

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

Ali Rıza DAL¹ (ORCID: 0000-0002-3646-2288) *

¹Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığı, 6500 Ankara

Geliş / Received: 14.08.2018
Kabul / Accepted: 23.10.2018

ÖZ

Bu çalışmada; düz plakalı borulu ısı değiştiricisi için, kanatçıklar arasındaki mesafenin ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisi incelenmiştir. Sayısal analizlerde; yanmış gazın arasından geçtiği iki yarım kanatçık ve borudan oluşan bir model seçilmiştir. Yanmış gazın oluşturduğu basınç düşüşü, sıcaklık ve hız dağılımı değerleri bulunarak, modeldeki kanatçıklar arasındaki mesafenin (L_z) değişiminin ısı transferine etkisi incelenmiştir. Model üzerinde, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri FLUENT paket yazılımı, modelin çizim ve ağ yapısının oluşturulması GAMBİT paket yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalarda, korunum denklemlerinin 3 boyutlu kararlı rejimdeki, laminer akış şartları dikkate alınmıştır. Modellerde taşınım ve iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü yapılmıştır. Hesaplara göre, ısı transferinin $L_z = 2,75-3$ mm arasındaki değerlerde maksimum olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Oluşturulan sistem model için ortalama Nusselt (Nu) sayısına ait, Reynolds (Re) ve Prandtl (Pr) sayılarına bağlı korelasyon eşitlikleri elde edilmiştir. Basınç düşüşünden dolayı gerekli olan ilave enerji miktarı, kazanılan ısı transferi miktarına göre çok az değerde kaldığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, düz plakalı borulu ısı değiştiricileri, basınç düşümü, sayısal analiz.

NUMERICAL ANALYSIS OF THE OPTIMUM FIN PITCH OF A PLAIN PLATE TUBE HEAT EXCHANGER

ABSTRACT

In this study, effects on the heat transfer and pressure drop of the distance between the fins were investigated for plain-fin-tube heat exchanger. Numerical analyses; a model consisting of two half fins and pipe through flu gases has been chosen. The effect on the variation of distance (L_z) between the fins on the model was investigated by calculating pressure drop, temperature and velocity distribution values generated by the flu gas. On the model, Computing Fluid Dynamics (CFD) analyzing were carried out by using FLUENT package software and by GAMBİT for the model drawing and meshed. In the calculations, the conservation equations were considered in steady-state, 3-D and laminar flow conditions. In the models, conjugate heat transfer were figured out. According to calculations, the heat transfer in the maximum value of between $L_z = 2,75-3$ mm has been concluded. Correlation equations were obtained average Nusselt (Nu) number as functions of Reynolds (Re) and Prandtl (Pr) numbers for generated system model. Additional energy value due to pressure drop has been determined too small according to gain heat transfer value.

Keywords: Heat transfer, plate fin-tube exchangers, pressure drop, numerical analyses.

*Corresponding author / Sorumlu yazar. Tel.: +90 312 203 3430; e-mail/e-posta: ariza.dal@udhb.gov.tr

A.R. DAL

1. GİRİŞ

Enerji ihtiyacını karşılamak amacıyla yapılan tüm ısıl uygulamalarda maliyet, verim ve çevresel etkenler önem arz etmektedir. Isıl uygulamalarda sistemleri meydana getiren en önemli elemanlardan biride ısı değiştiricileridir. Isı değiştiricilerinde kullanılan kanatçıkların uygulama alanları geniş bir yer tutmakta olup, uygulamada konstrüksiyon geometrisine, ısı transfer mekanizmalarına göre farklılıklar arz etmektedir. Kanatlı düzlem levhalarla ısı transferinde akışkan genellikle kanat yüzeylerine paralel doğrultuda akar. Kanatlı borularda bu akış, genellikle boru eksenine dik doğrultuda olduğundan, çapraz veya çapraz-zıt şeklinde olmaktadır. Kanatlı yüzeylerde ısı geçişini, en fazla kanat geometrisi ile kanatlar arasındaki mesafeler etkilemektedir [1]. Geometrik parametrelerin, kanatçık tipi ve boyutu üzerine etkilerinin Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemleri ile yapılan çalışmalar, karmaşık problemlerdeki akış yapısının özelliklerini daha anlaşılır hale getirmiştir.

Gebhart, delinmiş düz levha kanatlı boru demetlerinin ısı geçişi ve basınç kaybına etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Delinmiş levha kanatlı boru demetlerinde delik kısımların türbülansı artırması nedeniyle basınç kaybının düz levha kanatlı boru demetlerine göre daha fazla olduğu tespit etmiştir [2]. Kılıçarslan ve Saraç, basınç düşümünde kanallardaki ısı transferinin iyileştirilmesini deneysel olarak araştırılmıştır. Çalışmada silindirik ve üçgen yapısında iki çeşit kanatçık geometrisi kullanılmıştır. Optimum kanatçığın bulunması amaçlanmış olup, çalışma sabit duvar sıcaklığı sınır şartı kullanılarak yapılan araştırmada, silindirik kanatçığın ısı transferinin iyileştirilmesi açısından daha iyi olduğu sonucuna varmışlardır [3]. Kayansayan, levha tipi ısı değiştiricilerinin sürekli rejim şartlarında, ısı transfer karakteristiklerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada levha tipi, çapraz akışlı ısı değiştiricisi, dış yüzey geometrik yapısının ısı değiştiricisinin performansına etkisi incelemiştir [4]. Daloğlu ve Ayhan, dikdörtgen kesit alanlı dik kanallardaki doğal ısı taşınımını deneysel olarak incelemiştir. Kanatçıklı yapının doğal taşınımı ısı transferini azalttığını bulmuşlardır [5]. Chang ve Wang, dalgalı şekilli kanatçık geometrisine sahip büyük bir boru-tüp demetli ısı değiştiricisinde ısı transferi parametrelerini araştırmak için boru demeti, kanatçık dalga açısı, boru genişliği, kanatçık dalga uzunluğu, kanatçık uzunluğu ve kanatçık adımları gibi farklı geometrik yapıları incelemiştir [6]. Lee ve ark., plakalı bir ısı değiştiricisinde; kanal içerisine kanatçık yerleştirerek ısı transferi ve basınç kaybını sayısal olarak incelemiştir. Değişken parametreler kullanılarak kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerinin optimum şekilde bulunduğu geometriyi tespit etmişlerdir [7]. Kim ve ark., kanatçık borulu ısı değiştiricilerinde ısıl direnç değerleri ile ilgili olarak yeni deneysel ve sayısal incelemeler yapmışlardır. Kanatçık borulu ısı değiştiricilerinde farklı boru büyüklük oranlarına, kanatçık arasındaki mesafeye ve kanatçık tiplerine göre araştırma yaparak, ısıl temas etkinliği ile ilgili sayısal ve deneysel sonuçlarının birbiri ile örtüşüğünü bulmuşlardır [8]. Kotcioğlu ve Bölükbaşı, üç farklı tipte kanatçık yüzey geometrisine sahip; düzlem yüzey kanatçıklı, silindirik kanatçıklı ve akış yönünde birbirleri ile 60°'lik açı yapan daralan-geişleyen kanatçıklı elemanlar kullanarak deneyler yapmışlardır. Silindirik kanatçıklı ve düzlem kanatçıklı deney elemanlarının ısı transferi açısından iyi performans göstermiş olduğunu, ayrıca kanatçık verimlerini de bularak *Re* sayısı arttıkça ısı transferindeki iyileşmenin de arttığını bulmuşlardır [9]. Ereğ ve ark., düz plakalı kanatçıklı borulu tipteki farklı geometrik yapılara sahip bir sıra borulu değişik şekillerdeki ısı değiştiricilerinde sayısal bilgisayar tekniği kullanılarak analiz yapmışlardır. Ayrıca, on farklı ısı değiştiricide; iki kanat arasındaki mesafe farkı, boru merkezindeki yer değişikliği, kanatçık yüksekliği, boru et kalınlığı ve boru eliptikliğin ısı transferi ve basınç düşümünü üzerine etkisini sayısal olarak incelemiştir [10]. Tao ve ark., ısı değiştiricilerindeki ısı transferi ve basınç düşümünü üç boyutlu deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarında delikli ve düz plakalı kanatçık yüzeylerindeki performansı, *Nu* sayısı ve sürtünme faktörü ilişkilendirilmeleri ile karşılaştırmışlardır [11]. Kundu ve Das, kanatçıklı borulu ısı değiştiricilerinin üçgen ve dörtgen sıralı borularla optimum boyutlandırmasını yapmışlardır. Optimum kanatçık dizaynını ortaya çıkarmak için dairesel kanatçık boyutlandırması ile matematiksel analizlerin kullanılabileceğini belirtmişlerdir [12]. Şahin ve ark., düz plakalı kanatçıklı borulu tipteki geometrik yapıya sahip bir sıra borulu ısı değiştiricilerinde sonlu hacimler metodu tekniği kullanılarak kanatçıkların ısı transferine etkisini analiz yapmışlardır. Modellerde $\theta = 30^\circ$ eğik açı olması durumunda toplam ısı transferi normalize değerinde % 105.24 seviyesinde bir artışın olduğunu sayısal olarak bulmuşlardır [13].

Bu çalışmada, uygulamada sıkça kullanılan ticari, küçük yanma odaları ve kombilerde kullanılan bir ısı değiştiricisi tespit edilmiş ve bu ısı değiştiricisinin boyutları dikkate alınarak aslına uygun model üzerinde kanatçık geometrisinin boyutlandırma işlemi ve ağ üretimi elde edilerek çeşitli parametrelerin (sıcaklık, hız ve basınç dağılımı) sayısal analizleri yapılmıştır.

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

2. PROBLEMİN TANIMI

Sayısal çözümde, Şekil 1’de görülen model için kanatçıklar arası optimum mesafenin tespiti amacıyla 16 farklı kanatçık aralığında yanmış gazdan suya geçen ısı transferi ile akışının sıcaklık, hız ve basınç dağılımı incelenmiştir. Küçük yanma odalarında kullanılan tek sıra borulu düz kanatçık tipindeki bir ısı değiştiricisinde HAD çözüm tekniği kullanılarak, kanat veriminin artırılması ile kanatçıklar arasındaki mesafenin optimum değerinin tespiti yapılmıştır. Seçilen geometri üzerinde yapılan analizlerde, gerekli sınır şartları ve sonlu hacimler metodu dikkate alınarak, GAMBİT ağ yapısı oluşturulma paket yazılımı ve FLUENT paket yazılımı kullanılmıştır.

2. 1. Akışın modellenmesi

Bu çalışmada, Resim 1 görülen kanatçıklı borulu ticari bir ısı değiştiricisi üzerinde, ardışık iki kanat seçilmiş ve simetrik olacak şekilde ortasından boru geçirilmiş, seçilen iki kanatın (1/12’lik) kısmı alınarak model oluşturulmuştur. Bu iki kanatçık arasından geçen yanmış gazın ısısının kanatçıklar ve boru vasıtasıyla, suya geçişi, sürekli rejimde, laminer akışlı ve zorlanmış konveksiyon ve 3-D olarak incelenmiştir.

Laminer ve sürekli rejimde akış modeline bağlı olarak ısı transferi, basınç düşümü, hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Yanmış gazdan çevreye radyasyon ile olan ısı transferi hesaba katılmamış, seçilen kütleli debiye bağlı olarak hesaplanan Re sayısı dikkate alınarak, sadece laminer durum için kanatçık ve boru üzerinde oluşan taşınım ve iletim olan ısı transferi incelenmiştir.

3. MATEMATİKSEL MODEL

3.1. Temel Denklemler

Akış problemlerinin hesaplanmasında; kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri ile çözüm yapılmaktadır. Bu diferansiyel denklemler problemlere uygun sınır şartları kullanılarak çözülmektedir. Denklemler aşağıda yazıldığı gibidir.

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_j} \quad (2)$$

Enerji, denklemi:

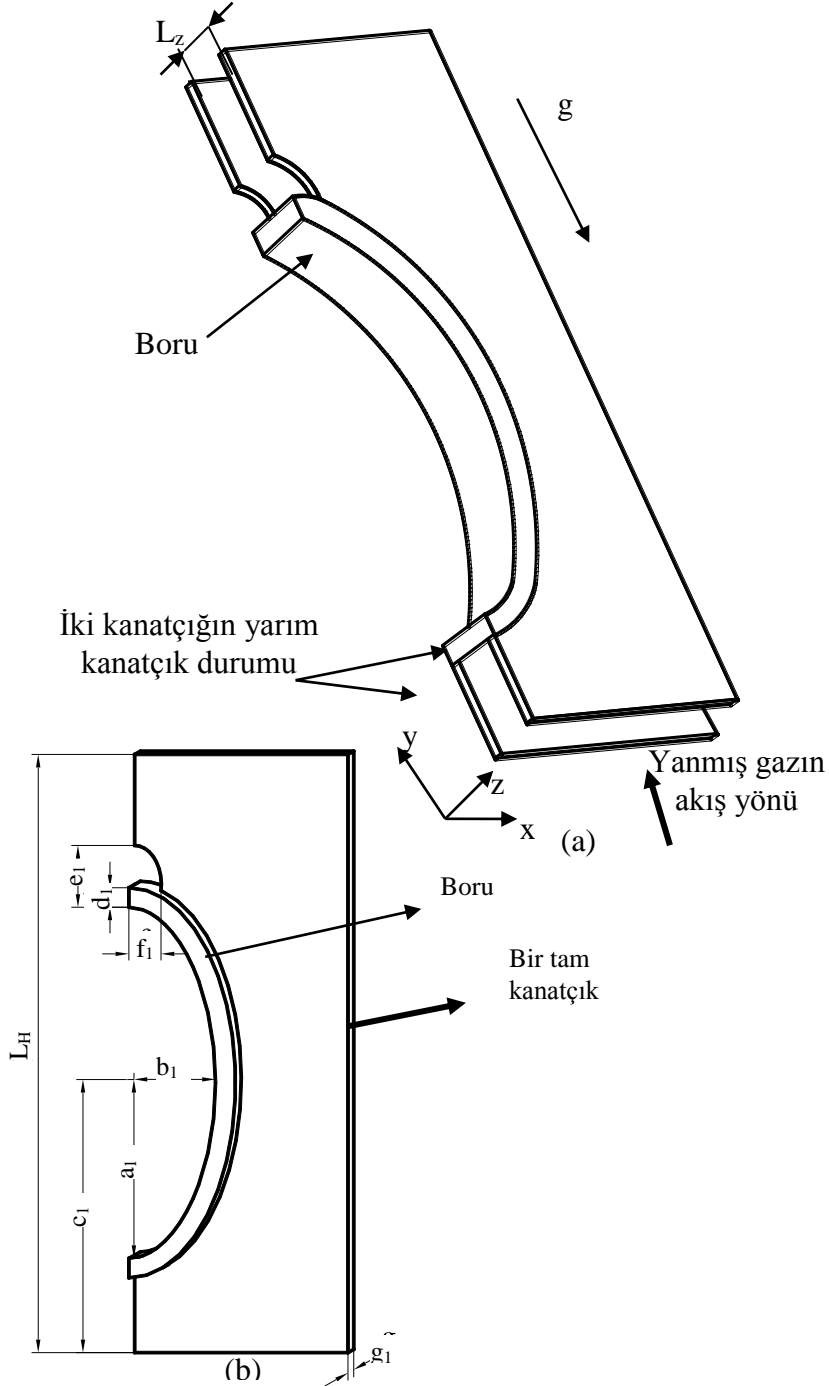
$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k}{c_p} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

Eş. (1-3)’de verilen denklemler kartezyen koordinatlarda kısaltılarak elde edilmiştir. Denklemlerde, ρ akışkan yoğunluğunu, u akışkan hızını, μ dinamik viskozite, P statik basınç, k ısı iletim katsayısı, T sıcaklık ve c_p özgül ısıdır [14].

Bu çalışmada kullanılan ısı değiştiricisindeki boru içerisinden suyun geçişi esnasında zorlanmış taşınım şartlarının oluşu kabul edilmiştir. Bu nedenle boru içerisindeki akış için Eş. 4’de verilen Gnielinski kolerasyon formülü kullanılmıştır [15]. Burada F sürtünme direncidir. Taşımla ısı transferinin olduğu yüzeylerde: taşınım yoluyla geçen ısının, iletim yoluyla geçen ısıya oranı Ortalama Nu sayısı, akış esnasında dinamik kuvvetlerin

A.R. DAL

vizkos kuvvetlere oranına Re sayısı ve akışkanın kinematik viskozitesinin ısı yayılım katsayısına oranına Pr sayısı boyutsuz olarak tanımlanmaktadır (Eş. 5-7). Ayrıca, basınç düşüşü Δp (Eş. 8) ile belirlenir [16].



Şekil 1. Analizde kullanılan iki kanatçık parçası ve borunun şematik görünümü ile boyutları (mm): ((a) $L_z=3,5$, (b) $a_1 = 13,5$, $b_1 = 6,5$, $c_1 = 21$, $d_1 = 1,5$, $e_1 = 5$, $f_1 = 2$, $g_1 = 0,5$, $L_H = 6$))

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ



Resim 1. Model olarak alınan ticari kanatçıklı borulu tip bir ısı değıştiricisi

$$Nu = \frac{(F/2)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(F/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4)$$

$$Re = \frac{\rho u L_H}{\mu} \quad (5)$$

$$Pr = \frac{\gamma}{\alpha} \quad (6)$$

$$Nu = \frac{h.L_H}{k} \quad (7)$$

$$\Delta p = F \frac{\rho u^2}{2} \quad (8)$$

Burada; ρ akışkan yoğunluğu, u akışkanın hızı, L_H levha uzunluğu, μ akışkanın viskozitesini, F düz levha için sürtünme direnci, k ısı iletim katsayısı, h ısı taşınım katsayısı, γ kinematik viskozite, α ısı yayılım katsayısını ifade etmektedir [17].

Ayrıca, ısı taşınımında laminer akım için hız sınır tabaka kalınlığı δ , ve ısı sınır tabaka kalınlığı δ_T aşağıdaki Eş. 9 ve Eş.10'da verilmiştir.

$$\frac{\delta}{L_H} = \frac{4,64}{Re^{1/2}} \quad (9)$$

$$\frac{\delta_T}{\delta} = \frac{0,977}{Pr^{1/3}} \quad (10)$$

A.R. DAL

Bu çalışmada seçilen modeller için Nu sayıları bulunarak, boyutsuz sayılar (Re ve Pr) cinsinden korelasyon eşitlikleri Eş. 11'den bulunur.

$$Nu = C(Re Pr)^m = CPe^m \quad (11)$$

Burada; C ve m birer sabit sayılar olup, Peclet (Pe) sayısı, Eş. 12'de ifade edilmektedir.

$$Pe = Re.Pr \quad (12)$$

4. ÇÖZÜM YÖNTEMİ

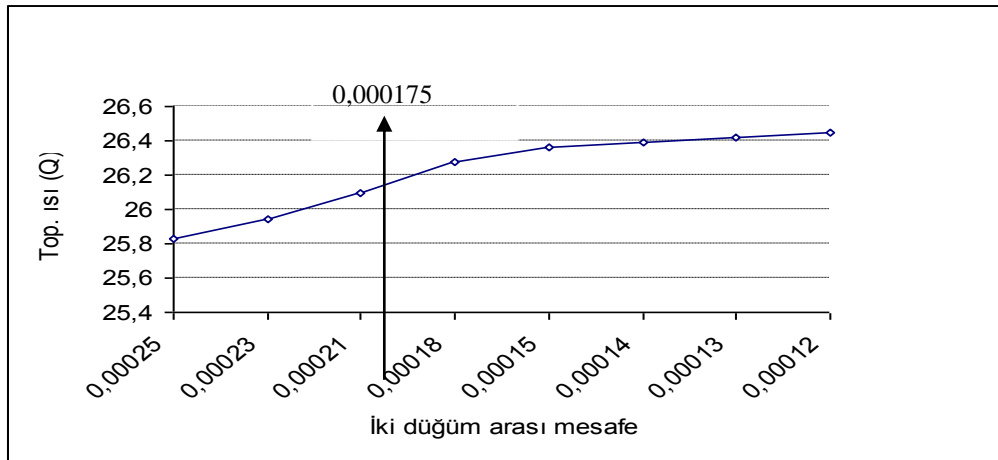
4. 1. Hesaplama Metodu

Akışkan akış problemlerinin SAD modellemesi sınır şartları, akış aerodinamiği ve geometriye bağlı olarak değişik yollar ile gerçekleştirilebilir. FLUENT sonlu hacimler metodu kullanan bir SAD yazılımıdır. 1983'ten bu yana dünya çapında birçok endüstri dalında kullanılan ve günden güne gelişerek tüm dünyadaki SAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelmiştir. En ileri teknolojiye sahip ticari SAD yazılımı olarak kullanıcılarının zor problemlere kolay ve kısa zamanda çözümler sunmaktır. FLUENT sıkıştırılmaz ve sıkıştırılabilir akışlar için SAD çözücüsüdür [14].

4. 2. Sayısal Ağ Üretimi

Sayısal ağ üretimi, seçilen modelin geometrik yapısını, tanım aralığını, çeşitli eleman büyüklüklerini ve özelliklerini tanımlama fırsatı vermektedir [14]. Hesaplama alanı içindeki ağ yoğunluğunun akışkan dinamiği çözümünün hassasiyeti de etkilemektedir [18, 19]. Bu çalışmada, FLUENT programında kullanılacak olan geometrinin oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi ve ağ oluşturulması işlemleri GAMBIT programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümlerde ağ aralığı azaldıkça bir diğer ifade ile ağ sayısı arttıkça hesap hassasiyeti en aza indirilir. Bu karşılık hesaplama süresi de artar. Bu nedenle tüm sayısal yöntemlerde hesap hassasiyeti ve süre göz önüne alınarak optimum bir ağ sayısı ve yapısı bulunur. Bu çalışmada, bütün modellerde geçerli olacak ve hataların daha az oluşmasını sağlamak ve çözümü hızlandırmak için en uygun ağ yapısı seçilmiştir.

Şekil 2'de görüldüğü gibi iki düğüm noktası arasındaki mesafenin 0,000175 m altında olduğu ağ yapılarında değişimin çok az olduğu görülmüş ve bu ağ değeri bütün modeller için kullanılmıştır. Sayısal analizler için kullanılan model geometri Şekil 3'de ve ağ yapısı Şekil 4'de verilmiştir.

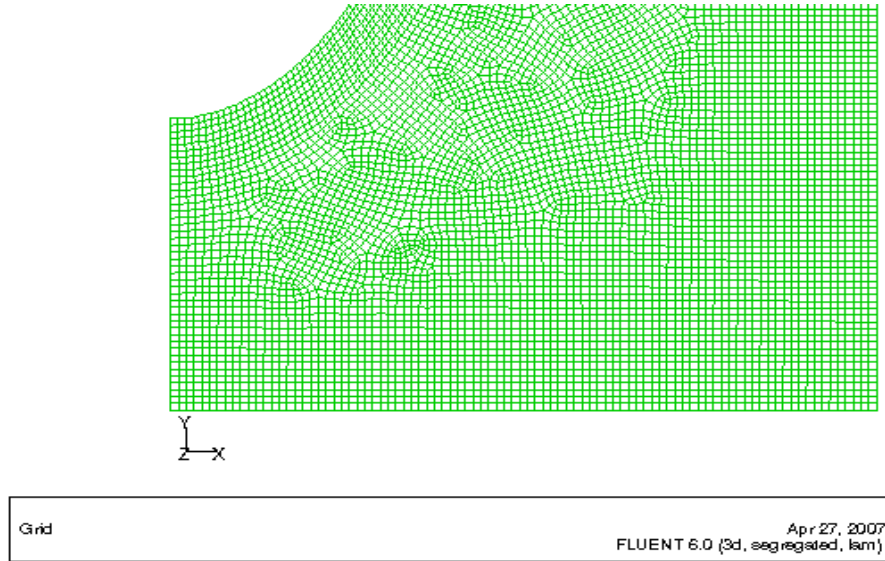


Şekil 2. Toplam ısı transferi ile iki düğüm arasındaki mesafe değerlerinin tespiti

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ



Şekil 3. Çalışılan model geometri



Şekil 4. Model parçanın sayısal ağı yapısı

4. 3. Sınır Şartları ve Gerekli Kabuller

Sonlu hacim problemlerinde yüzeylerdeki sınır şartı koşulları programa veri olarak girilmelidir. Boru ile suyun temas ettiği yüzey ve kanatçıkların alt ve üst yüzey duvar şartları (wall), akışkanın çıkış durumu (outlet), diğer bütün yüzeyler; GAMBIT ağ sistemi kullanılarak her bir model için ön, arka ve iki kamaçığın dış yüzey yanı (simetry) olarak tanımlanmıştır [14].

A.R. DAL

Geliştirilen model üzerindeki kontrol hacmi; iki adet yarım kanatçık (kanatçık 1 ve kanatçık 2), boru ve yanmış gazın geçtiği boşluk olacak şekilde üç ana parçadan oluşmakta olup Şekil 1’de görülmektedir.

1- İki yarım kanatçık (katı) üzerindeki sınır şartları:

- Simetri sınır şartı:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,016,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,004)} = 0 \quad (13)$$

- Kanatçık alt yüzey sınır şartı:

$T=1500 \text{ K}$, $u = 0$, $v = 0$, $w = 0$ alınmıştır.

- Kanatçık üst yüzey sınır şartı:

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,0,046,z)} = h(T_w - T_\infty), u = 0, v = 0, w = 0 \quad (14)$$

alınmıştır.

- Kanatçık ile yanmış gazın temas ettiği yüzey sınır şartı:

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,00025)} = h(T_w - T_\infty), -k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,00375)} = h(T_w - T_\infty) \quad (15)$$

Kanatçık ile yanmış gazın temas yüzeylerinde kayma olmadığı göz önünde bulundurularak hızlar; $u = 0$, $v = 0$, $w = 0$ olmaktadır.

2- Boru (katı) üzerindeki yüzey sınır şartları:

- Simetri sınır şartı:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,004)} = 0 \quad (16)$$

- Boru ile yanmış gazın temas ettiği yüzey sınır şartı:

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_w - T_\infty) \quad (17)$$

Boru ile yanmış gazın temas yüzeylerinde kayma olmadığı göz önünde bulundurularak bu yüzeylerdeki hızlar; $u = 0$, $v = 0$, $w = 0$ olmaktadır.

- Boru ile iki yarım kanatçığın temas ettiği yüzey sınır şartı:

$$-k_1 \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{boru} = -k_2 \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{kanatçık} \quad (18)$$

- Borunun su ile temas ettiği yüzeyde; Eş. 4’de verilen Gnielinski kolerasyonu kullanılarak $T = 343 \text{ K}$ alınmıştır [10].

3- Yanmış gazın yüzey sınır şartları:

- Simetri sınır şartı:

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,004)} = 0 \quad (19)$$

- Giriş sınır şartı:

$$y=0, u = 0, w = 0, v = v_i, T = T_i \quad (20)$$

olup, yanmış gaz iki kanatçığın arasından ve alt kısmından girmektedir. Gazın kanatçıklar arasına giriş sıcaklığı $T_i = 1500$ K ve kütle debisi $1,904 \times 10^{-5}$ kg/s olarak kabul edilmiştir [10].

- Çıkış sınır şartları:

$$\left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{(x,0,046,z)} = 0, \left. \frac{\partial v}{\partial y} \right|_{(x,0,046,z)} = 0, \left. \frac{\partial w}{\partial y} \right|_{(x,0,046,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{(x,0,046,z)} = 0, P = P_a \quad (21)$$

Ayrıca hesaplamalarda uygulanan bazı kabuller;

- Sürekli rejim hali,
- Akışkanın giriş sıcaklığı 1500 K ve kanatçık modelin en dar kesiti dikkate alınmıştır. Eş. 5’den faydalanılarak Re sayısının en yüksek değeri 1310,35 bulunmuş, böylece akış laminar seçilmiş,
- Sıkıştırılabilir akışkan (ρ değişken),
- Gazın termofiziksel özellikleri sıcaklığın fonksiyonu,
- Boru ve kanatçıklar bakır malzeme,
- Bakır malzemenin termofiziksel özellikleri sabit, olarak kabul edilmiştir.

4. 5. Akışkanın Fiziksel Özellikleri

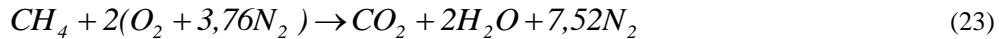
Akış problemini çözmek için kullanılan akışkanlar ile kanatçık ve boruda kullanılacak olan metalin fiziksel özellikleri gerekmektedir. Sayısal hesaplamalarda kullanılan FLUENT programında akışkanın termofiziksel özellikleri sabit ya da bu özellikler sıcaklığın fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır [14].

Hava ve yakıtın miktarlarını belirlemek için yanma işlemlerinde sıkça kullanılan büyüklük hava yakıt oranıdır (HY). Bir yanma işleminde hava kütesinin yakıt kütesine oranı;

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yaka}} \quad (22)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Çalışmada yakıt olarak doğal gaz (metan) kabul edilerek hava ile tam (teorik) yanması aşağıda Eş. 23’de gösterildiği şekilde gerçekleşir.



Bu yanma işleminde; yanma sonu ürünleri arasında yanmamış metan, C, H₂, CO, OH veya O₂ bulunmamaktadır.

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yaka}} = \frac{(nM)_{hava}}{(nM)_C + (nM)_{H_2}} \quad (24)$$

A.R. DAL

Tam yanma işlemi sırasında yakılan 1 kg yakıt için 17,25 kg hava kullanıldığını göstermektedir. Yanma işlemindeki *HY* oranında havanın miktarına göre metan miktarının çok az miktarda olduğu görülmektedir. Yanma sonu ürünleri olarak havanın özellikleri kabul edilmiştir.

Sürekli akışlı yanma işlemi sırasında çevreye olan ısı geçişi Eş. 25’de verilmektedir.

$$Q - W = H_{\text{çu}} - H_{\text{gir}} \quad (25)$$

Yanma işlemi sırasında iş etkileşimi, kinetik ve potansiyel enerji değişimleri olmadığı zaman $W = 0$, açığa çıkan kimyasal enerji ısı geçişi yoluyla çevreye verilmektedir. Çevreye ısı geçişi olmadığı durumda ($Q = 0$), yanma sonu ürünlerin sıcaklığı en yüksek değere ulaşır. Bu değere adyabatik yanma sıcaklığı denir.

$$H_{\text{çu}} = H_{\text{gir}} \quad (26)$$

Adyabatik alev sıcaklığı, 2100 K olarak bulunur. Bu çalışmada, akış modellemesi yapılırken literatürden giriş sıcaklığı olarak 1500 K alınmıştır. Gerçek uygulamalarda alevin uç kısmı ancak ısı değiştiricisine temas ettiği için çalışmada 1500 K uygun olmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan sayısal analizlerde, geometrik yapı ve akış üç boyutlu olarak tanımlanmıştır. Çizelge 1’de bu çalışmada problemin fiziksel modelinde kullanılan yanmış gazın (akışkanın); yoğunluğu (ρ), viskozitesi (μ), özgül ısı (c_p) ve ısı iletim katsayısının (k), sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterdiği değerler verilmiştir.

Çalışmada; yanmış gaz için, akışkanların termodinamik özelliklerini sıcaklığın fonksiyonu olarak piecewise-linear formu seçilmiş olup, Çizelge 1’de verilen bu değerler FLUENT programına bu formda aktarılmıştır. Ayrıca FLUENT programı vizkoziteyi dinamik vizkozite (kg/m.s) olarak almaktadır [14].

Yanmış gazın kanatçık içerisinden geçmesi esnasında sıcaklığa bağlı olarak değişimi lineer formda olup Eş. 27’de belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır.

$$\phi(T) = \phi_n + \frac{\phi_{n+1} - \phi_n}{T_{n+1} - T_n} (T - T_n) \quad (27)$$

Burada $1 \leq n \leq N$ ve N her bir eleman sayısı olup, denklemde (ϕ) akışkanın fiziksel özelliklerini gösteren değişkendir [14].

Çizelge 1. Yanmış gazın sıcaklığa bağlı olarak alınan değişim değerleri [17]

Sıcaklık (T) (K)	Akışkanın Yoğunluğu (ρ) (kg/m ³)	Akışkanın Viskozitesi (μ) (kg/s.m)	Akışkanın Özgül Isısı (c_p) (J/kg.K)	Akışkanın Isı İletim Katsayısı (k) (W/m.K)
300	1,1614	1007	0,0263	1,846e-5
500	0,6964	1030	0,0407	2,701e-5
700	0,4975	1075	0,0524	3,388e-5
900	0,3868	1121	0,062	3,981e-5
1100	0,3166	1159	0,0715	4,49e-5
1300	0,2679	1189	0,082	4,96e-5
1500	0,2322	1230	0,1	5,57e-5

Sayısal simülasyonlarda bütün modellerde kullanılan levha kanatçık ve boru malzemesi olarak bakır, soğutucu akışkan olarak su kullanılmış olup, sayısal çözümlerde bakırın ve suyun fiziksel özellikleri Çizelge 2’de verilmiştir. FLUENT’de katı malzemelerin, ısı iletimi için ayrık çözüm metodu kullanılmaktadır [14, 17].

Sayısal simülasyonda kullanılan bütün model çalışmalarda, yanmış gaz olan akışkanın iki kanatçık arasında giriş şartları için, Çizelge 3’de verilen değerler dikkate alınmıştır.

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

Çizelge 2. Bakır ve suyun fiziksel özellikleri

Özellikler	Birimi	Bakır	Su
Yoğunluk (ρ)	kg/m ³	8978	0,987
Özgül Isı (c_p)	J/kg.K	381	4,182
Isı İletim Katsayısı (k)	W/m.K	387,6	0,645
Viskozite (μ)	kg/s.m		0,000528

Çizelge 3. Yanmış gazın kanatçıklara giriş değerleri

Giriş değerleri	
Debi (m)	1,904x10 ⁻⁵ kg/s
Sıcaklık (T)	1500 K

5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bir ısı değiştiricisinin SAD ile modelleme işleminde; geometrik yapı, sınır şartları ve akışın türü önemli parametrelerdir. Bu nedenle, bu çalışmada modelin tesbiti için daha önce yapılan benzer çalışmalar incelenerek uygulamada yaygın olarak kullanılan özelliklerle kombi benzeri küçük yanma odaları için tasarlanan düz kanatçıklı-borulu, bir ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Bu ısı değiştiricisinin boyutları dikkate alınarak aslına uygun model üzerinde değişiklikler yapılmış ve yeni modeller oluşturularak SAD yöntemi ile çözüm yapılmıştır. Yapılan çözümde, ısı değiştiricisindeki kanatçıklar arası mesafe (L_c)'nin değişimi dikkate alınarak akış ve ısı transferinin iyileştirilmesi amacıyla analizler yapılmıştır.

Şekil 5’de görülen ardışık iki kanat seçilerek simetri eksenlerinden kesilip iki yarım kanatçık elde edilmiştir. Arasından yanmış gazların geçtiği, ortasında boru bulunan iki yarım kanatçığın onikide birlik kısmı alınarak bir model oluşturulmuştur. İki yarım kanatçığın boru ile temas ettiği yüzeylerden, kanatçıklar arasındaki yanmış gazın temas ettiği boru yüzeyinden suya geçen ısı miktarı ve kanatçıklar arasındaki yanmış gazda meydana gelen hız, sıcaklık dağılımı ve basınç düşümü aslına uygun modeller üzerinde incelenmiştir. Böylece tüm modellerde hem taşınım hem de iletimin olduğu bileşik ısı transferi çözümü yapılmıştır.

Geliştirilen modeller için basınç düşümü ve ısı transferi ile ilgili alınan sonuçlar çizelgelerle, kanatçık üzerindeki oluşan sıcaklık dağılımı ve iki kanatçığın tam orta düzleminden geçen akışkanın hız ve sıcaklık dağılımları elde edilmiştir. Elde edilen sonuçların literatürle uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

Çizelgelerde; yanmış gazın kanatçıklar arasından geçerken, sadece iki yarım kanatçığın boru ile temasından dolayı suya geçen ısı transferi (\dot{Q}_2) ve yanmış gazın boru dış yüzeyinden suya geçen ısı transferi (\dot{Q}_1) olmak üzere yanmış gazdan suya geçen toplam ısı transferi ($\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$) olarak bulunmuştur. Bu çalışmada bütün modeller için, ağ yapısının çok sık olmasından dolayı vektörel hız dağılımlarında daha net bir görüntü alabilmek için Şekil 6’da görülen ve borunun arkasında durma noktasına gelen hız vektörleri büyütülerek ayrıntılı bir şekilde verilmiştir.

Basınç düşüşü kanat yüzey şartları, kanat pozisyonun ve sürtünme katsayısının bir fonksiyonudur. Bu parametre değerleri mühendislikte sık sık karşılaşılmakta olup, ara yüzey ve kanal akışlarında ilave pompa veya fan gücüne gereksinim duyulmaktadır. Akışa gösterilen direncin bir etkisi olarak ortaya çıkan basınç düşümü Δp , birim zamanda akan hacimsel akış miktarı (\dot{V}), ve ilave gereksinim duyulan güç P_g , aşağıdaki Eş. 28’de ifade edilir.

$$P_g = \Delta p \cdot (\dot{V}) \tag{28}$$

Burada, (\dot{V}) birim zamanda akan hacimsel akış miktarını ($\dot{V}) = (\dot{m}) / \rho$ şeklinde ifade edebiliriz ve kütle akış miktarı (\dot{m}), yoğunluk ρ ile tanımlanır [13].

Isı değiştiricilerinde ısı transferini iyileştirecek teknikler kullanılarak boyutların değiştirilmesi ile toplam ısı transfer katsayısının artırılması sağlanırken, pompalama ve ek enerji gereksinimininde buna bağlı olarak azaltılması amaçlanmaktadır. Modellerde yapılan değişiklikler ile ısı değiştiricilerinde genellikle hızın artması, basınç düşümünü ve dolayısıyla ilave enerji maliyetini artırmakla beraber ısı transferini artırıcı fayda

A.R. DAL

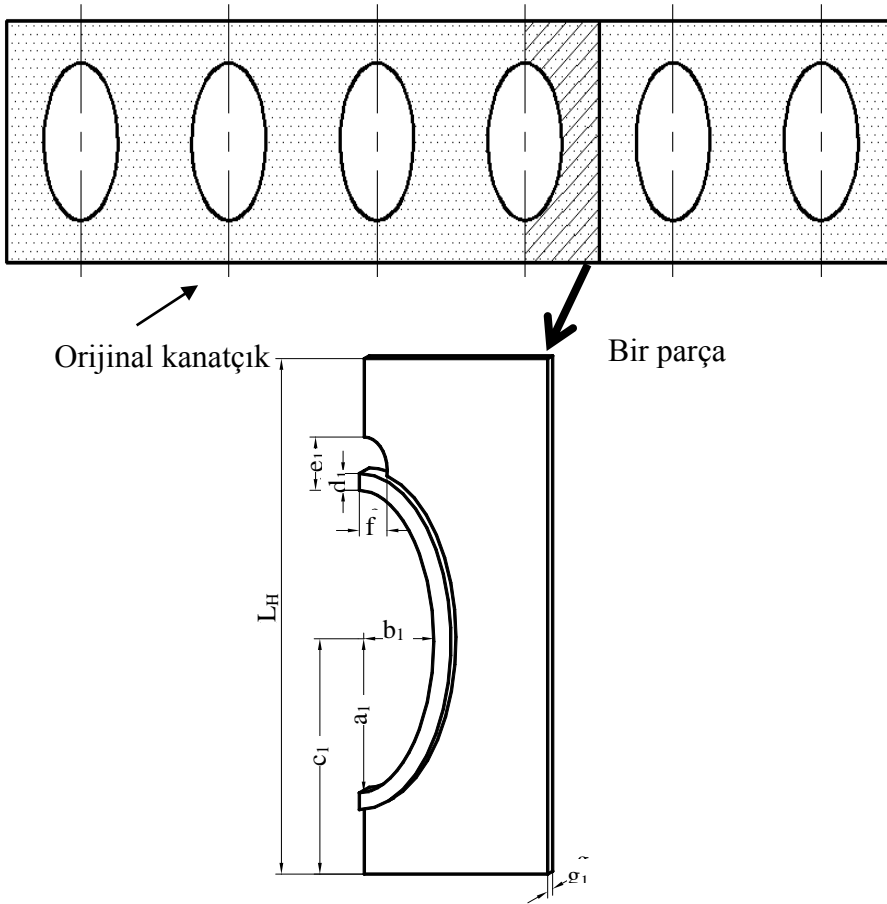
sağlamaktadır. Şekil 8’de suya geçen ısı transferindeki artış ve Şekil 9’da ise bu artış için gereksinim duyulan ilave pompa gücünü bulmak için gerekli basınç düşüşünün Lz ’ye bağlı olarak değişimleri görülmektedir.

Sistemin çalışma maliyeti açısından basınç düşümünün artışı ile orantılı bir şekilde ilave güce (enerjiye) ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaç duyulan ilave enerji miktarı hesaplanarak için gerekli basınç düşümü değerleri Çizelge 4’de verilmiştir. Gerekli olan enerji miktarının ısı transferindeki artış miktarına oranla daha küçük düzeyde kaldığı ve hatta ihmal edilebilecek mertebede olduğu görülmektedir.

Şekil 1’de görülen modelde boru etrafında akış boru eksenine diktir. Serbest akışkanın hızı borunun ön durma noktasında sıfır olur ve basıncı artar. Bu noktadan başlayarak basınç akış yönünde (y) azalır ve uygun bir basınç gradyanı etkisiyle sınır tabaka oluşur. Basınç borunun arkasında en düşük değerine ulaşır ve arka tarafa doğru sınır tabaka ters yönde bir basınç gradyanının etkisinde kalır. Boru yüzeyinden önceki akış hızı düz levha üzerinde paralel akıştan farklı olarak borunun arkasındaki durma noktasında sıfır olurken y uzaklığına bağlı olarak değişir. Bu esnada akışkanın yüzeydeki hız gradyanı sıfır olur ($dv / dy|_s = 0$). Ayrılma noktası denilen bu yerde yüzeye yakın akışkanın, basınç gradyanının yenmek için yeterli ataleti yoktur ve ileri hareketi olanaksızdır. Arkadan gelen akışkan geri yöndeki akışa engel olduğu için, sınır tabaka ayrılması oluşur.

Bu noktada sınır tabaka yüzeyden ayrılır ve aşağı akış yönünde bir art bölge oluşur. Bu bölgedeki akış girdapların oluştuğu düzensiz bir akıştır. Bu durum Şekil 6’da ayrıntılı olarak izlenebilmektedir.

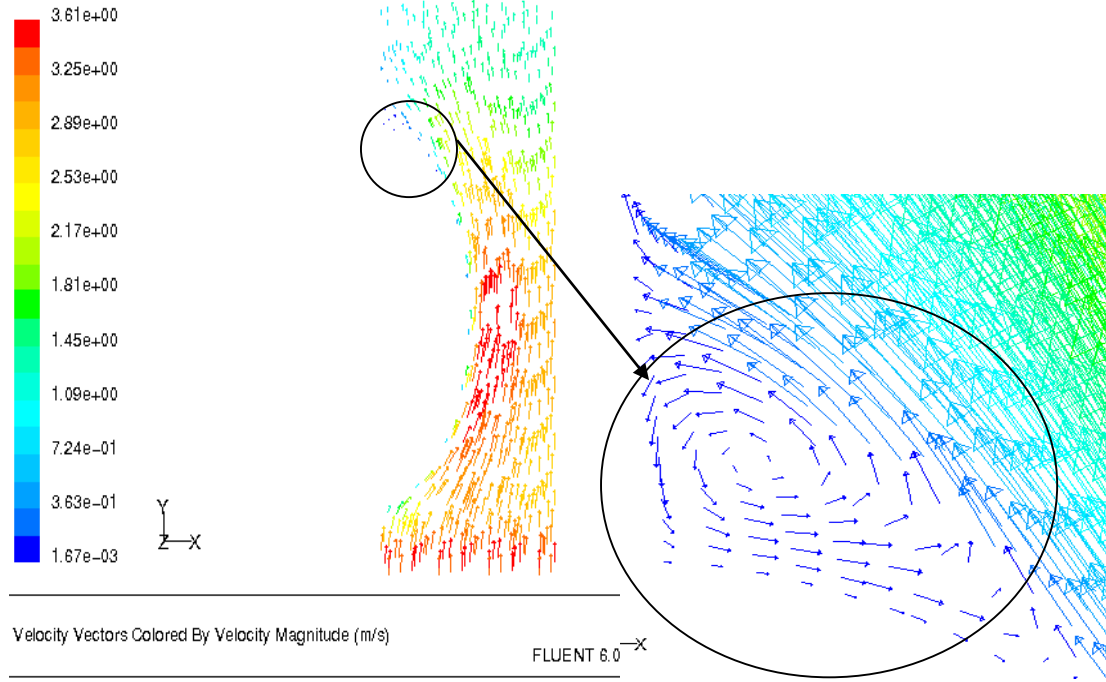
Kombilerde kullanılan ısı değiştiricilerinin en uygun kanatçık aralığının belirlenmesi oldukça önemlidir. Şekil 7’de verilen iki yarım kanatçık arasındaki L_z mesafesinin optimum değerinin bulunması için, kanatçıklar arasındaki mesafenin $L_z=1,5 - 1,75 - 2 - 2,25 - 2,5 - 2,75 - 3 - 3,25 - 3,5 - 3,75 - 4 - 4,5 - 5 - 6 - 7 - 8$ mm onaltı yeni boyuttaki değerlerle geometrik model üzerinde SAD ile çözüm yapılmıştır.



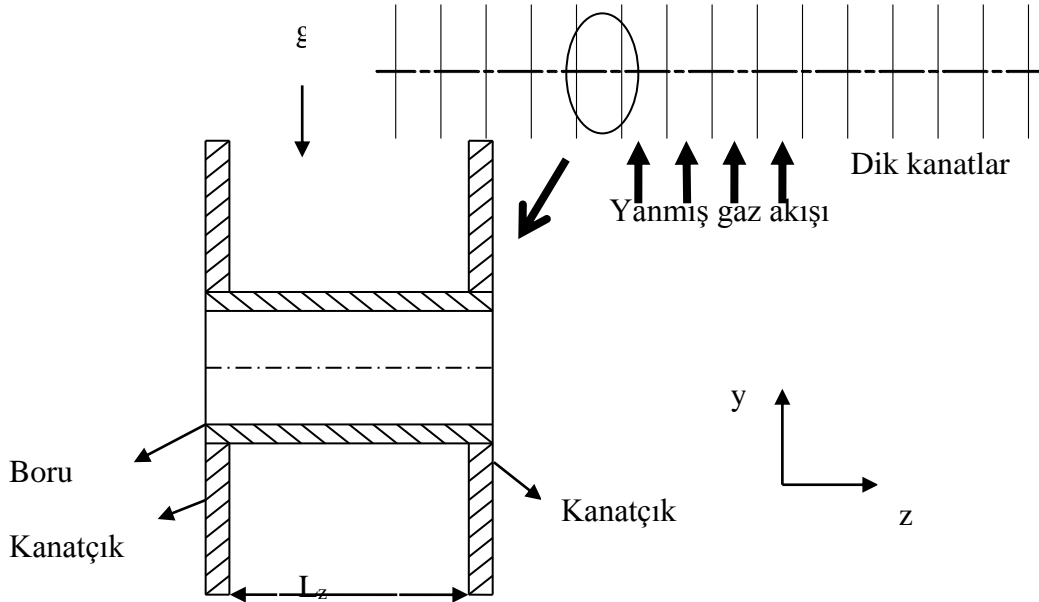
Şekil 5. Çalışılan modelin onikide birlik şematik görünümü ve kanat boyutları [mm]: ($a_1 = 13,5$, $b_1 = 6,5$, $c_1 = 21$, $d_1 = 1,5$, $e_1 = 5$, $f_1 = 2$, $g_1 = 0,5$, $L_H = 6$)

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

Kanatçıklar arasındaki L_z mesafesinin değişimi ile ilgili onaltı farklı modellerle yapılan sayısal çözümler, yanmış gazın kanatçıklar arasından geçerken, iki kanatçığa ve boru dış yüzeyine temasından dolayı suya geçen ısı transferi ve basınç düşüşü değerleri Çizelge 4’de ayrı ayrı verilmiştir. Ayrıca, elde edilen toplam ısı transferi normalize edilerek değerlerdeki değişimlerin artış miktarları incelenmiştir ve Şekil 8’de verilmiştir.

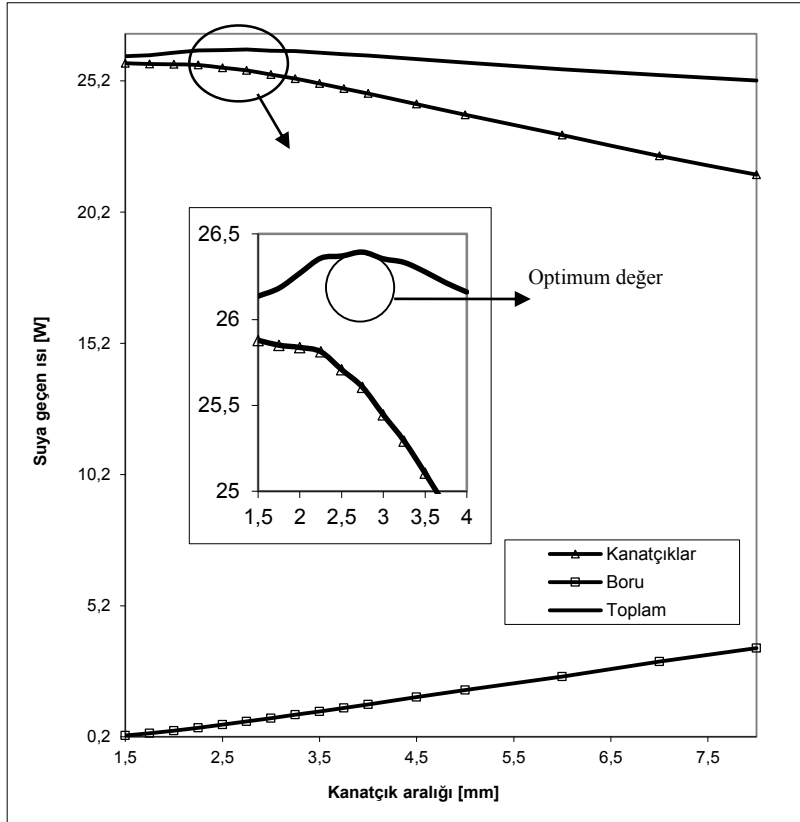


Şekil 6. Vektörel hız dağılımlarında ayrıntılı gösterimi.

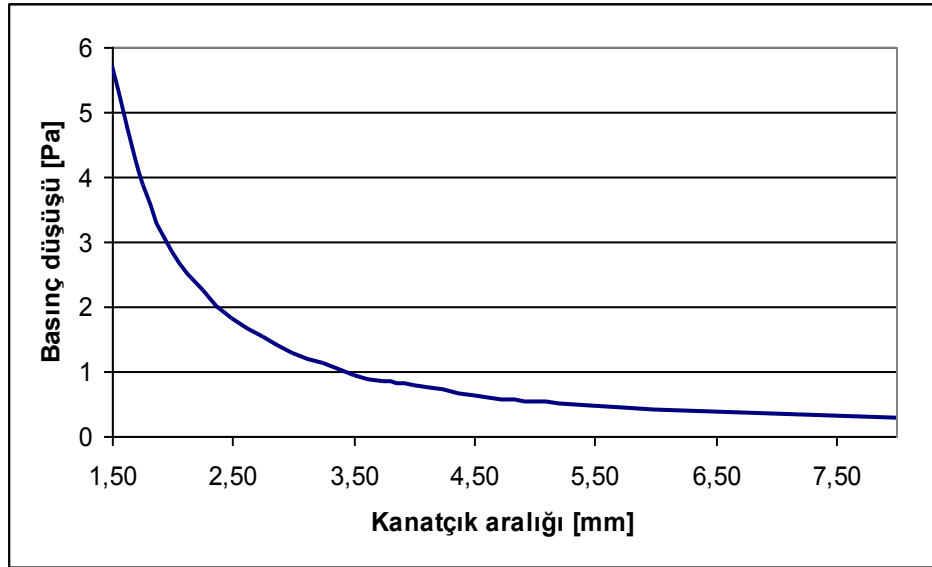


Şekil 7. Kanatçık arasındaki L_z mesafesinin şematik görünümü

A.R. DAL

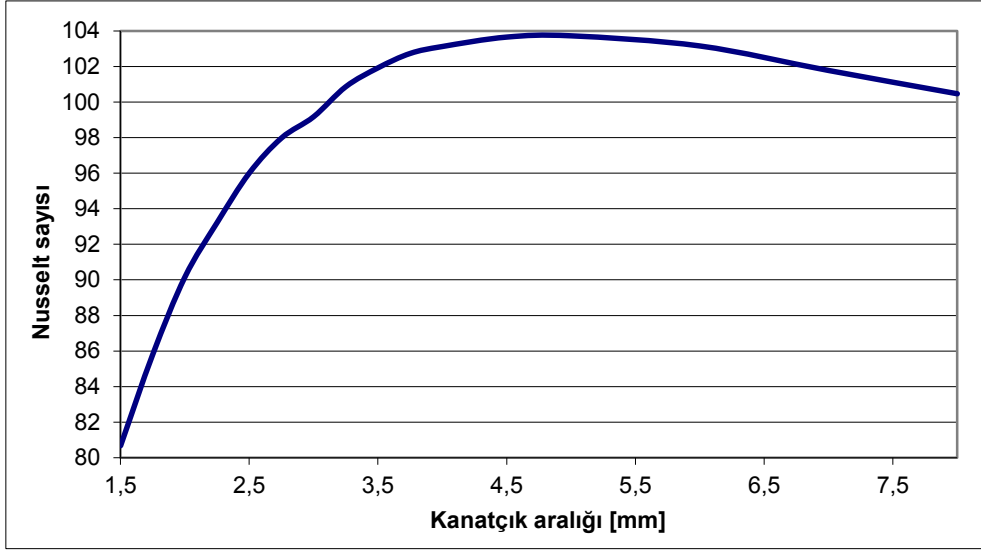


Şekil 8. L_z mesafesine göre suya geçen ısı değeri değişimi



Şekil 9. L_z mesafesine bağlı basınç düşüşü

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ



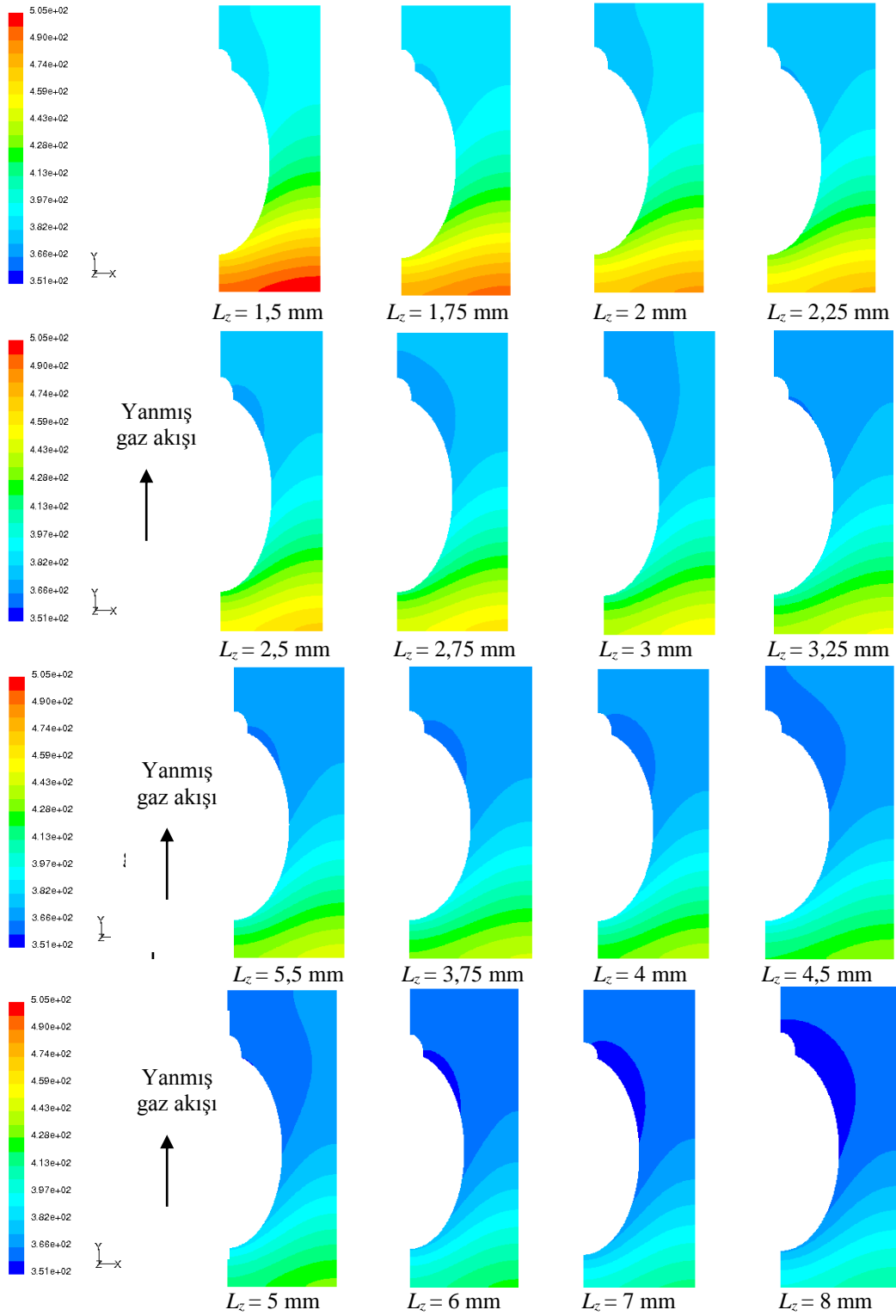
Şekil 10. Nu sayısının L_z mesafesine göre değişimi

Çizelge 4’de kanatçık arasındaki mesafenin artışı ile hız azaldığından sürtünme faktöründe azalmaktadır. Böylece kanatçıklar arasındaki basınç düşüşünde kanatçıklar arası mesafenin artmasıyla azalmaktadır. Bu durum Çizelge 4 ve Şekil 9’da görülmektedir.

Çizelge 4. Kanatçık arası boşlukların değişiminin karşılaştırması

Modeller	Mesafe L_z (mm)	(\dot{Q}_2) (W)	(\dot{Q}_1) (W)	$(\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2)$ her bir parça için (W)	$((\dot{Q}_i)/\dot{Q})$	Toplam Basınç Düşüşü (Δp) (N/m ²)
1	1,5	25,879	0,259	26,138	0,990	5,730
2	1,75	25,851	0,333	26,185	0,992	3,889
3	2	25,838	0,433	26,272	0,995	2,841
4	2,25	25,813	0,546	26,359	0,998	2,239
5	2,5	25,708	0,662	26,371	0,999	1,805
6	2,75	25,607	0,786	26,394	1	1,536
7	3	25,446	0,909	26,355	0,998	1,268
8	3,25	25,293	1,041	26,334	0,997	1,110
9	3,5	25,107	1,172	26,279	0,995	0,953
10	3,75	24,913	1,303	26,216	0,993	0,844
11	4	24,723	1,440	26,162	0,991	0,767
12	4,5	24,319	1,714	26,033	0,986	0,633
13	5	23,915	1,985	25,900	0,981	0,542
14	6	23,140	2,497	25,637	0,971	0,410
15	7	22,344	3,077	25,421	0,963	0,345
16	8	21,631	3,585	25,215	0,955	0,290

A.R. DAL

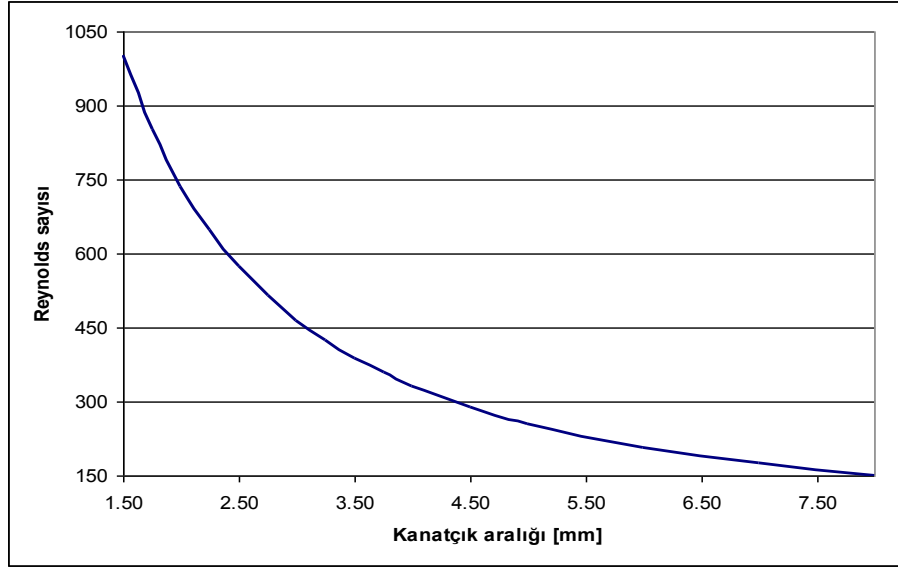


Şekil 11. $L_z = 1,5-8$ mm mesafesinde kanatçıkların yüzeyinde oluşan sıcaklıkdağılımı

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

FLUENT'le hesapladığımız ortalama Nu sayısının L_z göre değişimi Şekil 10'da verilmiştir. Şekil 10 incelendiğinde Nu sayısı önce artmakta daha sonra azalmaktadır. Toplam ısı transferindeki değişim Nu sayısına paralel bir değişim göstermektedir. Şekil 10 incelendiğinde boru yüzeyinden suya geçen ısı transferi (\dot{Q}_1) kanatçık aralığı arttıkça boru yüzey alanı büyüdüğünden artmaktadır. Öte yandan kanatçık yüzeylerindeki ısı transferi (\dot{Q}_2) aralık arttıkça azalmaktadır. Ancak toplam ısı transferi (\dot{Q}) önce aralık artmasıyla artarken, $L_z = 2,75 - 3$ mm aralığında en yüksek değerini alıp, bu noktadan sonra aralık arttıkça toplam ısı transferi (\dot{Q}) değeri düşmektedir. Böylece en iyi ısı transferinin olduğu kanatçık aralığı $L_z = 2,75 - 3$ mm olmaktadır.

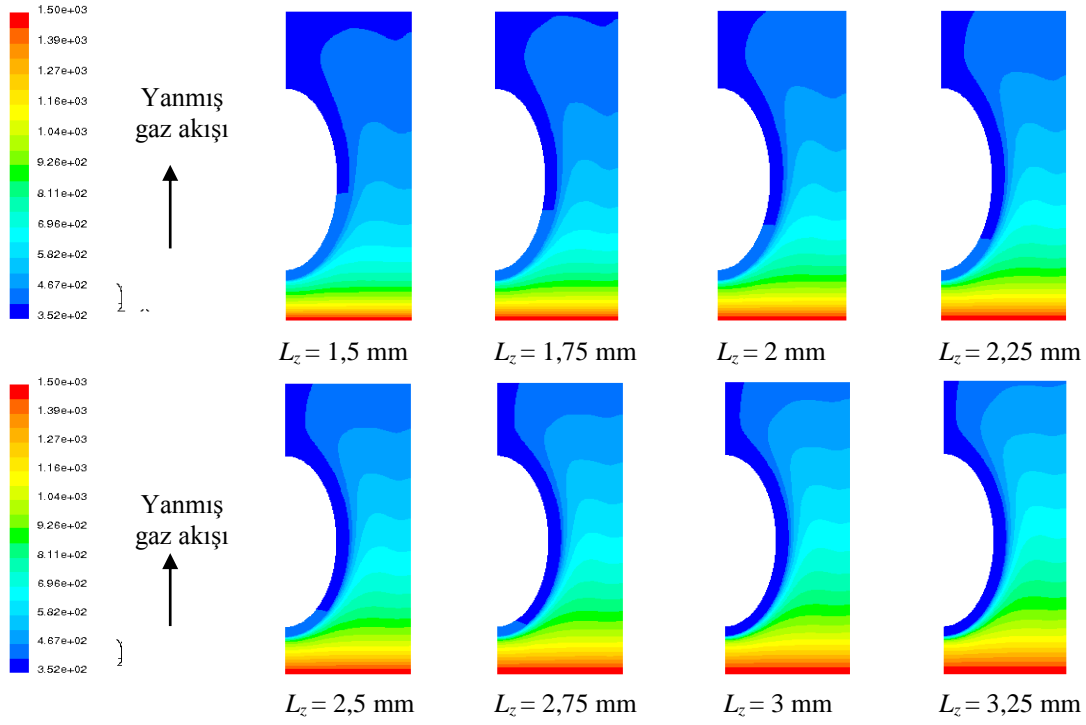
Kanatçık arasından yanmış gazların geçişi esnasında iki kanatçık yüzeyinde ve kanatçıkların orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 11 ve Şekil 12'de verilmiştir. Şekil 11 incelendiğinde kanatçıklar arasındaki mesafenin artmasına bağlı olarak kanatçıklar üzerindeki sıcaklık değerleri düşmüştür. Kanatçıklar arasındaki mesafenin artması ile Re sayısı düşerek, sınır tabaka kalınlığının artmasına neden olmuştur (Eş. 9 ve Eş. 10). Böylece kanatçık yüzey sıcaklıklarında düşme meydana gelmiştir. Şekil 10 ve Şekil 12'de Nu ve Re sayılarının L_z artışına bağlı olarak değişimi verilmiştir. Bu durum iki kanatçıktan suya geçen ısı transferinde azaltmaktadır.



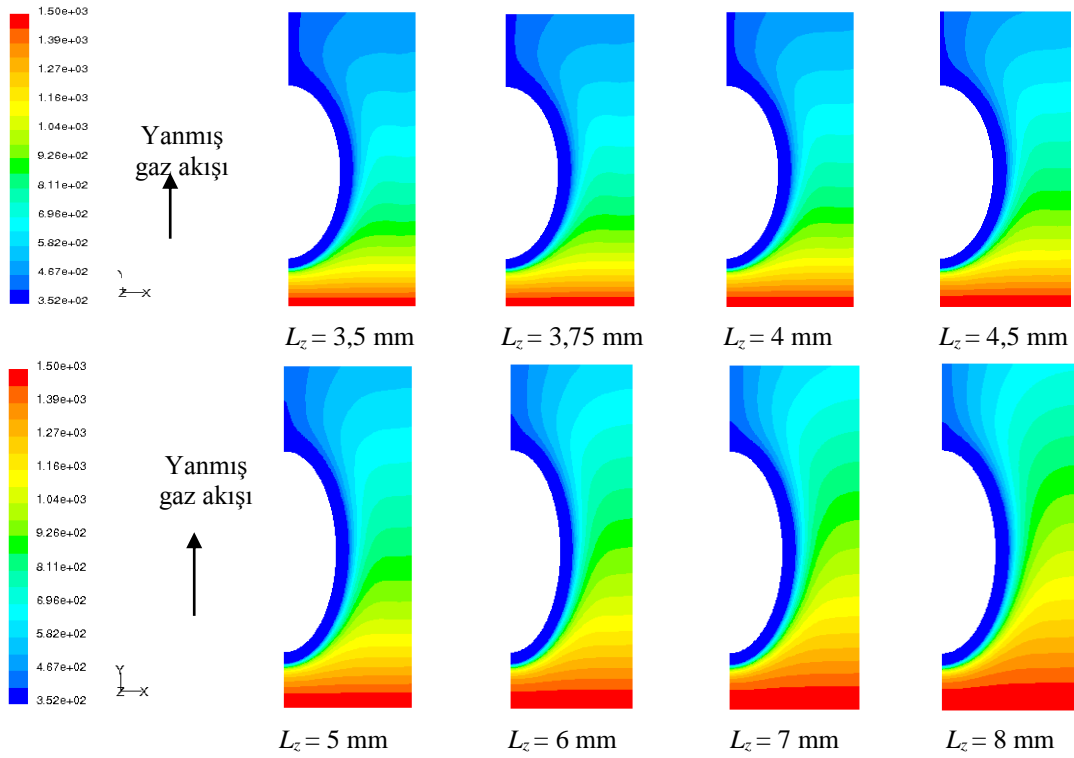
Şekil 12. Re sayısının kanatçıklar arasındaki mesafeye göre değişimi

Şekil 13'de görülen ve iki kanatçığın tam orta merkezinden alınan düzlem üzerindeki sıcaklık dağılımlarında kanatçıklar arasındaki mesafe arttıkça, sınır tabaka kalınlığının artması sonucu kanatçıkların yüzeylerinde sıcaklıklar düştüğünden, orta merkezde sıcaklık artmıştır. Fakat orta merkezdeki sıcaklık artışı kanatçıklara geçmeden ısı değiştiricisini terk etmektedir. Bu durum Şekil 14'de kanatçıklar arasındaki vektörel hız dağılımında görülmektedir.

A.R. DAL



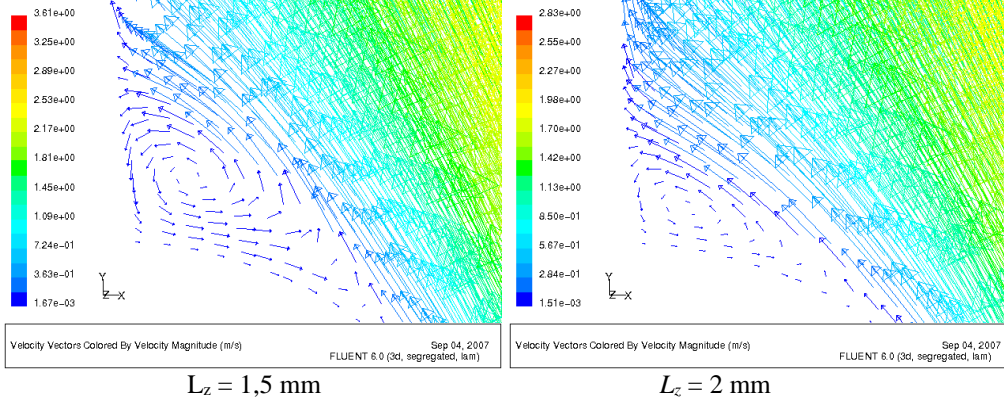
Şekil 13. $L_z = 1,5-8$ mm mesafede iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı



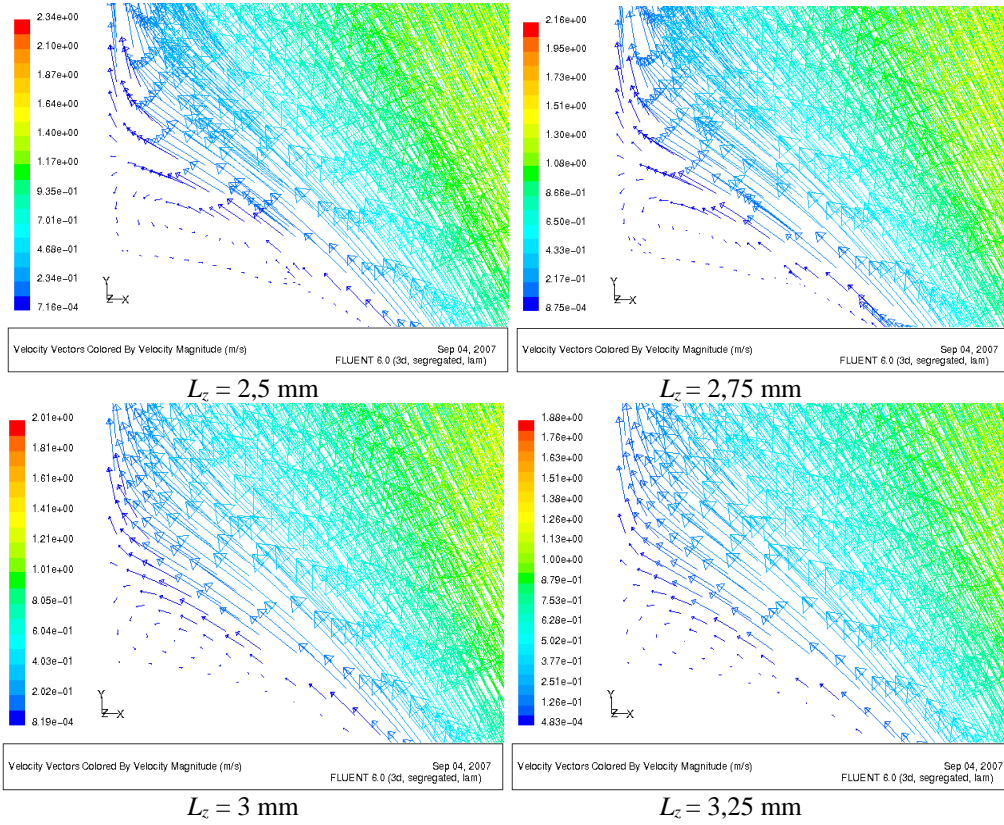
Şekil 13. (Devam) $L_z = 1,5-8$ mm mesafede iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

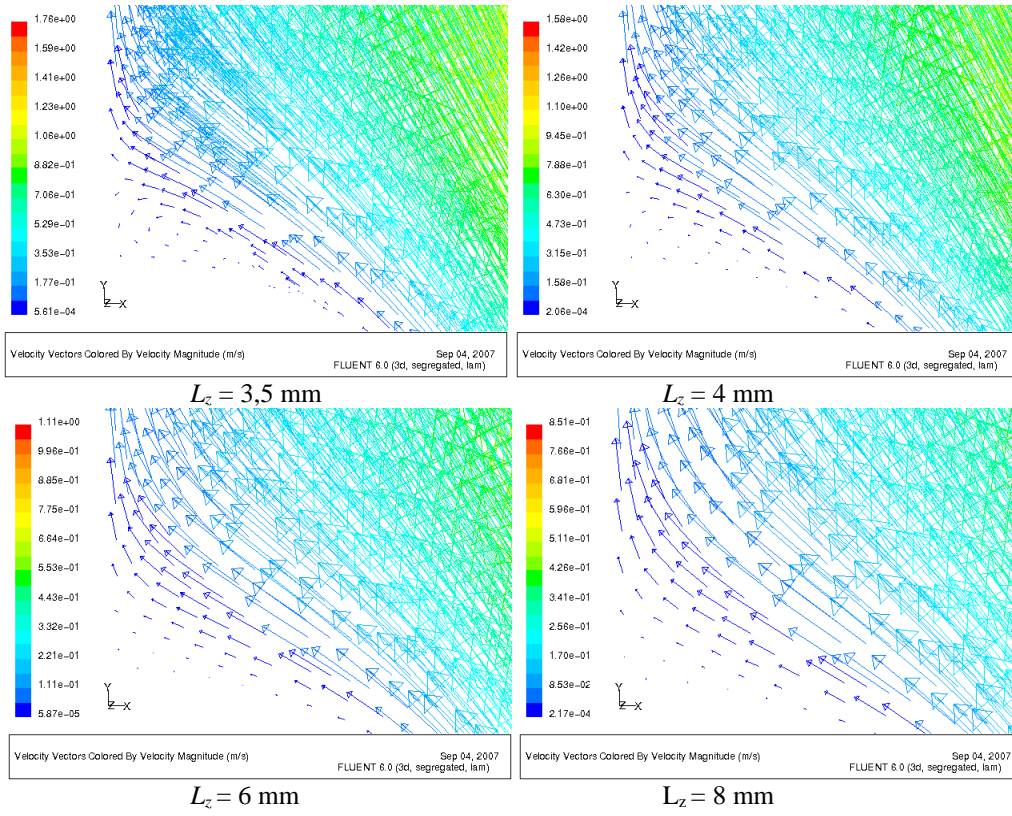
Kanatçıklar arası mesafe arttıkça boru arkasında oluşan girdaplar azalmaktadır. Bunun sonucu olarak Re sayısının düşmesi ile sınır tabaka kalınlığı artmakta ve kanatçıklara geçen ısı transferi azalmaktadır.



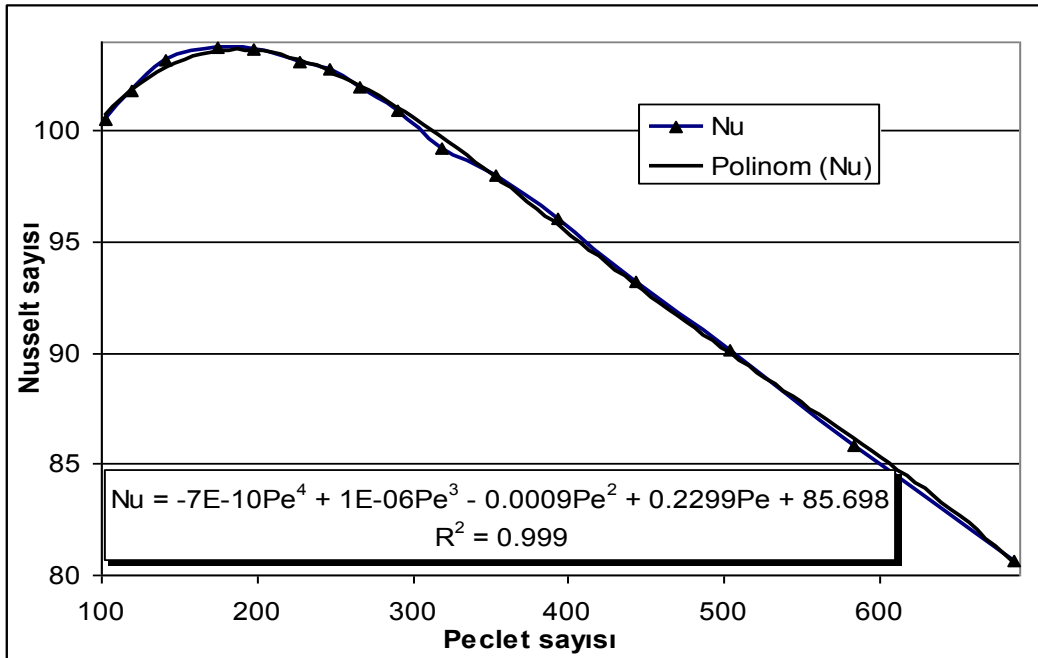
Şekil 14. $L_z = 1,5-8 \text{ mm}$ mesafede boru arkasındaoluşan vektörel hız dağılımı



A.R. DAL



Şekil 14. (Devam) $L_z = 1,5-8 \text{ mm}$ mesafede boru arkasındaoluşan vektörel hız dağılımı



Şekil 15. L_z ara mesafe değerindeki değişimin fonksiyonel ifadesi

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

Ayrıca uygulamada üretici ve mühendislere kolaylıklar sağlamak amacıyla Şekil 15’de bulunan Peclet ($Pe = Re.Pr$) sayısı ile ortalama Nu sayısı arasında bir korelasyon elde edilmiştir. Bu korelasyon Eş. 29’da verilmiştir.

$$Nu = -7.10^{-10}.Pe^4 + 1.10^{-0,6}.Pe^3 + 0,0009.Pe^2 + 0,2299.Pe + 85,698 \quad (29)$$

Şekil 15’deki korelasyon $R^2 = 0,999$ hata miktarı ile bulunmuştur.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, düz plakalı-borulu bir ısı değiştiricisindeki iki yarım kanatçık arasından geçen yanmış gazın basınç düşüşü, hız ve sıcaklık dağılım değerlerinin bulunmasında FLUENT programından faydalanılmıştır. Elde edilen sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir. Konutlarda ve sanayide sıkça kullanılan kombi ısı değiştiricisi kanatçıklarında, boyutları değiştirilmeden yapılacak olan basit geometrik değişiklikler ile verim artırılmıştır. Hem ısı iletiminin hemde ısı taşınımının olduğu ısı transferi SAD programında başarıyla uygulanmıştır. Yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- Bu yeni çalışmada kanatçıklar arasındaki L_z mesafesinin artması ile Ortalama Nu sayısı ısı transferine benzer şekilde önce atılmış daha sonra azalma eğilimi göstermiştir. Bu durumda orta merkezdeki sıcaklık değerlerinde L_z mesafesinin artmasına bağlı olarak artış görülmüştür. Fakat sınır tabakanın artmasında dolayı kanatçık yüzey sıcaklıklarında azalma olmuştur.
- Kanatçıklar arası mesafe arttıkça boru arkasında oluşan girdaplar azalmakta, Re sayısı düşerek, sınır tabaka kalınlığının artmasına neden olmuştur. Bu durum vektörel hız dağılımları ile tespit edilmiştir.
- Kanatçıklar arasındaki L_z mesafesi azaldıkça, sürtünme direnci oluşmasından dolayı basınç düşüşü artmıştır. Ancak, basınç düşüşü için gereksinim duyulan enerjideki artış kazanılan enerjiye kıyasla çok az değerde kalmıştır.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde, kanatçık arasındaki mesafenin $L_z = 2,75-3$ mm olduğu aralıkta suya geçen ısı transferi miktarının maksimum değere ulaştığı görülmüştür.
- Uygulamada üretici ve mühendislere kolaylıklar sağlamak amacıyla Peclet sayısı ile Ortalama Nu sayısı arasında aşağıdaki korelasyon (Eş. 30) elde edilmiştir.

$$Nu = -7.10^{-10}.Pe^4 + 1.10^{-0,6}.Pe^3 + 0,0009.Pe^2 + 0,2299.Pe + 85,698 \quad (30)$$

Yapılan çalışma uygulamada kullanılmasıyla ülkemiz sanayisinde yeni teknolojik ürünlerin gelişmesine katkı sağlayacaktır.

6.2. Öneriler

Yapılan bu çalışma dikkate alınarak aşağıdaki önerilerde bulunulabilir:

- Değişik kanatçık geometrilerine sahip ısı değiştiricilerinde; açısız ve geometrik olarak modellerde yapılacak boyut değişiklikleri ile yeni çalışmalar yapılabilir.
- FLUENT, düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde başarıyla uygulanmış ve ileride yapılacak yeni çalışmalarda kullanılacak olan bir SAD programıdır.
- Çalışmada elde edilen korelasyonlar ile üretici ve mühendisler tarafından kullanılarak ülkemizde yeni geliştirilecek küçük yanma odalı ısı değiştiricilerinin gelişmesine katkı sağlayabilir.
- Bu çalışmada elde edilen sonuçlar kullanılarak ileride yapılacak olan deneysel ve sayısal araştırmalarda kullanılabilir.

A.R. DAL

- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde kanatçık ve boru eliptikliği ile ilgili değişik geometriler tasarlanabilir.
- Isı değiştiricilerinde, boru ve kanatçıklarda farklı malzemeler kullanılarak araştırmalar yapılabilir.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde, değişik geometrik modellerde optimum ısı transferi değerleri belirlenebilir.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde değişik işletme şartlarında Ortalama Nu ve Re sayısı analizleri yapılabilir.
- Düz plakalı borulu ısı değiştiricilerinde, yanmış gazın giriş ve çıkış sınır şartları değiştirilerek ısı transferinde oluşacak değişimler irdelenebilir.
- Isı değiştiricilerinde, boru içerisinde akan akışkanın termofiziksel özelliği değiştirilerek yeni çalışmalar yapılabilir.
- İşletme şartlarında çalışmalar yapılarak, akış modellemesinde türbülanslı akış modeli ile ilgili çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] GÖKÇE, A.G., “Isı Transferine Giriş”, *Selçuk Üniversitesi Yayınları*, Konya, Türkiye, 1985.
- [2] GEBHART, B., “Flow and Heat Transfer Characteristics of Finned Tube Exchanger”, *Ashrae Transactions*, 67,133-153, 1961.
- [3] KILIÇASLAN, İ., SARAÇ, H.İ., “Enhancement of Heat Transfer in Compact Heat Exchanger by Different Type of Rib With Holographic Interferometry”, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17, 339-346, 1998.
- [4] KAYANSAYAN, N., “Tasarım Noktasından Sapma Durumunda Değiştirici Davranışı”, *Isı Bilimi Tekniği Dergisi*, 9, 2, 1986.
- [5] DALOĞLU, A., AND AYHAN, T., “Natural Convection in a Periodically Finned Vertical Channel”, *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, 26, 1175-1182, 1999.
- [6] CHANG, Y.C., WANG, C.C., “Generalized Heat Transfer Correlation for Louver Fin Geometry”, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 533-544, 1997.
- [7] LEE, K., KİM, W., Sİ, J., “Optimal Shape and Arrangement of Staggered Pins in the Channel of a Plate Heat Exchanger”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 3223-3231, 2001.
- [8] KİM, C.N., JEONG, J., YOUN, B., “Evaluation of Thermal Contact Conductance Using a New Experimental-Numerical Method in Fin-Tube Heat Exchangers”, *International Journal of Refrigeration*, 26, 900-908, 2003.
- [9] KOTCIOĞLU, İ., BÖLÜKBAŞI, A., “Düsey Dikdörtgen Kesitli Bir Kanalda Farklı Kanatçıklı Yüzeylerde Isı Transferinin İncelenmesi”, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 5 (2), 89-102, 2003.
- [10] EREK A., ÖZERDEM B., BİLİR L., İLKEN Z., “Effect of Geometrical Parameters on Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Plane Fin and Tube Heat Exchangers”, *Applied Thermal Engineering*, 25, 2421-2431, 2005.
- [11] TAO, W.Q., QU, Z.G., HE, Y.L., “Experimental and 3d Numerical Study of Air Side Heat Transfer and Pressure Drop of Slotted Fin Surface, Proceeding of Fifth International Conference on Enhanced, Compact and Ultra-Compact Heat Exchangers”, *Science, Engineering and Technology*, Fairfax, VA, USA, September, 15, 2005.
- [12] KUNDU, B., DAS, P.K., “Optimum Dimensions of Plate Fins for Fin-Tube Heat Exchangers”, *International Journal Heat Fluid Flow*, 18, 530–537 1997.
- [13] ŞAHİN, H.M., DAL, A.R., AND BAYSAL, E., “3-D Numerical Study on the Correlation Between Variable Inclined Fin Angles and Thermal Behavior in Plate Fin-Tube”, *Applied Thermal Engineering*, 27, 1806-1816, 2007.
- [14] Fluent Incorporated, “FLUENT User’s Guide Version 6.1.”, Lebanon, 1-1864, 2003.
- [15] ÖZİŞİK, M.N., “Heat Transfer a Basic Approach”, *McGraw-Hill Book Company*, International edition, 35-56, 1985.
- [16] KAKAÇ, S., YENER, Y., “Convective Heat Transfer”, *CRC Press Begell House*, Boca Raton, Florida, 219-401, 1995.

DÜZ PLAKALI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN OPTİMUM KANATÇIK ARALIĞININ SAYISAL ANALİZİ

- [17] INCROPERA, F.P., AND DEWITT, D.P., “Fundamentals of Heat and Mass transfer”, *John Wiley & Sons, Inc.*, 106-671, 1996.
- [18] VERSTEEG, H.K., AND MALALASEKERA, W., “Computational Fluid Dynamics”, *Longman, Scientific & Technical*, London, 102-157, 1995.
- [19] KAYATAŞ, N., “İç İçe Borulu Bir Isı Değiştiricisinde Isı Transferinin İyileştirilmesinin Nümerik Olarak İncelenmesi”, Y. Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, 29-32, 2003.