal, düz kanala eklenmiş üçgensel kanatçıklar, paralel ve ters akış için incelemeler yapılmıştır. Üst kanal soğuk akışkan, alt kanalda ise sıcak akışkan hava dolaşmaktadır. Her iki farklı akışa göre üçgen kanatçık en uygun olduğu belirlenmiştir. Kanatçık aralığı ve yüksekliği arttığı zaman hız aldığımız çizgi boyunca jet hızı meydana geleceğinden hız da artmalar görülmüştür. Ayrıca paralel akışa göre karşılaştırılarak ters akış daha uygun olduğu belirlenmiştir.
- Çalışmanın devamında sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Kanatçık aralığı düştükçe ısı aktarımının iyileştiği, soğuk akış sıcaklığının arttığı görülmüştür. Hem paralel hem de ters akışta soğuk akışkan yüksek sıcaklıklara düz kanala eklenmiş üçgensel kanatçıkta ulaşılmıştır.
- Kanatçık yüksekliği ve Reynolds sayısının ısı aktarımına etkileri incelenmiştir. Kanatçık aralığı 20 mm ve kanatçık yüksekliği 4 mm modellerde en yüksek ısı aktarımı olduğu sonucuna varılmıştır. Reynolds sayısı arttıkça hız artmakta ve bu nedenle ısı aktarımı artmaktadır.

## KAYNAKLAR

1. Shah, R.K. , Classification of Heat Exchangers in Heat Exchangers, Thermo- Hydraulic Fundamentals and Design, S. Kakaç, A.E Berges and F. Mayinger (Eds.), Wiley, New York, 1981.
2. Nesrin KAYATAŞ, Mustafa İLBAŞ, İç İçe Borulu Model Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Sayısal Olarak İncelenmesi Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 21 (1-2), 128-139, 2005.
3. Derya KAYA, Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Aktarımının Sayısal Olarak İncelenmesi Cumhuriyet Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2004.
4. Oğuz Turgut, Nevzat Onur, Kamil Arslan, Feyza Günbay , Yamuk Kesitli Kanal İçerisinde Laminer Akışta Hidrodinamik ve Isıl Olarak Gelişmekte Olan Isı Transferi Probleminin Sayısal Olarak İncelenmesi, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 29, 2, 59-66, 2009.
5. Nafiz Kahraman, Ufuk Sekmen, Bilge Ceper, S. Orhan Akansu, Boru İçi Akışlarda Türbülatorlerin Isı Transferine Olan Etkisinin Sayısal İncelenmesi, Erciyes Üniversitesi Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 28, 2, 51-59, 2008.
6. Muhittin Kirazlı, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2006.
7. Tayfun Menlik, TEKNOLOJİ, Cilt 9, Sayı 3, 197-205, 2006.
8. Rasim Behçet ve Cumali İlkılıç, Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilim Dergisi 18 (4), 559-564, 2006.
9. Hüseyin Benli, Hasan Gül ve Aydın Durmuş, Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilim Dergisi 18 (4), 569-575, 2006.
10. Mustafa Atmaca, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi (4) 1-14, 2006.
11. Hikmet Doğan Mustafa Aktaş Tayfun Menlik, TEKNOLOJİ, Cilt 7, Sayı 3, 407-414, 2004.
12. Nihal Uğurlubilek, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi Cilt: 22, Sayı: 3, 129, 2009.
13. Doğan, M., Sivrioğlu, M., Başkaya, Ş., ‘Akıma Paralel Kanatçıklar Yerleştirilmiş Yatay Kanallarda Laminer Karışık Konveksiyon Şartlarında Isı Transferinin Sayısal Olarak İncelenmesi. 14. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, Isparta, Türkiye, ss.45-54, 2003.
14. Kurtbaş, İ.,Gulcimen, F., Durmuş, A., “Değişik Tip Kanatçıklar Kullanarak Sabit Isı Akısına Sahip Bir Isı Değiştiricisinin Etkenliğini Artırma”, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 24 117-125, 2004.
15. Önder Kızıllkan, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi, 11-3,246-25, 2007.
16. Lee, K., Kim, W., Si, J., Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, 44, 1373–1378, 2001.
17. ANSYS Inc., ANSYS FLUENT User’s Guide, Fluent, ANSYS Press, Netherland, 2003.
18. Buyruk, E., Karabulut, K., Karabulut, Ö. O., Three-dimensional numerical investigation of heat transfer for plate fin heat exchangers, Heat and Mass Transfer, 49, 817-826, 2013.
19. Buyruk, E., Karabulut, K., Plakalı kanatçıklı ısı değiştiricilerde kanat açısının ısı transferine olan etkisinin üç boyutlu sayısal olarak incelenmesi, Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 32, 49-62, 2017.
20. Buyruk, E., Karabulut, K., Enhancement of heat transfer for plate fin heat exchangers considering the effects of fin arrangements, Heat Transfer Engineering, 39, 1392-1404, 2018.
21. Wang, S.J., Mujumdar, A.S., A comparative study of five low Reynolds number  $k\epsilon$  models for impingement heat transfer. Applied Thermal Engineering. 25:31-44, 2005.
22. Karabulut, K., Alnak, D.E., Investigation of the variation of cooling performance with the channel height in a channel having impinging jet-cross flow. ISPEC 12 th International Conference on Engineering & Natural Sciences. 273-290. 24-25 December, Bingöl, 2021.
23. Demircan, T., Numerical Analysis of Cooling an Electronic Circuit Component with Cross Flow and Jet Combination, Journal of Mechanics, 35 (3), 395-404, 2019.