

# DÜZ KANATLI BORULU BİR ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE GEOMETRİK PARAMETRELERİN ISIL VERİME ETKİSİNİN SAYISAL ANALİZİ

*Numerical Analysis For The Effect Of Geometric Parameters On The Thermal Efficiency In A Plain Fin Tube Heat Exchanger*

**Ali Rıza DAL**

## ÖZET

Bu çalışmada; düz kanatlı borulu bir ısı değiştiricisi kullanılarak, ısı değiştiricisi kanatçıkları arasında yer alan borunun düşey olarak değişiminin ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi incelenmiştir. Sayısal analizlerde; yanmış gazın arasından geçtiği iki yarım kanatçık ve borudan oluşan bir model seçilmiştir. Yanmış gazın kanatçıklar arasından geçmesi esnasındaki sıcaklık dağılımı, hız dağılımı ve basınç düşüşü değerleri bulunmuştur. Modeldeki kanatçık ortasındaki borunun düşey (y) eksenini boyunca 10 farklı değişimi ile ( $c_1=16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25$  mm) ısı transferine etkisi incelenmiştir. Seçilen model üzerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri FLUENT paket yazılımı, modelin çizim ve ağ yapısının oluşturulması GAMBIT paket yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalarda, korunum denklemlerinin 3 boyutlu kararlı rejimdeki, laminar akış şartları dikkate alınmıştır. Modellerde bileşik ısı transferi (hem taşınım hem de iletimin olduğu) ile çözüm yapılmıştır. Sayısal hesaplarda, boru düşey ekseninin  $c_1 = 16$  mm değerinde maksimum ısı transferi bulunmuştur. Kazanılan Net enerji miktarı  $c_1=20$  mm seviyesinde 97 mW değerine ulaşmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Isı transferi, kanatlı borulu ısı değiştiricileri, basınç düşümü, sayısal analiz.

## ABSTRACT

In this study; the effect of the vertical change of the pipe axis between the fins on heat transfer and pressure drop was investigated using a plain fin tube heat exchanger. In numerical analysis; a model consisting of two half fins and pipe through flu gases has been chosen. The temperature distribution, velocity distribution and pressure drop values of the flu gas passing through the fins were found. In the model, the effect of heat transfer on the vertical (y) axis in the middle of the pipe along with the 10 different variation model ( $c_1 = 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25$  mm) was investigated. Computing Fluid Dynamics (CFD) analysis on the model were carried out by using FLUENT package software and by GAMBIT 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 was solved. The numerical calculations, maximum heat transfer of the vertical axis of the pipe was found at  $c_1 = 16$  mm. Net energy amount reached 97 mW at  $c_1 = 20$  mm.

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

**SİMGELER VE KISALTMALAR****Simgeler** $a_1$  $A$  $b_1$  $c_p$  $c_1$  $d_1$  $D_H$  $e_1$  $f_1$  $g$  $g_1$  $h$  $H_{\text{çı}}$  $H_{\text{gir}}$  $k$  $L$  $L_H$  $L_z$  $L_M$  $\cdot$  $m$  $Nu$  $\Delta p$  $P_g$  $Pe$  $Pr$  $q$  $\cdot$  $Q$  $r$  $Re$  $t$  $T$  $T_i$  $T_s$  $T_\infty$  $u$  $v$  $V$  $\cdot$  $\dot{V}$  $w$  $\delta$  $\delta_T$  $\mu$  $\rho$ **Açıklama**

Boru elipsin büyük yarıçapı, mm

Yüzey alanı, m<sup>2</sup>

Boru elipsin küçük yarıçapı, mm

Özgül ısı, J/kg.K

Boru elipsin merkezine uzaklığı, mm

Boru elipsin et kalınlığı, mm

Hidrolik çap, m

Kanatçık üstü elipsin büyük yarıçapı, mm

Kanatçık üstü elips küçük yarıçapı, mm

Yerçekimi ivmesi, m/s<sup>2</sup>

Kanatçık et kalınlığı, mm

Isı taşınım katsayısı, W/m<sup>2</sup>K

Çıkan toplam entalpi, kJ

Giren toplam entalpi, kJ

Isı iletim katsayısı, W/m.K

Uzunluk, m

Kanatçık yüksekliği, mm

İki kanatçık arası mesafe m

Katsayılar matrisi

Kütleli debi, kg/s

Ortalama Ortalama Nusselt sayısı

Basınç düşüşü, N/m<sup>2</sup>

Basınç düşüşünden dolayı kaybolan güç, W

Peclet sayısı

Prandtl sayısı

Isı akısı miktarı, W/m<sup>2</sup>

Isı transferi, W

Yarıçap, m

Reynolds sayısı

Zaman, s

Sıcaklık, K

Giriş sıcaklığı, K

Yüzey sıcaklığı, K

Ortam sıcaklığı, K

Hızın x-yönündeki bileşeni, m/s

Hızın y-yönündeki bileşeni, m/s

Hacim, m<sup>3</sup>Hacimsel debi, m<sup>3</sup>/s

Hızın z-yönündeki bileşeni, m/s

Hız sınır tabaka kalınlığı, m

Isıl sınır tabaka kalınlığı, m

Dinamik viskozite, kg/s.m

Yoğunluk, kg/m<sup>3</sup>

## 1. GİRİŞ

Dünya enerji ihtiyacındaki artışla beraber mühendisler ısı uygulamalarda maliyet, verim ve çevresel etkenleri ön plana almışlardır. Isı uygulamalarda en çok kullanılan sistemlerden biride ısı değiştiricileridir. Isı değiştiricileri kanat ve boruları değişik geometriler oluşturmaktadır. Kanatlı borularda akışkan genellikle kanat yüzeylerine paralel akar ve bu akış boru eksenine dik doğrultuda olması nedeniyle, çapraz veya çapraz-zıt şeklinde olmaktadır. Kanatlı yüzeylerde ısı geçişini, en fazla kanat geometrisi etkilemektedir [1]. Geometrik parametrelerin, kanatçık tipi ve boyutu üzerine etkilerinin HAD yöntemleri ile yapılan çalışmalar problemlerin çözümünü kolaylaştırmıştır.

Gebhart, delinmiş düz kanatlı borulu ısı değiştiricisi demetlerinin ısı geçişi ve basınç kaybına etkilerini incelemiştir. Delinmiş düz kanatların boru demetlerinde türbülansın artırması nedeniyle, basınç kaybının düz kanatlı boru demetlerine göre daha fazla olduğu bulmuştur [2]. Okbaz ve ark. panjurlu-kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelemiş ve en yüksek ısı-hidrolik performansa, panjur açısının  $20^\circ$  olduğu durumda ulaşıldığını tespit etmişlerdir [3]. Kayansayan, levha tipi ısı değiştiricilerinin sürekli rejim şartlarında, ısı transfer değerlerini deneysel olarak incelemiştir [4]. Daloğlu ve Ayhan, dikdörtgen kesit alanlı dik kanallardaki doğal ısı taşınımını deneysel olarak incelemiştir. Kanatçıklı yapının doğal taşınım ile ısı transferini azalttığını bulmuşlardır [5]. Yakar, farklı kanat aralıklarına sahip konik kanatlı yatay boruların ısı performansını deneysel olarak araştırmıştır.  $Re = 50000$  değerine kadar 12 ve 15 mm'e ait Nusselt sayılarının hemen hemen birbirine yakın olduğu,  $Re = 50000$  için ısı transferi açısından en iyi kanat aralığının 12 mm olduğunu tespit etmiştir [6]. Lee ve ark., plakalı bir ısı değiştiricisinde; kanal içerisine kanatçık yerleştirilerek ısı transferi ve basınç kaybını sayısal olarak incelemiştir. Kanatçıkların ısı transferi ve basınç kaybı karakteristiklerinde optimum geometriyi tespit etmişlerdir [7]. Erek ve ark., düz kanatlı borulu ısı değiştirici tipteki farklı geometrik yapılara sahip bir sıra borulu ısı değiştiricilerinde sayısal analiz yapmışlardır. On farklı ısı değiştiricide; kanatçık yüksekliği, iki kanat arasındaki mesafe, boru merkezindeki yer değişikliği, boru et kalınlığı ve boru eliptikliğinin ısı transferi ile basınç düşümü üzerine inceleme yapmışlardır [8]. Kundu ve Das, kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin üçgen ve dörtgen sıralı borularla optimum boyutlandırma üzerine çalışmalar yapmışlardır. Optimum kanatçık dizaynı için dairesel kanatçık boyutlandırması için matematiksel analizlerin kullanılabileceğini belirtmişlerdir [9]. Şahin ve ark., düz kanatlı borulu tipteki geometrik yapıya sahip ısı değiştiricisinde HAD yöntemi kullanılarak kanatçıkların ısı transferine etkisini açısal olarak incelemiştir. Modellerde  $\theta = 30^\circ$  eğik açı olması durumunda toplam ısı transferi normalize değerinde % 105.24 seviyesinde bir artış olduğunu bulmuşlardır [10].

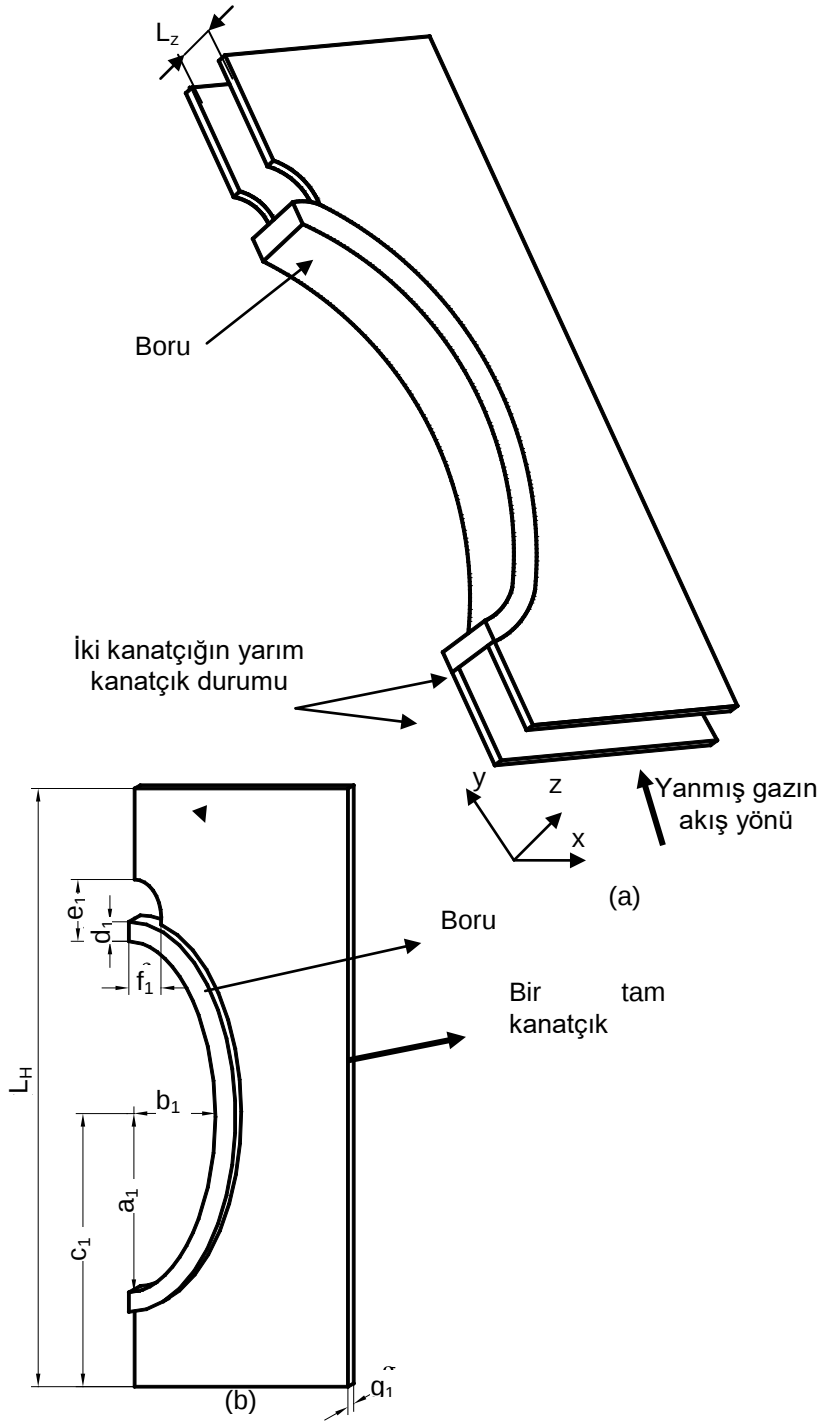
Bu çalışmada, piyasada, ticari, küçük yanma odalı ve kombilerde kullanılan bir ısı değiştiricisi tespit edilmiştir. Bu ısı değiştiricisinin boyutları esas alınarak aslına uygun model üzerinde kanatçık geometrisinin boyutlandırma işlemi ve ağ üretimi yapılarak sıcaklık, hız ve basınç dağılımının sayısal analizleri incelenmiştir.

## 2. PROBLEMİN TANIMI

Önceki çalışmalardan farklı olarak [10, 11, 12]; bu çalışmada, Şekil 1'de görülen model için kanatçıklar arasından geçen borunun düşey (y) eksenini boyunca optimum eksenel mesafesinin tespiti amacıyla 10 farklı kanatçık modelinde yanmış gazdan suya geçen ısı transferi ile akışının sıcaklık, hız ve basınç dağılımı incelenmiştir. Küçük yanma odalarında kullanılan tek sıra düz kanatlı borulu ısı değiştiricisinde HAD çözüm metodu kullanılarak, veriminin artırılması için kanatçıklar arasındaki borunun optimum eksenel mesafesinin tespiti yapılmıştır. Çalışmada geometri üzerinde yapılan değişiklikler GAMBIT programında model, ağ yapısı oluşturularak, FLUENT programında sonlu hacimler metodu ile çözüm yapılmıştır.

Önceki çalışmalarda detaylı olarak anlatılan [10, 11, 12]; bu çalışmada özet olarak ısı değiştiricisi geometrisi 3 boyutlu olarak tanımlanan ve fotoğrafı Resim 1 görülen ve piyasada sıkça kullanılan ticari kanatlı borulu ısı değiştiricisi üzerinde, ardışık iki kanat seçilmiştir. Seçilen iki kanatın onikide birlik kısmı alınarak simetrik olacak şekilde ortasından simetrik boru geçirilerek model oluşturulmuştur. Şekil

1’de görülen; bu iki kanatçık ortasından geçen yanmış gazın ısısının kanatlar ve boru vasıtasıyla, suya geçişi, sürekli rejim şartlarında, laminar akışlı zorlanmış konveksiyon ile ısı transferi üç boyutlu sayısal olarak incelenmiştir.



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

Laminer ve sürekli şartlarda akış modeline bağlı olarak ısı transferi, basınç düşümü, hız ve sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Yanmış gazdan çevreye radyasyon ile olan ısı transferi hesaba katılmayıp, debiye bağlı olarak hesaplanan  $Re$  sayısı dikkate alınmıştır. Sadece laminer durumda ısı taşınımı ve ısı iletimi ile ilgili olarak kanatlar ve boru üzerinde oluşan bileşik ısı transferi araştırılmış, bu kapsamda Şekil 1'de görülen  $c_1$  değeri değişiminin ısı transferine etkisi incelenmiştir.



Resim 1. Ticari kanatçıklı borulu bir model ısı değiştiricisi

### 3. MATEMATİKSEL MODEL

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. Denklemden,  $\rho$  akışkan yoğunluğunu,  $u$  akışkan hızını,  $\mu$  dinamik viskozite,  $P$  statik basınç,  $k$  ısı iletim katsayısı,  $T$  sıcaklık ve  $c_p$  özgül ısıdır [13].

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 [14]. Burada  $F$  sürtünme katsayısıdır. Taşımla ısı transferinin olduğu yüzeylerde: taşınım yoluyla geçen ısı, iletim yoluyla geçen ısıya oranı Ortalama  $Nu$  sayısı, akış esnasında dinamik kuvvetlerin viskoz kuvvetlere oranına  $Re$  sayısı ( $Re$ ) boyutsuz ve akışkanın kinematik viskozitesinin ısı yayılım katsayısına oranı Prandtl sayısı ( $Pr$ ) boyutsuz olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca, basınç düşüşü  $\Delta p$  (Eş. 5) ile belirlenir [15].

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

$$\Delta p = F \frac{\rho u^2}{2} \quad (5)$$

Burada;  $\rho$  akışkan yoğunluğu,  $u$  akışkanın hızı,  $F$  sürtünme katsayısıdır [16].

Ayrıca, ısı taşınımında laminar akım için hız sınır tabaka kalınlığı  $\delta$ , ve ısı sınır tabaka kalınlığı  $\delta_T$  aşağıdaki Eş. 6 ve Eş.7'de verilmiştir.

$$\frac{\delta}{L_H} = \frac{4,64}{Re^{1/2}} \quad (6)$$

$$\frac{\delta_T}{\delta} = \frac{0,977}{Pr^{1/3}} \quad (7)$$

Bu çalışmada seçilen modeller için  $Nu$  sayıları bulunarak, boyutsuz sayılar ( $Re$  ve  $Pr$ ) cinsinden korelasyon eşitlikleri Eş. 8'den verilmiştir.

$$Nu = C(Re Pr)^m = CPe^m \quad (8)$$

Burada;  $C$  ve  $m$  birer sabit sayılar olup, Peclet ( $Pe$ ) sayısı, Eş. 9'da ifade edilmektedir.

$$Pe = Re.Pr \quad (9)$$

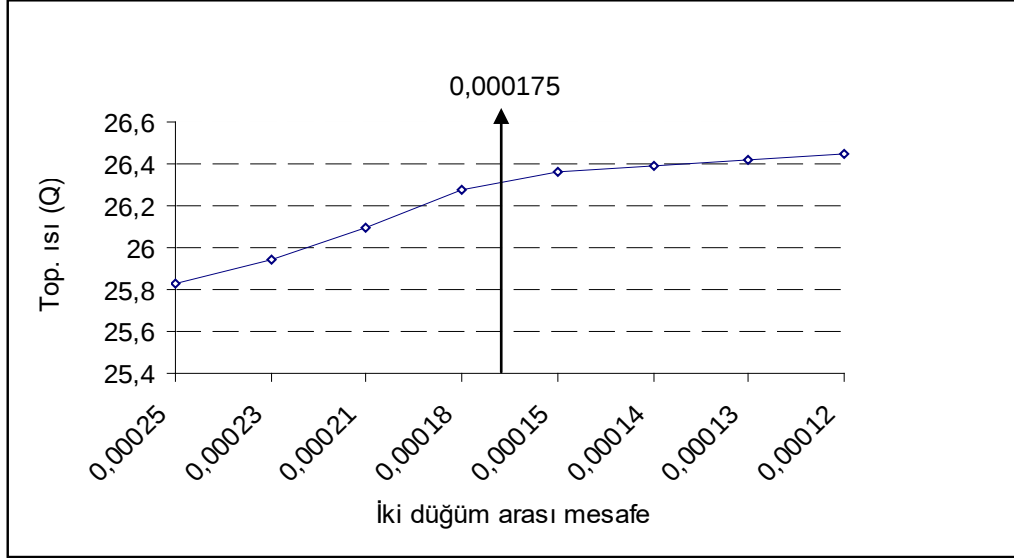
## 4. ÇÖZÜM YÖNTEMİ

### 4. 1. Hesaplama Metodu ve Sayısal Ağ Üretimi

FLUENT sonlu hacimler metodu çözüm yapan, 1983'ten bu yana birçok endüstri dalında kullanılan ve tüm dünyada HAD piyasasında en çok kullanılan yazılım durumuna gelmiştir. Ticari HAD yazılımı olarak zor problemlere kolay ve kısa zamanda çözümler sunmaktır. FLUENT sıkıştırılmaz ve sıkıştırılabilir akışlar için bir HAD çözücüsüdür. Sayısal ağ üretimi, seçilen modelin geometrik yapısını, tanım aralığını, çeşitli eleman büyüklüklerini ve özelliklerini tanımlama fırsatı vermektedir [13]. Hesaplama alanı içindeki ağ yoğunluğu akışkan dinamiği çözümünün hassasiyetini de etkilemektedir [17, 18]. Bu çalışmada, FLUENT paket programında kullanılacak olan geometrinin oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi ve ağ oluşturulması işlemleri GAMBIT paket programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sayısal çözümlerde; ağ sayısı arttıkça bir diğer ifade ile ağ aralığı azaldıkça hesap hassasiyeti iyileşmektedir. Bu çalışmada, bütün modellerde geçerli olacak ve hataların daha az oluşmasını sağlamak ve çözümü hızlandırmak için en uygun ağ yapısı seçilmiştir.

Önceki çalışmalarda belirtildiği üzere [10, 11, 12]; Sayısal yöntemlerde hesap hassasiyeti ve süre göz önüne alınarak en uygun bir ağ sayısı bulunur. Bu çalışmada, modellerde geçerli olacak ve hataların daha az oluşmasını sağlamak ve çözümü hızlandırmak amacıyla optimum ağ yapısı seçilmiştir.

Şekil 2’de görüldüğü gibi iki düğüm noktası arasındaki mesafenin 0,000175 m altında olduğu ağ yapısında toplam ısı transferi değerindeki değişimin çok az olduğu görülmüş ve bu ağ uzunluk değeri bütün modeller için kullanılmıştır.



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

#### 4. 2. 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 kanatçığın dış yüzey yanı (simetry) olarak tanımlanmıştır [13].

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:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{(0,016,y,z)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0)} = 0, \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,y,0,004)} = 0 \quad (10)$$

- Kanatçık alt yüzey sınır şartı:

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

- Kanatçık üst yüzey sınır şartı:

$$-k \left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{(x,0,046,z)} = h(T_w - T_\infty), u = 0, v = 0, w = 0 \quad (11)$$

alınmıştır.

- Kanatçık ile yanmış gazın temas ettiği yüzey sınır şartı:

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{(x,y,0,00025)} = h(T_w - T_\infty), -k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{(x,y,0,00375)} = h(T_w - T_\infty) \quad (12)$$

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:

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

- Boru ile yanmış gazın temas ettiği yüzey sınır şartı:

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} = h(T_w - T_\infty) \quad (14)$$

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:

$$-k_1 \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{boru} = -k_2 \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{kanatçık} \quad (15)$$

- Borunun su ile temas ettiği yüzeyde; Eş. 4'de verilen Gnielinski kolerasyonu kullanılarak  $T = 343$  K alınmıştır [8].

## 3- Yanmış gazın yüzey sınır şartları:

- Simetri sınır şartı:

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

- Giriş sınır şartı:

$$y=0, u = 0, w = 0, v = v_i, T = T_i \quad (17)$$

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 [8].

- Çıkış sınır şartları:

$$\frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{(x,0,046,z)} = 0, \frac{\partial v}{\partial y} \Big|_{(x,0,046,z)} = 0, \frac{\partial w}{\partial y} \Big|_{(x,0,046,z)} = 0, \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{(x,0,046,z)} = 0, P = P_{atm} \quad (18)$$

kabul edilmiştir.

#### 4. 3. Akışkanın Fiziksel Özellikleri

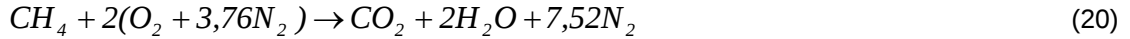
Akış problemini çözmek için kullanılan akışkanlar ile kanatçık ve boruda kullanılacak olan metalin fiziksel özellikleri gerekmektedir. Sayısal hesaplamalarda kullanılan FLUENT programında akışkanın termo fiziksel özellikleri sabit ya da bu özellikler sıcaklığın fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır [13].

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

$$HY = \frac{m_{hava}}{m_{yakıt}} = \frac{(nM)_{hava}}{(nM)_C + (nM)_{H_2}} \quad (19)$$

şeklinde ifade edilmektedir.

Çalışmada yakıt olarak doğal gaz (metan) kabul edilerek hava ile tam (teorik) yanması aşağıda Eş. 20'de gösterildiği şekilde gerçekleşir.



Bu yanma işleminde; yanma sonu ürünleri arasında yanmamış metan, C, H<sub>2</sub>, CO, OH veya O<sub>2</sub> bulunmamaktadır.

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

$$H_{\dot{m}} = H_{gir} \quad (21)$$

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 ettiğinden çalışmada 1500 K uygun olmaktadır.

Bu çalışmada kullanılan sayısal analizlerde, geometrik yapı ve akış üç boyutlu olarak tanımlanmıştır. Problemin fiziksel modelinde kullanılan yanmış gazın (akışkanın); yoğunluğu ( $\rho$ ), viskozitesi ( $\mu$ ), özgül ısı ( $c_p$ ) ve ısı iletim katsayısının ( $k$ ), sıcaklığa bağlı olarak değişim gösterdiği değerler verilmiştir [10, 11, 12].

Çalışmada; yanmış gaz için, akışkanların termofiziksel özelliklerini sıcaklığın fonksiyonu olarak piecewise-linear formu seçilmiş olup, bu değerler FLUENT programına bu formda aktarılmıştır. Ayrıca FLUENT programı viskoziteyi dinamik viskozite olarak almaktadır [13].

Yanmış gazın kanatçık içerisinden geçmesi esnasında sıcaklığa bağlı olarak değişimi lineer formda olup Eş. 22'de belirtildiği şekilde hesaplanmaktadır.

$$\phi(T) = \phi_n + \frac{\phi_{n+1} - \phi_n}{T_{n+1} - T_n} (T - T_n) \quad (22)$$

Burada  $1 \leq n \leq N$  ve  $N$  her bir eleman sayısı olup, denklemde ( $\phi$ ) akışkanın fiziksel özelliklerini gösteren değişkendir [12].

Önceki çalışmalarda detaylı olarak anlatılan [10, 11, 12]; bu çalışmada; yanmış gazın sıcaklığa bağlı olarak değişkenlik gösteren (300, 500, 700, 900, 1100, 1300 ve 1500 K) sıcaklıklarındaki değerleri kabul edilmiştir. Yanmış gazın; sürekli rejim hali, yanmış gazın akış giriş sıcaklığı 1500 K ve modelin  $c_1$  mesafesi artışına bağlı olarak  $Re$  sayısının en yüksek değeri 477,13 bulunmuştur. Böylece akış laminer seçilmiş, sıkıştırılabilir akışkan ( $\rho$  değişken), gazın termofiziksel özellikleri sıcaklığın fonksiyonu olduğu kabul edilmiştir.

Bütün modellerde kullanılan levha kanatçık ve boru malzemesi olarak bakır, soğutucu akışkan olarak su kullanılmış olup, sayısal çözümlerde bakırın ve suyun fiziksel özellikleri kullanılmıştır. FLUENT'de katı malzemelerin, ısı iletimi için ayrık çözüm metodu kullanılmaktadır [13, 16].

## 5. SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bir ısı değiştiricisinin HAD ile modelleme işleminde; ısı değiştiricisinin geometrik yapısı, sınır şartları ve akışın türü önemli parametrelerdir. Bu nedenle, bu çalışmada modelin tesbiti için uygulamada yaygın olarak kullanılan özellikle kombi benzeri küçük yanma odaları için tasarlanan önceki yapılan benzer çalışmalar incelenerek düz kanatlı borulu ısı değiştiricisi ele alınmıştır. Yapılan çözümde, ısı değiştiricisindeki **kanatçık ortasındaki** boru düşey eksenli mesafesi olan  $c_1$ 'in değişimi dikkate alınarak akış ve ısı transferinin iyileştirilmesi amacıyla analizler yapılmıştır.

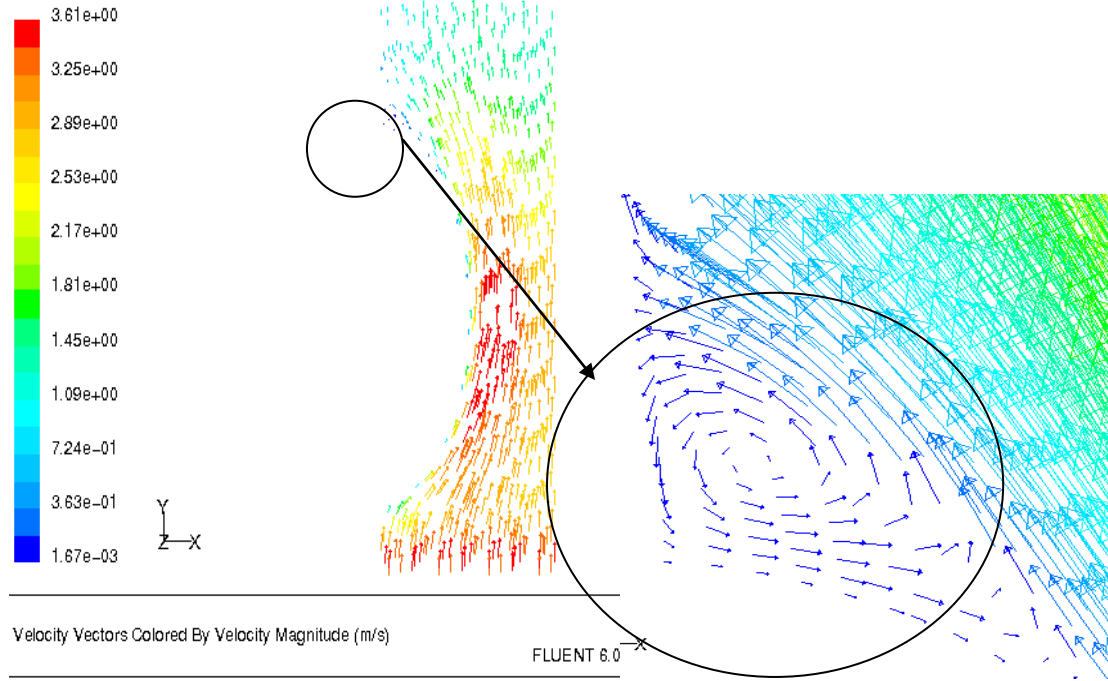
Kanatçıklar arasından akan akışkanda oluşan basınç düşüşü kanat yüzey şartları, boru pozisyonun ve sürtünme katsayısının bir fonksiyonudur. Bu parametre değerleri akış problemlerinde sık sık karşılaşılmakta olup, ara yüzey ve kanal akışlarında ilave pompa gücüne ihtiyaç duyulmaktadır. Basınç düşümü ( $\Delta p$ ); akışa gösterilen direncin bir etkisi olarak ortaya çıkmaktadır. Birim zamanda akan hacimsel akış miktarı ( $\dot{V}$ ), ve ilave gereksinim duyulan güç  $P_g$ , aşağıdaki Eş. 23'de ifade edilir.

$$P_g = \Delta p \cdot \dot{V} \quad (23)$$

Burada, ( $\dot{V}$ ) birim zamanda akan hacimsel akış miktarını ( $\dot{V}$ ) = ( $\dot{m}$ ) /  $\rho$  şeklinde ifade edebiliriz ve kütle akış miktarı ( $\dot{m}$ ), yoğunluk  $\rho$  ile tanımlanır [10, 11, 12].

Tablo 1'de; yanmış gazın kanatçıklar arasından geçerken, sadece iki yarım kanatçığa temasından dolayı suya geçen ısı transferi ( $\dot{Q}_2$ ), yanmış gazın boru dış yüzeyinden suya geçen ısı transferi ( $\dot{Q}_1$ ), yanmış gazdan suya geçen toplam ısı transferi ise ( $\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$ ) olarak bulunmuştur. Ayrıca, Tablo 1'de suya geçen ısı transferindeki artış, basınç düşüşünden dolayı güç kaybı ve fayda sağlanan Net enerji (güç) miktarı hesaplanmıştır. Bu çalışmada bütün modeller için, ağ yapısının sık olmasından dolayı vektörel hız dağılımlarında daha net bir görüntü alabilmek borunun arkasında durma noktasına gelen hız vektörleri büyütülerek ayrıntılı gösterimi Şekil 3'de verilmiştir.

Geliştirilen yeni modeller üzerinde yapılan sayısal çözümlerde, yanmış gazın kanatçıklar arasından geçerken, iki kanatçıktan ve boru dış yüzeyine temasından dolayı suya geçen ısı transferi değerleri Tablo 1'de verilmiştir. Ayrıca, elde edilen toplam ısı transferi ve basınç düşüşü artış miktarı incelenmiştir.  $c_1=16$  mm'nin altındaki değerlerde boru dış yüzeyi kanatçık yüzeyinin dışına taşmıştır. Bu mesafe alt limit olarak kabul edilmiştir.



**Şekil 3.** Vektörel hız dağılımlarında ayrıntılı gösterimi.

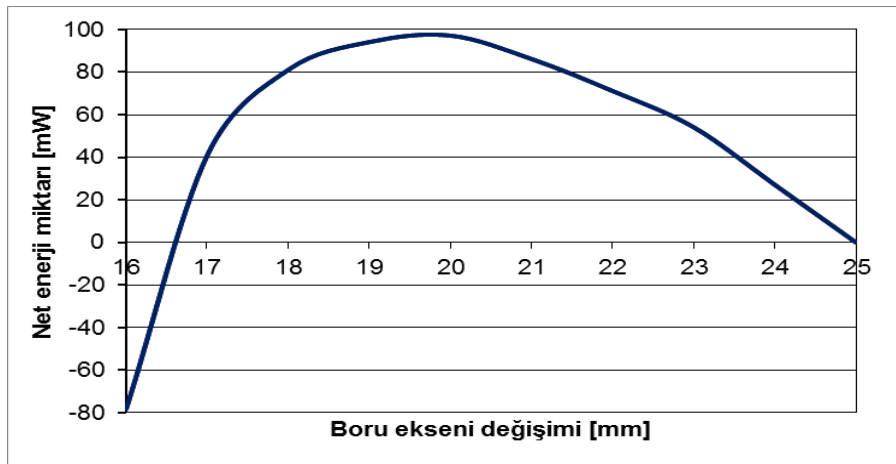
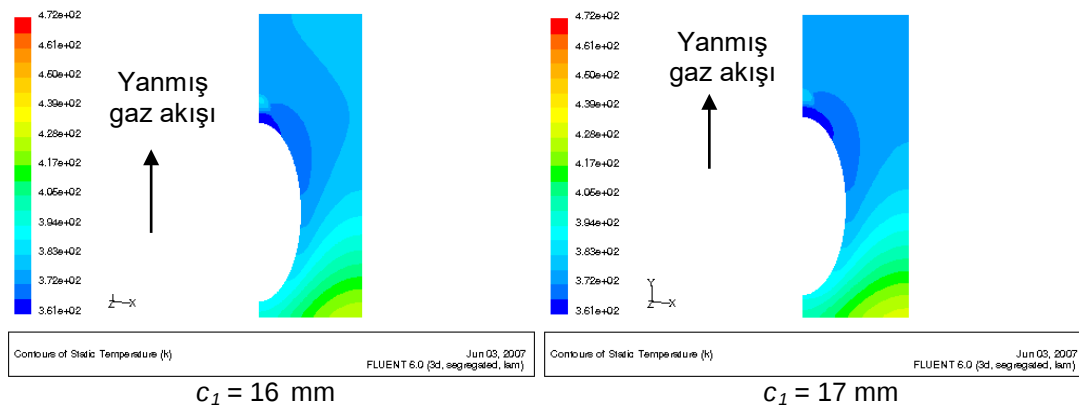
Boru ekseninin y eksenı boyunca değışen  $c_1$  mesafesindeki artış miktarına bağılı olarak, Tablo 1’de yanmış gazdan iki kanatçık aracılığıyla suya geçen ısı transferi miktarında ( $\dot{Q}_2$ ) bir artış olduğu görölmektedir. Tablo 1’de, ( $\dot{Q}_1$ ) ve ( $\dot{Q}_2$ ) ısı transferi değeriindeki toplam ısı transferinin; boru düşey eksenı mesafesi olan  $c_1=16$  mm olduğu ve burada maksimum değere ulaştığı görölmüştür

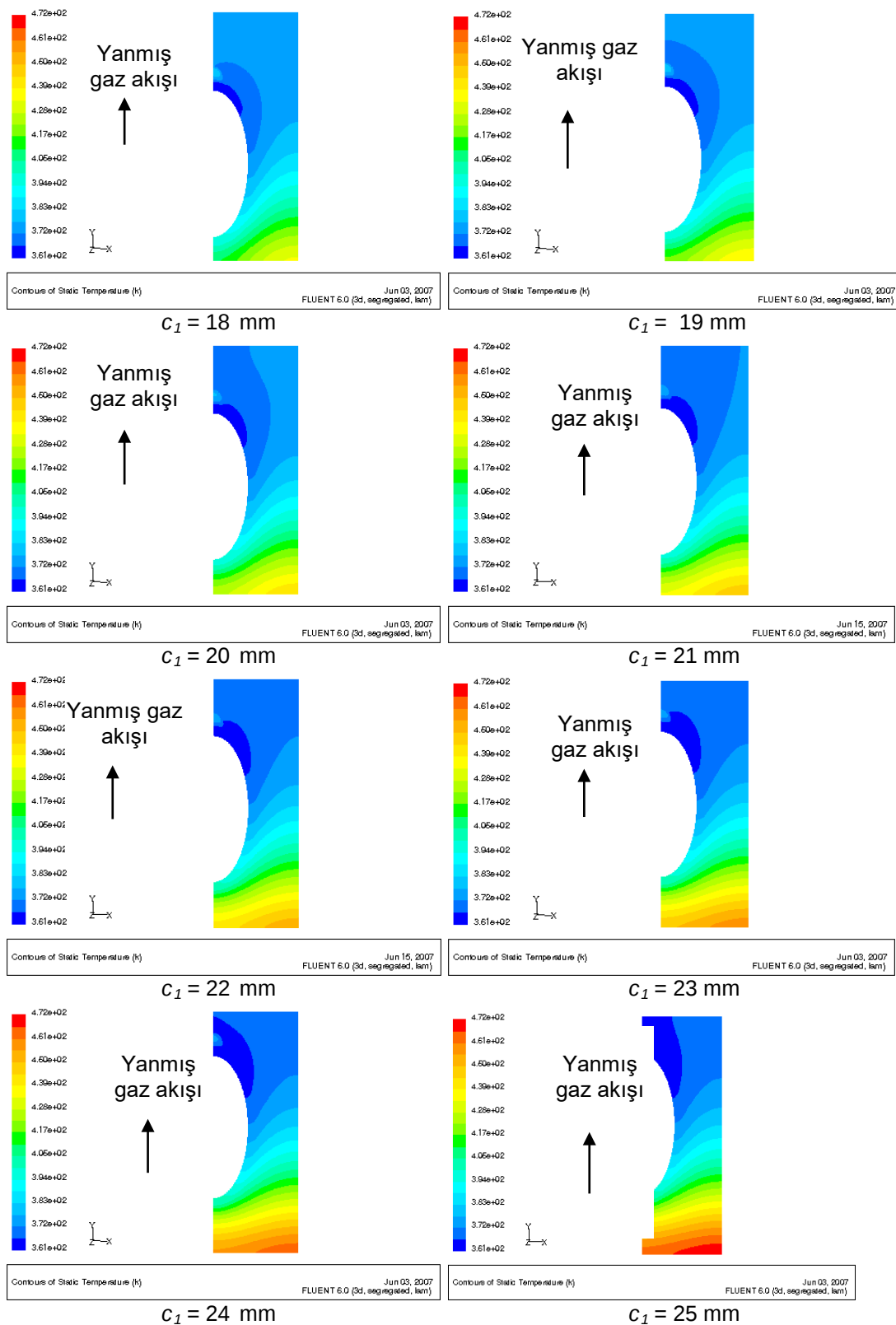
Ayrıca, sistemin çalışma maliyeti açısından basınç düşümünün artışı ile orantılı bir şekilde ilave güce (enerjiye) ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ihtiyaç duyulan ilave enerji miktarı hesaplanmıştır. Bu kapsamda ihtiyaç duyulan enerji ile toplam ısı transferinin değeri karşılaştırılarak Net enerji miktarı hesaplanmış olup, Tablo 1’de ayrıntılı olarak verilmiştir. Basınç düşümünün artışından dolayı gerekli olan enerji (güç) miktarının ısı transferindeki artışa oranla düşük düzeyde kaldığı,  $c_1=19$ ,  $c_1=20$  ve  $c_1=21$  mm mesafesinde elde edilen Net enerji miktarının maksimum düzeye ulaştığı Tablo 1 ve Şekil 4’de görölmektedir. Bu enerji miktarındaki maksimum kazancın  $c_1=19$  mm seviyesinde 94 mW elde edilmiş ve  $c_1=20$  mm seviyesinde 97 mW gibi maksimum değere ulaşmıştır. Ancak  $c_1=19$  mm’nin altındaki değeriinde basınç düşüşü nedeniyle gerekli olan enerji miktarının, kanatçık ve borudan elde edilen toplam ısı transferindeki artıştan daha yüksek çıkmasından dolayı Net enerji miktarında bir azalma olduğu görölmüştür. Bu durum  $c_1=16$  mm seviyesinde ise Net enerji miktarı negatif olarak tespit edilmiş olup, basınç düşüşünden dolayı gerekli olan enerjinin, elde edilecek olan ısı transferinden daha fazla olduğunu göstermiştir. Sonuçlar Tablo 1 ve Şekil 4’de ayrıntılı bir şekilde görölmektedir.

İki kanatçık içinden geçen yanmış gazların geçişi esnasında iki kanatçık yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımları Şekil 5.’de verilmiş olup, sıcaklıkların düşey eksen  $c_1$  mesafesi artışı ile kanatçıklardaki sıcaklıklar artmış ancak borudan suya geçen ısı transferinde bir düşüş olduğu görölmüştür.

**Tablo 1.** Borunun y eksenli boyunca değişiminin karşılaştırması

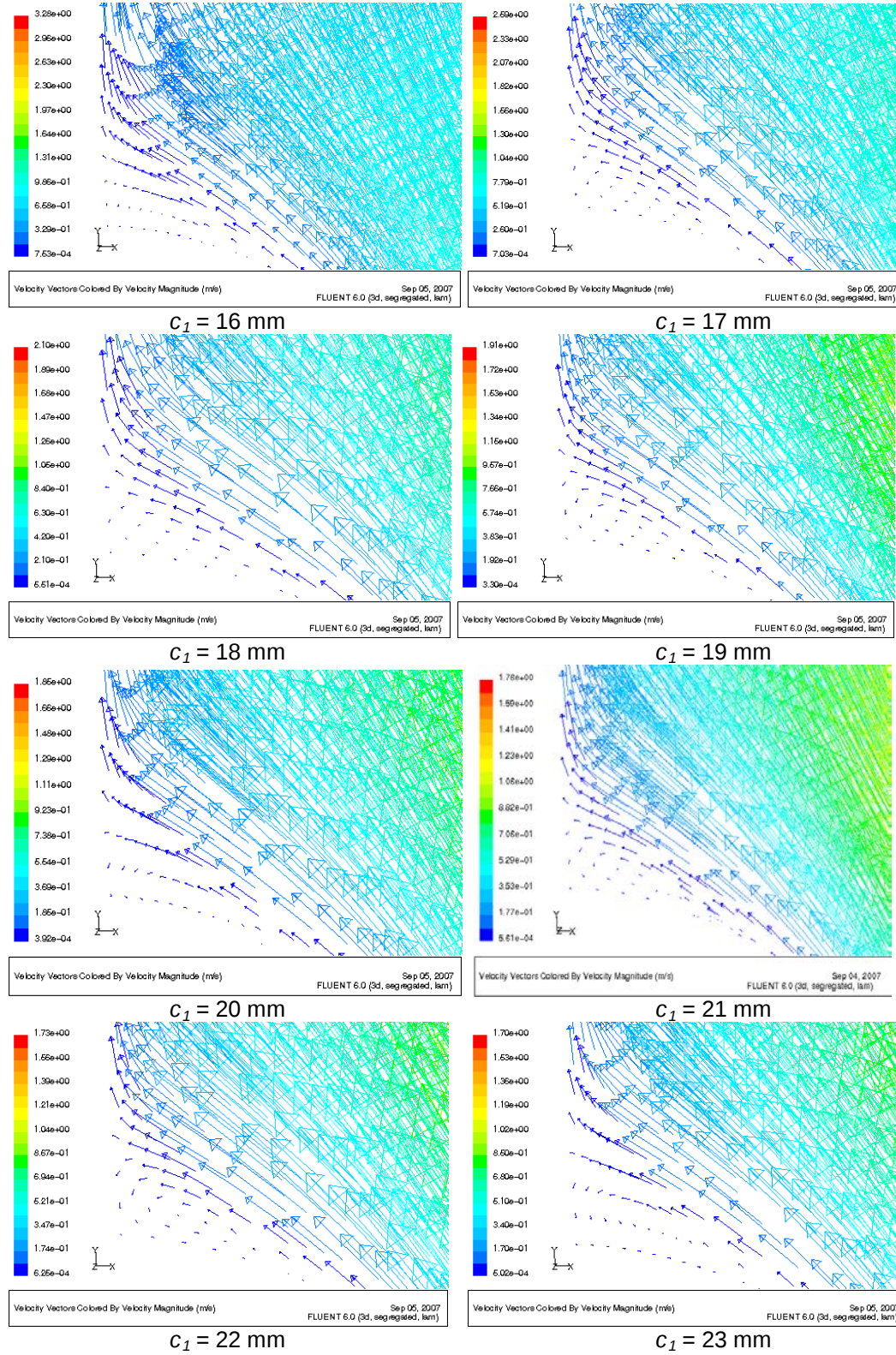
| Model<br>ler ( $c_1$ ) | $\dot{Q}_2$<br>(W) | $\dot{Q}_1$<br>(W) | $\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$<br>(herbir parça için)<br>(W) | Isı transferin<br>deki artış<br>(W) | Toplam basınç<br>düşüşü,<br>$\Delta p$ (Pa) | Basınç düşüşün<br>den dolayı<br>güç kaybı,<br>$P_g = \Delta p \cdot \dot{V}$<br>(W) | Gerekli<br>ç miktarında<br>ki artış<br>(W) | Net enerji<br>miktarı<br>$\Delta Q - \Delta P$<br>(mW) |
|------------------------|--------------------|--------------------|-----------------------------------------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------|--------------------------------------------------------|
| 16                     | 23,56              | 2,82               | 26,38                                                           | 0,20                                | 4,20                                        | 0,341                                                                               | 0,278                                      | -78                                                    |
| 17                     | 24,11              | 2,22               | 26,33                                                           | 0,15                                | 2,12                                        | 0,172                                                                               | 0,109                                      | 41                                                     |
| 18                     | 24,49              | 1,83               | 26,32                                                           | 0,14                                | 1,51                                        | 0,122                                                                               | 0,059                                      | 81                                                     |
| 19                     | 24,76              | 1,55               | 26,31                                                           | 0,13                                | 1,22                                        | 0,099                                                                               | 0,036                                      | 94                                                     |
| 20                     | 24,96              | 1,34               | 26,30                                                           | 0,12                                | 1,06                                        | 0,086                                                                               | 0,023                                      | 97                                                     |
| 21                     | 25,10              | 1,17               | 26,28                                                           | 0,10                                | 0,95                                        | 0,077                                                                               | 0,014                                      | 86                                                     |
| 22                     | 25,21              | 1,04               | 26,25                                                           | 0,08                                | 0,89                                        | 0,072                                                                               | 0,009                                      | 71                                                     |
| 23                     | 25,31              | 0,93               | 26,24                                                           | 0,06                                | 0,85                                        | 0,069                                                                               | 0,006                                      | 54                                                     |
| 24                     | 25,37              | 0,84               | 26,21                                                           | 0,03                                | 0,81                                        | 0,066                                                                               | 0,003                                      | 27                                                     |
| 25                     | 25,41              | 0,77               | 26,18                                                           | 0                                   | 0,78                                        | 0,063                                                                               | 0,000                                      | 0                                                      |


**Şekil 4.** Net enerji miktarı ile  $c_1$  mesafesi değişimi

**Şekil 5.**  $c_1 = 16-25$  mm boru eksenli değişiminde kanatçıkların yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı

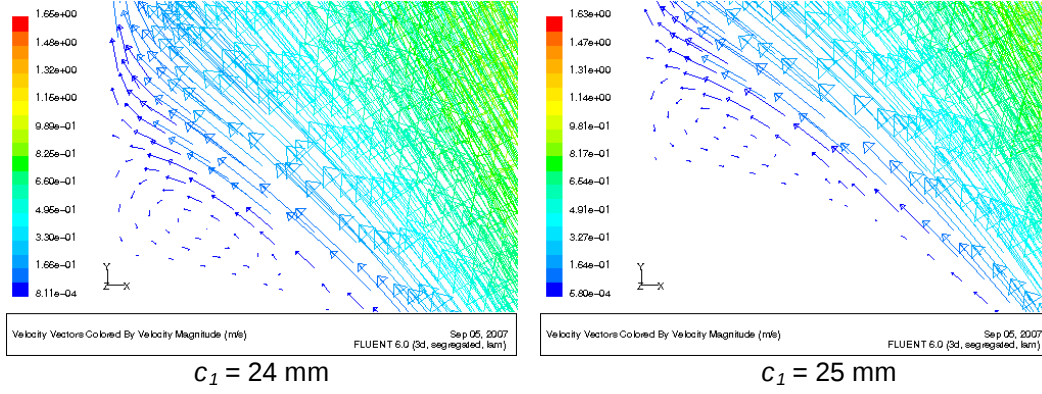


**Şekil 5. (Devam)**  $c_1 = 16\text{-}25$  mm boru eksenî değişiminde kanatçıkların yüzeyinde oluşan sıcaklık dağılımı

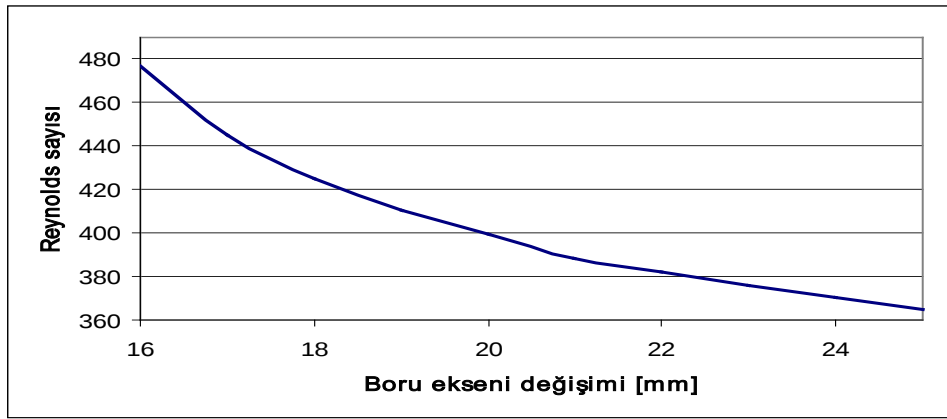
Borunun merkezinin düşey eksen  $c_1$  mesafesinin artışı ile hızlarındaki azalma Şekil 6.'da vektörel olarak verilmiştir. Şekil 7.'de  $c_1$  mesafesinin artması sonucu hızdaki azalmaya paralel olarak  $Re$  sayısında düşüş olduğu görülmektedir.



Şekil 6.  $c_1 = 16$ -25 mm boru eksenini değişiminde hızın vektörel olarak değişimi

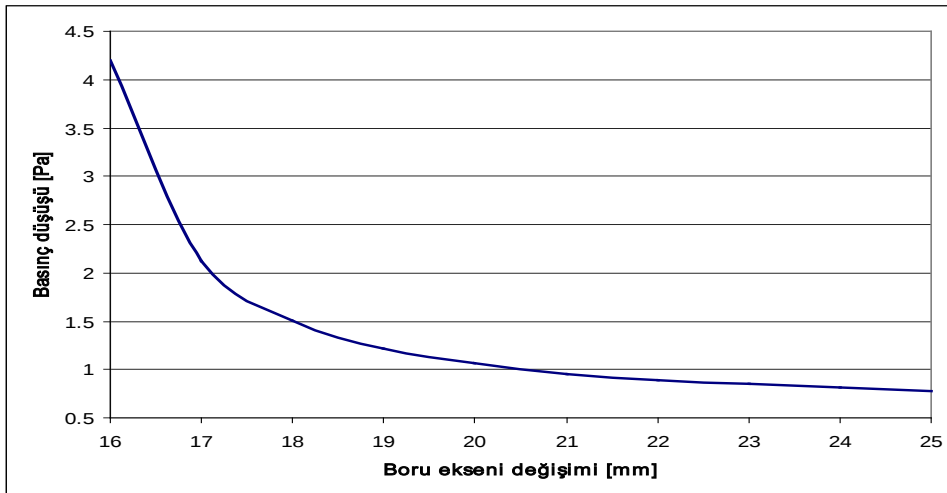


Şekil 6. (Devam)  $c_1 = 16\text{-}25 \text{ mm}$  boru eksenî değişiminde hızın vektörel olarak değişimi



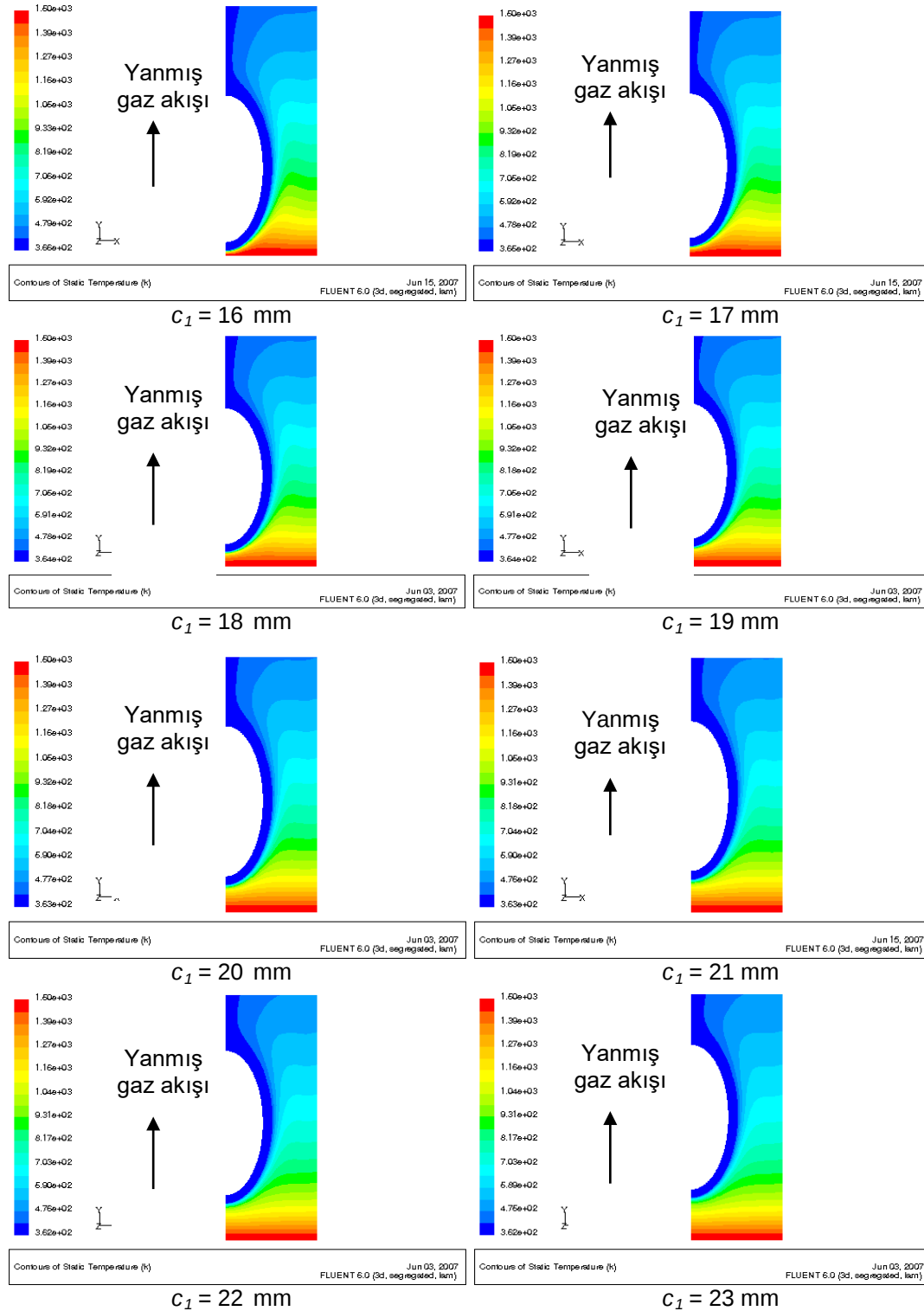
Şekil 7. Re sayısı ile  $c_1$  mesafesi değişimi

Düşey eksen  $c_1$  mesafesinin artışı ile sürtünme katsayısı etkisinin azalması sonucu basınç düşüşünde bir azalma olduğu görülmüştür. Basınç düşüşündeki değişim Şekil 8.'de verilmiştir. Basınç düşüşündeki bu azalmaya bağlı olarak yanmış gazın boru dış yüzeyinden suya transfer edilen ısı transferi azalmıştır. Bu yüzden, kanatlardan suya geçen ısı transferi artmasına rağmen, boru dış yüzeyinden suya geçen ısı transferinin azalması sonucu, toplam suya geçen ısı transferi düşmektedir.

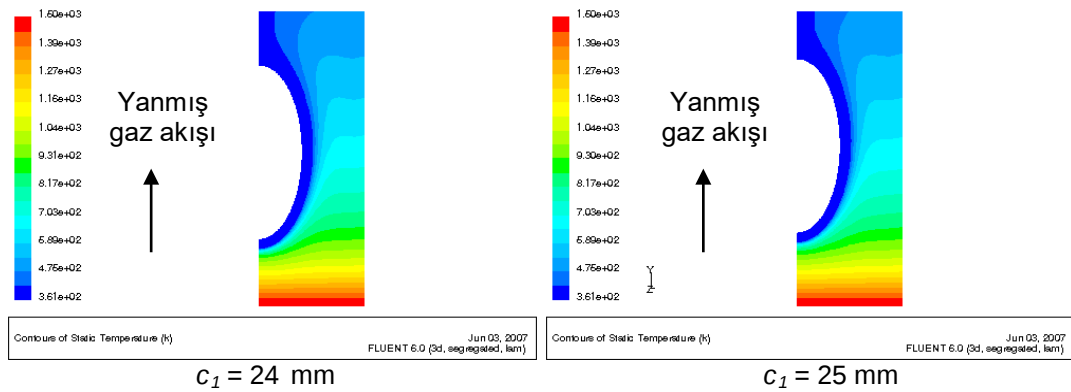


Şekil 8. Basınç düşüşü ile  $c_1$  mesafesi değişimi

İki kanatçık orta merkezindeki vektörel hız değerleri (Bkz.Şekil 6)'da verilmiştir. Akış hızı borunun  $c_1$  mesafesinin artmasına bağlı olarak azalmıştır.  $Re$  sayısının düşmesiyle sınır tabaka kalınlığı artmıştır. İki kanatçık orta merkezindeki sıcaklık dağılımları Şekil 9.'da verilmiştir.

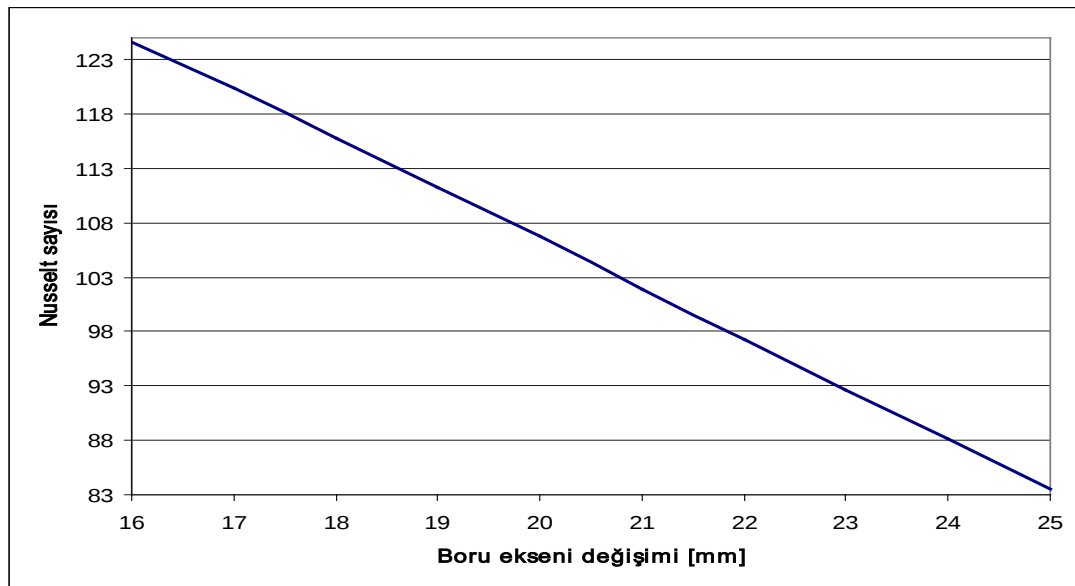


Şekil 9.  $c_1 = 16-25$  mm boru eksenı değişiminde iki kanatçığın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı



**Şekil 9. (Devam)**  $c_1 = 16-25$  mm boru eksenî değişiminde iki kanatçıgın orta merkezinde oluşan sıcaklık dağılımı

Şekil 9.'da görülen sıcaklık dağılımlarında  $c_1$  mesafesi arttıkça, sıcaklık dağılımında bir artma olduğu görülmektedir. Ayrıca,  $c_1$  mesafenin artması ile Re sayısı düşerek, sınır tabaka kalınlığının artmasına neden olmuştur (Eş. 6 ve Eş. 7). Fakat orta merkezdeki bu sıcaklık artışı kanatçıklara geçmeden ısı değiştiricisini terk etmektedir. Bu ise kanatçık verimini düşürmektedir. Şekil 10'da Ortalama  $Nu$  sayısı ile Tablo 1'deki toplam ısı transferindeki değişim değerleri birbirine paralel olarak azalma görülmüştür.

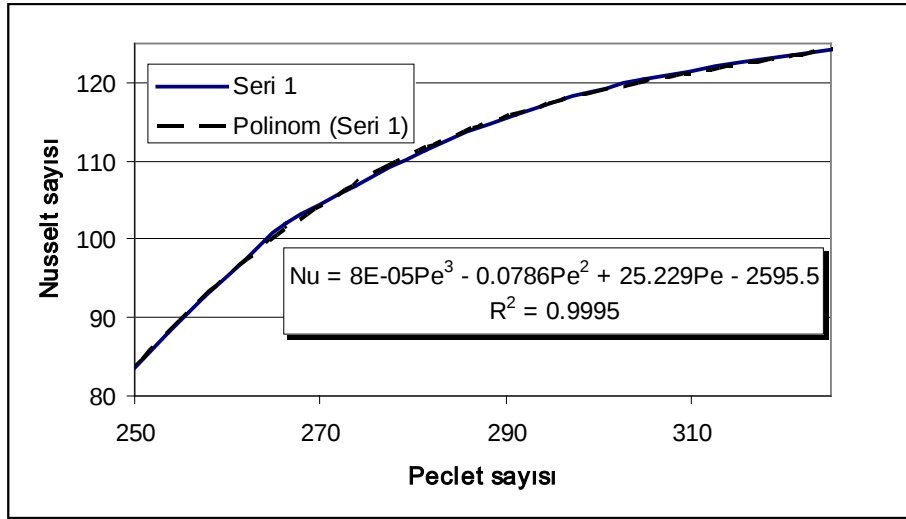


**Şekil 10.** Ortalama  $Nu$  sayısı ile  $c_1$  mesafesi değişimi

Ayrıca uygulamada üretici ve mühendisler için kolaylıklar sağlamak amacıyla Şekil 10.'da bulunan Peclet ( $Pe = Re.Pr$ ) sayısı ile Ortalama  $Nu$  sayısı arasında bir korelasyon elde edilmiştir. Bu korelasyon Eş. 24 ile verilmiştir.

$$Nu = 8.10^{-5}.Pe^3 + 0,0786.Pe^2 + 25,229.Pe + 2595,5 \quad (24)$$

Şekil 11.'deki korelasyon  $R^2 = 0,999$  hata miktarı ile bulunmuştur.



Şekil 11.  $c_1$  mesafesindeki değişimin fonksiyonel ifadesi

## 6. SONUÇ

Elde edilen sonuçlar tablolar ve grafikler halinde verilmiştir. Ticari olarak kullanılan ısı değiştiricisi kanatçıklarında, boyutları değiştirilmeden yapılacak olan basit geometrik değişiklikler ile verim artırılmıştır. Hem ısı iletiminin hem de ısı taşınımının olduğu ısı transferi HAD programında başarıyla uygulanmıştır. Yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir:

- FLUENT, düz kanatlı borulu ısı değiştiricilerindeki akışkan hızı, ısı transferi ve basınç düşümü analizlerinde başarıyla uygulanmıştır. Elde edilen sonuçların literatürdeki verilerle uyumlu olduğu görülmüştür.
- Sonuçların toplam ısı transferi performansının artışında etkili olduğunu göstermektedir.
- HAD modellemesi ile gerçekleştirilen, düz kanatlı borulu ısı değiştiricilerindeki; boru ekseninin y eksenı boyunca değişim durumlarında sıcaklık dağılımı, hız dağılımı çizgileri detaylı olarak elde edilmiştir.
- Elde edilen verilerde düz kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde geliştirilen modelleme çalışması ile boru eksenı değişiminin optimum dizaynı ile maksimum ısı transferi değeri bulunmuştur.
- Düz kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde, borunun y eksenı üzerindeki değişimindeki ( $c_1=16$  mm) değerinde kanatçıklar ile borudan geçen toplam ısı transferi miktarının maksimuma değere ulaştığı görülmüştür.
- Bütün modeller için orta düzlem plakalarda alınan sıcaklık dağılımları basınç düşümünün artışından dolayı gerekli olan enerji miktarının ısı transferindeki artış miktarına oranla daha küçük düzeyde kaldığı ve ihmal edilebileceği görülmüştür.
- $c_1=19$ ,  $c_1=20$  ve  $c_1=21$  mm mesafesinden sonra; basınç düşümünün artışından dolayı gerekli olan enerji miktarının, ısı transferindeki artış miktarına göre sınırlı düzeyde kaldığı tespit edilmiştir. Isı değiştiricisindeki Net enerji kazancının  $c_1=20$  mm düzeyinde 97 mW değeri ile maksimum seviyeye çıktığı görülmüştür.
- Değişik kanatçık geometrilerine sahip ısı değiştiricilerinde; modellerde yapılacak boyut değişiklikleri ve kanatçık yüzeyinin artırılması ile yeni çalışmalar yapılabilir.
- Elde edilen veriler deneysel ve sayısal araştırmalarda kullanılarak ülkemizde yeni geliştirilecek küçük yanma odalı ısı değiştiricilerinin gelişmesine imkan verecektir.
- Isı değiştiricilerinde, boru ve kanatçıklarda farklı malzemelerin kullanılması ile ilgili yeni araştırmalar yapılabilir.
- Yapılan çalışma uygulamada kullanılmasıyla ülkemiz sanayisinde yeni ürünlerin gelişmesine katkı sağlayacaktır.
- Çalışmada elde edilen korelasyonun üretici ve mühendisler tarafından kullanılarak yeni geliştirilecek küçük yanma odalı ısı değiştiricilerinin gelişmesine katkı sağlayabilir.

## 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] OKBAZ, A., ONBAŞIOĞLU, H., OLCAY, A.B., PINARBAŞI, A., “Panjur Kanatlı Isı Değiştiricilerinin Performansının DeneySEL ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi”, Mühendis ve Makina, 58/687, 41-55346, 2017.
- [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] YAKAR, G., “Konik Kanatlı Yatay Borunun Farklı Kanat Aralıklarındaki Isıl Performansının DeneySEL Olarak Araştırılması”, International Journal of Computational and Experimental Science and Engineering, 3/1, 38-43, 2017.
- [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] 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.
- [9] KUNDU, B., DAS, P.K., “Optimum Dimensions of Plate Fins for Fin-Tube Heat Exchangers”, International Journal Heat Fluid Flow, 18, 530–537 1997.
- [10] 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.
- [11] DAL, A.R., “Kombilerde Kullanılan Isı Değiştiricisi Farklı Kanatçık Geometrilerinin Kombi Verimine Etkisinin Sayısal Analizi”, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2007.
- [12] DAL, A.R., “Düz Plakalı Borulu Bir ısı Değiştiricisinin Optimum Kanatçık Aralığının Sayısal Analizi”, Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 8, 479-501, 2019.
- [13] Fluent Incorporated, “FLUENT User's Guide Version 6.1.”, Lebanon, 1-1864, 2003.
- [14] ÖZİŞİK, M.N., “Heat Transfer a Basic Approach”, McGraw-Hill Book Company, International Edition, 35-56, 1985.
- [15] KAKAÇ, S., YENER, Y., “Convective Heat Transfer”, CRC Press Begell House, Boca Raton, Florida, 219-401, 1995.
- [16] INCROPERA, F.P., AND DEWITT, D.P., “Fundamentals of Heat and Mass transfer”, John Wiley & Sons, Inc., 106-671, 1996.
- [17] VERSTEEG, H.K., AND MALALASEKERA, W., “Computational Fluid Dynamics”, Longman, Scientific & Technical, London, 102-157, 1995.
- [18] 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.

## ÖZGEÇMİŞ

### Ali Rıza DAL

1969 yılı Kayseri doğumludur. 1993 yılında Erciyes Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. 1998 yılında Niğde Üniversitesinden Yüksek Mühendis ve 2007 yılında Gazi Üniversitesinden Doktor ünvanını almıştır. 1996-2004 Yılları arasında Niğde Üniversitesi Ortaköy Meslek yüksekokulunda Öğretim Görevlisi, 2004-2011 yılları arasında Denizcilik Müsteşarlığında, 2011 yılından beri Ulaştırma ve Altyapı Bakanlığında Denizcilik Sörvey Mühendisi olarak görev yapmaktadır. Isı transferi, Enerji, Akışkanlar Mekaniği ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği konularında çalışmaktadır.