



Kahramanmaraş Sütçü İmam University

Journal of Engineering Sciences



Geliş Tarihi : 15.05.2024
Kabul Tarihi : 11.07.2024

Received Date : 15.05.2024
Accepted Date : 11.07.2024

ELİPS ŞEKİLLİ BORU DEMETİ ISI DEĞİŞTİRİCİSİNDE AKIŞ VE ISI TRANSFERİ

FLOW AND HEAT TRANSFER IN ELLIPSE-SHAPED TUBE BANK HEAT EXCHANGERS

Muhammet Nasıf KURU¹ (ORCID: 0000-0002-5941-1221)

Mehmet ÖZKARAKOÇ^{2*} (ORCID: 0009-0000-0312-6707)

Şaban ÜNAL³ (ORCID: 0000-0002-4276-2412)

Mehmet Tahir ERDİNÇ² (ORCID: 0000-0003-2201-2937)

İlyas KARASU⁴ (ORCID: 0000-0003-3118-6236)

Orhan AYDIN⁵ (ORCID: 0000-0002-2492-8212)

¹Tarsus Üniversitesi, Mersin Tarsus Organize Sanayi Bölgesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Tarsus, Mersin, Türkiye

²Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Tarsus, Mersin, Türkiye

³Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Osmaniye, Türkiye

⁴Samsun Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü, Samsun, Türkiye

⁵Karadeniz Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon, Türkiye

*Sorumlu Yazar / Corresponding Author: Mehmet ÖZKARAKOÇ, mehmetozkarakoc@gmail.com

ÖZET

Bu çalışmada, kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetinde dairesel, elips ve dairesel ile elips şekilli boruların birlikte kullanıldığı durumlar için akış ve ısı transferi performansı sayısal olarak incelenmiştir. Akış, iki boyutlu, sıkıştırılmaz, kararlı ve türbülanslı varsayılmıştır. İncelenen geometriler için ısı transferi yüzey alanları eşit kabul edilerek eşdeğer çap $D_e = 16,4$ mm olarak alınmıştır. Akışkan olarak hava kullanılmış ve boru demeti giriş hızı (V_g), 1 m/s ile 6 m/s aralığında değiştirilmiştir. $V_g = 6$ m/s'de, elips şekilli boru demeti için basınç düşümü ve ısı transferinin dairesel şekilli olana göre, sırasıyla, %75,19 ve %18,14 daha az olduğu ve bu durumun da %230,08'lik bir ısı verim artışına karşılık geldiği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Boru demeti, elips şekilli boru, ısı transferi, basınç düşümü, ısı verim

ABSTRACT

In this study, flow and heat transfer performance of tube bank with staggered arrangement is numerically investigated for circular, elliptical and combined circular and elliptical shaped tubes. The flow is assumed to be two-dimensional, incompressible, steady and turbulent. Heat transfer surface areas are assumed to be equal for the studied geometries and the equivalent diameter is taken as $D_e = 16,4$ mm. Air was used as the working fluid and the tube bank inlet velocity (V_g) was varied between 1 m/s and 6 m/s. It was found that at $V_g = 6$ m/s, the pressure drop and heat transfer for the elliptical tube bank were 75.19% and 18.14% less than the circular one, respectively, corresponding to a thermal efficiency increase of 230.08%.

Keywords: Tube bank, elliptical shaped tube, heat transfer, pressure drop, thermal performance

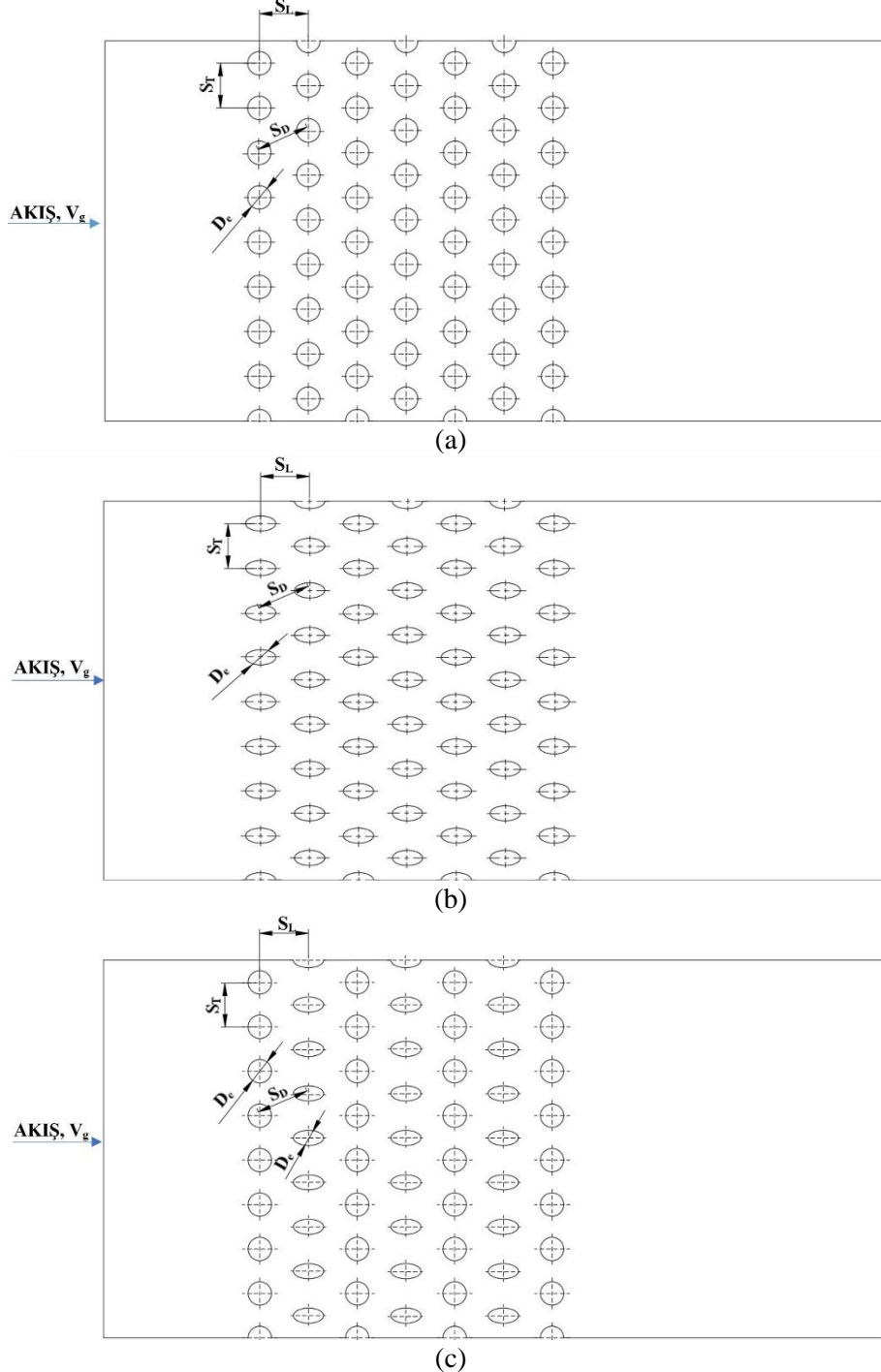
GİRİŞ

Boru demeti ısı değiştiricileri, soğutma kuleleri, kazanlar, elektronik ve otomotiv endüstrisi gibi birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. Enerji ve ham madde maliyetlerindeki artışa bağlı olarak ısı veriminin artırılması ve boru demeti ağırlığının azaltılması önem kazanmıştır. Boruların düzgün veya kaydırılmış sıralı dizilişe göre yerleştirilmesi ve farklı geometrilerde (dairese, elips, kanat, kama vb.) boruların kullanılması ile ısı veriminin artırılması araştırmacıların ilgisini çekmiştir.

Boru demeti ısı değiştiricilerinde, yaygın olarak dairese şekilli boru kullanılmaktadır. Buyruk vd. (2001), boyuna boru sayısının dört olduğu kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairese şekilli boru demetinde laminer akışta ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısının 325'ten 625'e yükseltilmesi ile ısı sınır tabaka kalınlığı azaltılarak ısı transferini iyileştirilmiştir. Kuru vd. (2023), düzgün sıralı dizilişe sahip dairese şekilli boru demetinde art arda yerleştirilmiş dört farklı çapta boru kullanımının eşit çaplı boru kullanımına göre akış ve ısı transferinde iyileştirmeye etkisini sayısal optimizasyon yöntemleri kullanarak incelemiştir. Dört borunun çapının eşit olduğu ($D = 10$ mm) duruma göre kıyaslama yapıldığında; dört farklı çaplı ($D_1 = 5$ mm, $D_2 = 15$ mm, $D_3 = 6$ mm, $D_4 = 14$ mm) durum, ısı transferinde %14,5'lik bir artış ve basınç düşümünde ise %377'lik bir azalma sağlamıştır. Aslan vd. (2023), düzgün ve kaydırılmış sıralı dizilişlere sahip dairese şekilli boru demetinde kararlı ve türbülanslı akışta uzunlamasına iki farklı boyuna mesafe ($S_L=18$ mm, $S_L=21.6$ mm) için akış ve ısı geçişi performansını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Reynolds sayısının 989 ile 6352 aralığında, her bir diziliş için, S_L 'nin azalması ile ortalama Nusselt sayısının arttığı; basınç düşümünün ise azaldığı tespit edilmiştir. S_L 'nin düşük değerinde, alan uyum faktörünün düzgün sıralı dizilişte daha yüksek olduğu elde edilmiştir. Akçay vd. (2019), sabit duvar sıcaklığı için kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairese şekilli boru demetinde pulsatif akışlı Al_2O_3 – su nano akışkan kullanımının ısı transferi ve sürtünme faktörüne etkisini sayısal olarak incelemiştir. Baz akışkan kullanıldığı durum ile karşılaştırıldığında nano akışkanın kullanımının, Reynolds sayısı ve nanopartikül hacim artışına bağlı olarak ısı transferini iyileştirdiği tespit edilmiştir. Yılmaz ve Yılmaz (2016), dairese şekilli boru demetinde entropi üretimini analitik ve deneysel olarak incelemiştir. Düşük hızlarda, basınç düşümünün entropi üretimi üzerine etkisinin ısı transferine göre daha az olduğunu göstermişlerdir. El-Shaboury ve Ormiston (2005), düzgün sıralı dizilişe sahip dairese şekilli boru demetinde ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Boyuna boru sayısının beş olduğu durum için borular arasındaki mesafeler kare ($S_T = S_L$) ve kare olmayan şekilde belirlenmiştir. Reynolds sayısı 100 ile 300 aralığında değiştiği laminer akış durum için boru demetinin ilk sırasındaki boruda ısı transferi miktarının takip eden borularda gerçekleşenden daha fazla olduğu ve üçüncü sıradaki borudan sonra tekrarlayan düzende akış olduğu tespit edilmiştir. Erguvan ve MacPhee (2019), kare düzenli düzgün sıralı dizilişe sahip dairese şekilli boru demetinde enerji ve ekserji verimlerini sayısal olarak incelemiştir. Türbülans model olarak $k - \epsilon$ RNG kullanılmıştır. Isı kaybı arttıkça enerji ve ekserji veriminin düştüğü, boru sayısının ekserji ve enerji verimine katkısının pozitif olduğu, Prandtl sayısı arttıkça ekserji veriminin düştüğü ve genellikle bununla birlikte enerji veriminin de düştüğü ve akışkan girişi sıcaklığının düşmesi ile birlikte ekserji veriminin arttığı ve enerji veriminin düştüğü tespit edilmiştir. Khan vd. (2006), düzgün ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairese şekilli boru demetinde sabit yüzey sıcaklığı için ısı transferini analitik olarak incelemiştir. Boyutsuz adım artışı ile ısı transferinin azaldığı, geniş aralıklı boru demetinde $S_T \times S_L^* = 2 \times 2$ 'den daha küçük olan kompakt boru demetinde ($S_T \times S_L^* = 1,25 \times 1,25$) ısı transferinin geniş aralıklı boru demetine göre %77,6 daha fazla olduğu ve kaydırılmış sıralı dizilişte düzgün sıralı olana göre daha fazla ısı transferi gerçekleştiğini belirlemiştir.

Isı değiştiricilerde, üretimi kolay olduğundan dairese şekilli borular yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak akış şekline uygun hale getirilen boru şekilleri ile sürtünme direnci azaltılabilir ve böylece ısı verim artırılabilir. Akışın boru demeti boyunca dağılımı, girdap oluşumu ve sınır tabaka yenilenmesi ısı transfer miktarını etkileyen faktörlerdir. Bu nedenle, araştırmacılar dairese olmayan boru şekilleri üzerinde de çalışmalar yapmıştır. İbrahim ve Goma (2009), türbülanslı akışta kaydırılmış sıralı dizilişte elips şekilli boyuna boru sayısının beş olduğu boru demetinde akış ve ısı transferini sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Sayısal çalışma Reynolds sayısının 5600-40000 aralığında, deneysel çalışma ise 5300-28000 aralığında gerçekleştirilmiştir. Eliptik eksen oranının 0,25, 0,33, 0,50 ve 1 değerleri için hücum açısı 0° ile 150° aralığında değiştirilmiştir. Eliptik eksen oranı 0,25 iken hücum açısının saat yönünde 90° 'ye kadar döndürüldüğünde ısı taşınım katsayısı artmaktadır. $Re=40000$ ve eliptik eksen oranı 0,25 iken 90° 'deki durumda ısı transferinin 0° 'deki duruma göre 16 kat daha iyi olduğunu tespit etmiştir. Akışkan giriş alanının küçültülmesini sağlayan alan uyum faktörü tüm eliptik eksen oranları için en fazla hücum açısı 0° 'de ($Re=40000$, eliptik eksen oranı 0,50 iken 0,003) olduğunu tespit etmiştir. Sabit pompa gücü dikkate alındığından en iyi ısı performans 0° 'de en kötü ısı performansın hücum açısı 90° 'de gerçekleştiğini tespit etmiştir. Lavasani vd. (2014), düzgün sıralı dizilişte kama şekilli boyuna boru sayısının dört olduğu boru demetinde ısı

transferini deneysel olarak incelemiştir. Kama şekilli boru demetinin ısıl hidrolik performansının dairesel şekilli boru demetinin 6 katı olduğu tespit edilmiştir. Bayat vd. (2014), kaydırılmış sıralı kama şekilli boru demetinde ısı transferi ve akışı deneysel olarak incelemiştir. Kama şekilli boru demetinin eşdeğer çaplı dairesel şekilli boru demetine göre ısı transferinin %5-11 daha düşük gerçekleştiği tespit edilmiştir. Lavasani ve Bayat (2016), dairesel ve kama şekilli boru demetinde nano akışkanlı çapraz akışta, $100 \leq Re_D \leq 400$ için akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Hacimsel olarak %7 Al_2O_3 kullanımında saf su kullanımına göre sürtünme faktörü düzgün sıralı dairesel şekilli boru demetinde %17, kaydırılmış sıralı da %19; düzgün sıralı kama şekilli boru demetinde %17,2, kaydırılmış sıralı da %17,1 artmıştır. Bahaidarah vd. (2005), düz profil borulu düzgün ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetinde Reynolds sayısı, Prandtl sayısı, akış yönüne dik ve paralel adımların çapa oranlarının ısı transferi ve basınç düşümüne etkisi sayısal olarak incelenmiş olup eş değer çaplı dairesel şekilli boru demetlerinin ısıl performansı ile karşılaştırma yapmıştır. Kaydırılmış sıralı tip boru demetinin düzgün sıralı boru demetine kıyasla daha fazla ısı transferi gerçekleştirdiği tespit edilmiştir. Isı transferi dairesel şekilli boru demetlerinde daha fazla gerçekleşmekle



Şekil 1. a. Dairesel b. Elips c. Dairesel ile Elips Şekilli Borulardan Oluşan Kaydırılmış Sıralı Dizilişe Sahip Boru Demeti

beraber basınç düşümünde artış olduğu, basınç düşümündeki artışa bağlı olarak ısı performansın düz profil borulu boru demetlerinden daha kötü olduğu tespit edilmiştir. Horvat vd. (2006), kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel, kanat ve elips şekilli boru demetlerinde akış ve ısı transferini sayısal olarak incelemiştir. Khan vd. (2004), Reynolds 100-1000 aralığında sabit yüzey sıcaklık ve sabit ısı akısı koşullarında elips şekilli boru üzerindeki toplam sürüklenme katsayısı ve ısı transferi analitik olarak hesaplamıştır. Sabit ısı akısı sınır şartı durumunda Nusselt sayısı, sabit yüzey sıcaklığı sınır şartı durumuna göre %6 daha yüksek hesaplanmıştır. Eliptik eksen oranı küçüldükçe Nusselt sayısı artmakta, sürüklenme katsayısı ise azalmaktadır. Reynolds sayısı 100 için sürüklenme katsayısı eşdeğer çaplı dairesel boru kullanımına göre eliptik eksen oranı 0,5 olan elips şekilli boru kullanılması durumunda %66,7, eliptik eksen oranı 0,25 olan elips şekilli boru kullanılması durumunda ise %83,3 azalmaktadır. Mangrulkar vd. (2020), yaptıkları çalışmada eliptik eksen oranı 0,35, 0,50, hücum açısı 0° olan, akışa paralel boyutsuz adım oranı 1,25 ve 1,50 değerleri için elips şekilli düzgün sıralı boru demetlerinde sürtünme karakteristiklerini, ısı transferini ve ısıl hidrolik performansı sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Isıl hidrolik performans en yüksek 1,35 değeri, Reynolds 21000, boyutsuz adım oranı 1,50 ve eliptik eksen oranı 0,50 iken gerçekleşmiştir. Akış yönüne paralel boyuna adım oranı attıkça sürtünme faktörü ve Nusselt sayısı artmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında ($Re < 10000$) elips şekilli boru demetlerinde girdap oluşumu yüksek olduğundan dairesel şekilli boru demetine göre eliptik eksen oranı 0,35 olan elips şekilli boru demetinde %4-6, eliptik eksen oranı 0,50 olan elips şekilli boru demetlerinde %7-8 daha fazla Nusselt sayısı elde edilir. Yüksek Reynolds sayılarında ($Re > 10000$) elips şekilli boru demetlerinde girdap oluşumu düşük olduğundan dairesel şekilli boru demetinde eliptik eksen oranı 0,35 olan elips şekilli boru demetine göre %10, eliptik eksen oranı 0,50 olan elips şekilli boru demetlerinde %5,7 daha fazla Nusselt sayısı elde edilir. Kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetlerinde, boru geometrik şekillerinin basınç düşümü, ısı transferi ve ısıl verim üzerinde etkili olduğu literatürdeki çalışmalarda görülmektedir. Bu çalışmada, kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetinde dairesel, elips ve dairesel ile elips şekilli boruların birlikte kullanıldığı durumlar için akış ve ısı transferi performansı sayısal olarak incelenmiştir.

MATERYAL VE METOD

Parametrik Modeller

Bu çalışmada kullanılan, kaydırılmış sıralı dizilişe sahip, dairesel, elips ve dairesel ile elips şekilli boru demetine ait parametrik modeller sırasıyla Şekil 1a,1b ve 1c'de gösterilmektedir. Üç durum için enine ve boyuna uzunlukların sabit ($S_T = 34,3$ mm, $S_L = 31,3$ mm) olduğu kabul edilmiştir. Ayrıca, ısı transferi yüzey alanı dairesel ve elips şekiller için sabit tutulmuş ve bu durumda eşdeğer çap $D_e = 16,4$ mm olarak belirlenmiştir.

Korunum Denklemleri

Akışın, kararlı, sıkıştırılmaz, iki boyutlu ve türbülanslı olduğu kabul edilmiştir. Türbülans modeli olarak RNG k-ε kullanılmıştır. Korunum ve türbülans denklemleri aşağıda verilmiştir (Ansys, 2021, Mangrulkar vd., 2016):

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

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

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu}{Pr_t} \left(\frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \right] \quad (3)$$

İlgili türbülans modeli için denklemler aşağıda verilmektedir (Ansys, 2021, Mangrulkar vd., 2016):

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

k ve ε 'un ters efektif Prandtl sayıları α_k ve α_ε ile gösterilmiştir. G_k ise türbülans kinetik enerjisinin oluşumunu tanımlamakta olup; şu şekilde tanımlanır (Ansys, 2021, Mangrulkar vd., (2016)).

$$G_k = -\mu_t \left[2 \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right)^2 \right] \quad (6)$$

μ_{eff} , efektif türbülans vizkoziteyi temsil etmektedir (Ansys, 2021, Mangrulkar vd., (2016)).

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (7)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

Eşit. (8)'de, $C_\mu = 0,0845$ olarak alınmıştır (Ansys, 2021). $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ sabitleri sırasıyla 1,42 ve 1,68'dir.

Veri Analizi

Giriş Reynolds sayısı (Re_g), hava giriş ortalama hızına (V_g) bağlı olarak

$$Re_g = \frac{V_g D_e}{\nu} \quad (9)$$

şeklinde tanımlanır. Akış yönünde minimum kesit alanında maksimum ortalama hız (V_{max}), $2(S_D - D_e) > (S_T - D_e)$ olduğundan;

$$V_{\text{max}} = \frac{S_T}{S_T - D_e} V_g \quad (10)$$

ifadesinden belirlenir. Ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}),

$$\overline{Nu} = \frac{q'' D_e}{k_{\text{hava}} \Delta T_{\text{LM}}} \quad (11)$$

ifadesinden hesaplanır. Burada, q'' , boru yüzeyindeki ısı akısı [W/m^2]; k_{hava} , havanın ısı iletim katsayısı [$W/m.K$] ve ΔT_{LM} , logaritmik sıcaklık farkıdır [K]. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı,

$$\Delta T_{\text{LM}} = \frac{(T_{\text{duvar}} - T_{\text{giriş}}) - (T_{\text{duvar}} - T_{\text{çıkış}})}{\ln \frac{T_{\text{duvar}} - T_{\text{giriş}}}{T_{\text{duvar}} - T_{\text{çıkış}}}} \quad (12)$$

Burada; T_{duvar} [K], boru yüzey sıcaklığını; $T_{\text{giriş}}$ [K], giriş hava sıcaklığını ve $T_{\text{çıkış}}$ [K] ise çıkış hava sıcaklığını temsil etmektedir.

Sürtünme faktörü (f),

$$f = \frac{2 \Delta P}{N_L k_{\text{hava}} V_g^2} \quad (13)$$

ifadesinden hesaplanır. Burada; N_L , akış yönüne boru sayısını ifade etmektedir. Isıl verim, aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır (Mangrulkar vd., 2016):

$$\text{Isıl Verim} = \frac{\overline{Nu}}{f} \quad (14)$$

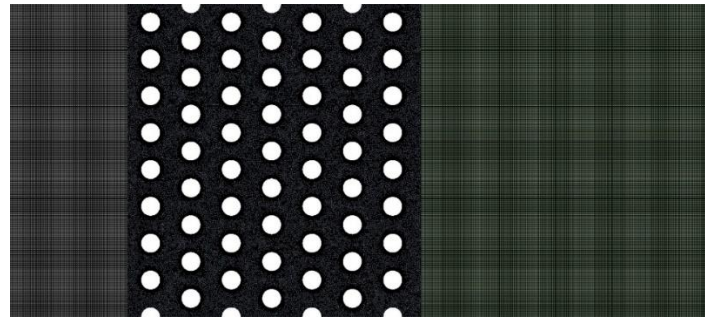
Sayısal Yöntem

Momentum ve türbülanslı kinetik enerjinin ana denklemleri, ikinci mertebeden ayrıklaştırma şeması kullanılarak çözülmüş olup hız-basınç bağlantısı için COUPLED algoritması kullanılmıştır. Yakınsama kriteri enerji denklemleri için 10^{-8} , akış denklemleri için ise 10^{-5} olarak belirlenmiştir. Şekil 2a'da gösterilen ağ yapısı için üçgenel elemanlar kullanılmıştır. Isı transfer yüzeylerine komşu ağ noktaları dörtgenel elemanlar kullanılarak sıklaştırılmış (Şekil 2b) ve maksimum y^+ değerleri 1 civarında tutulmuştur. Boru demetlerine ait sınır yüzeyleri temsilen dairesel şekilli boru demeti üzerinde Şekil 2c'de gösterilmektedir. Tablo 1'de belirtildiği gibi, sınır koşulu olarak, girişte hız, çıkışta ise basınç değeri verilmiş olup; yan yüzeylerin tamamen yalıtıldığı ve bunun yanı sıra boru yüzeyi için sabit duvar sıcaklığı olduğu kabul edilmiştir.

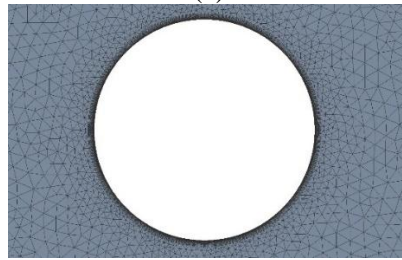
Tablo 1. Sınır Koşulları

Yüzey	Sınır Koşulu	Açıklama
Giriş	hız-girişi	Hız ve sıcaklık dağılımları düzenli ve sabittir. $T_{giris} = 15^{\circ}\text{C}$
Çıkış	basınç-çıkışı	Çıkış basıncı atmosfer basıncına, akış yönündeki hız ve sıcaklık gradyanları sıfıra eşittir.
Yalıtımlı Yüzey	duvar	Kaymama sınır şartı uygulanmıştır. Yüzeylerin iyi yalıtıldığı ve dışarıya ısı kaybı olmadığı kabul edilmiştir.
Boru Yüzeyi	duvar	Kaymama sınır şartı ve sabit duvar sıcaklığı uygulanmıştır. $T_{duvar} = 70^{\circ}\text{C}$

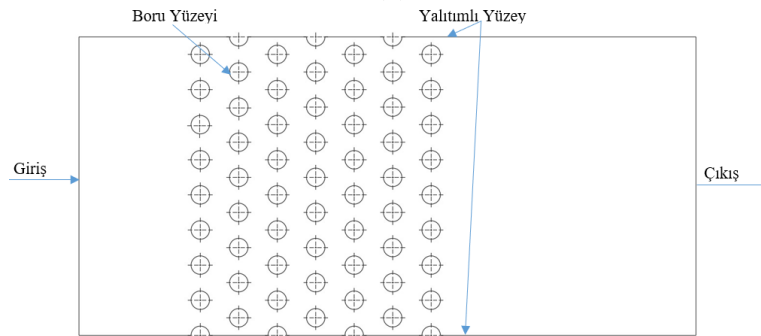
Ağdan bağımsızlık çalışması, $V_g = 6 \text{ m/s}$ için yapılmıştır. Altı farklı eleman sayısı için sonuçlar Tablo 2'de verilmiştir. Tablo 2'de 5 numaralı ağ yapısı ile 6 numaralı ağ yapısının arasındaki fark ortalama Nusselt sayısı için %0,47'dir. Hesaplama süresinden kazanç sağlamak için 5 numaralı ağ kullanılmıştır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 2. Kaydırılmış Sıralı Dizilişe Sahip Boru Demeti İçin a. Ağ Yapısı b. Tek Bir Boru Etrafındaki Ağ Yapısı c. Sınır Koşulları

Tablo 2. Farklı Eleman Sayıları İçin $V_g = 6$ m/s'de Ağdan Bağımsızlık Çalışması

No	Eleman Sayısı	\bar{Nu}
1	982	32,2138
2	2419	43,1081
3	6726	55,5760
4	149995	74,1215
5	436208	77,4535
6	1009009	77,8140

Doğrulama

Sayısal çalışmaların doğruluğu için, elde edilen sonuçlar deneysel veriler/analitik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Bu sayısal çalışmanın doğrulamasında, Incropera ve DeWitt (2002) tarafından hesaplanan analitik sonuçlar ve Mangrulkar vd. (2016) tarafından kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetleri için sunulan deneysel veriler kullanılmıştır. Doğrulama çalışmalarında, akışkan olarak hava kullanılmış ve havanın termofiziksel özellikleri Tablo 3'te sunulmuştur.

Tablo 3. Doğrulama Çalışmalarında Kullanılan Havanın Termofiziksel Özellikleri

Özellik	Değer
Isıl iletim katsayısı (W/m K)	0,0253
Yoğunluk (kg/m ³)	1,217
Özgül ısı (J/kg K)	1007
Kinematik viskozite (m ² /s)	14,82x10 ⁻⁶
Prandtl sayısı	0,701

Doğrulama çalışmasının ilk kısmında; akışa dik boru adımı (S_T) 31,3 mm, akış boyuna boru adımı (S_L) 34,3 mm, boru çapı (D) 16,4 mm alınarak kaydırılmış sıralı 56 borulu boru demeti (8x7) için ortalama Nusselt sayısı (\bar{Nu}), birim boru uzunluğunda gerçekleşen ısı transferi (q'), ısı taşınım katsayısı (h) ve çıkış sıcaklığı (T_c) hesaplanmıştır. Belirtilen parametrelerin hesaplanmasında giriş hızı 6 m/s, dış sıcaklık 15 °C, boru yüzey sıcaklığı 70°C olarak alınmıştır.

Maksimum Reynolds sayısı, Re_{max} akış kesitinin minimum olduğu alandaki maksimum ortalama hıza V_{max} bağlı olarak,

$$Re_{max} = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (15)$$

tanımlanır. Reynolds sayısı $10 - 2 \times 10^5$ aralığı için Zukauskas (1972) tarafından aşağıdaki bağıntı sunulmuştur.

$$\bar{Nu} = C_1 Re_{max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{duvar}} \right)^{0,25} \quad (16)$$

Bu denklemde akış doğrultusundaki boru sayısının (N_L) 20'den fazla olduğu kabul edilmiştir. Çalışmamızda, $N_L=7$ olması nedeniyle, Zukauskas (1972) tarafından sunulan düzeltme katsayısı olarak 0,95 değeri kullanılmıştır. Ayrıca C_1 ve m katsayıları için sırasıyla 0,34 ve 0,60 değerleri kullanılmıştır. Isı transferinin göstergesi olan ortalama Nusselt sayılarının hesaplanmasında aşağıdaki bağıntı kullanılmıştır.

$$\bar{Nu} = 0,95 0,34 Re_{max}^{0,60} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{duvar}} \right)^{0,25} \quad (17)$$

Ortalama ısı taşınım katsayısı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu} k}{D} \quad (18)$$

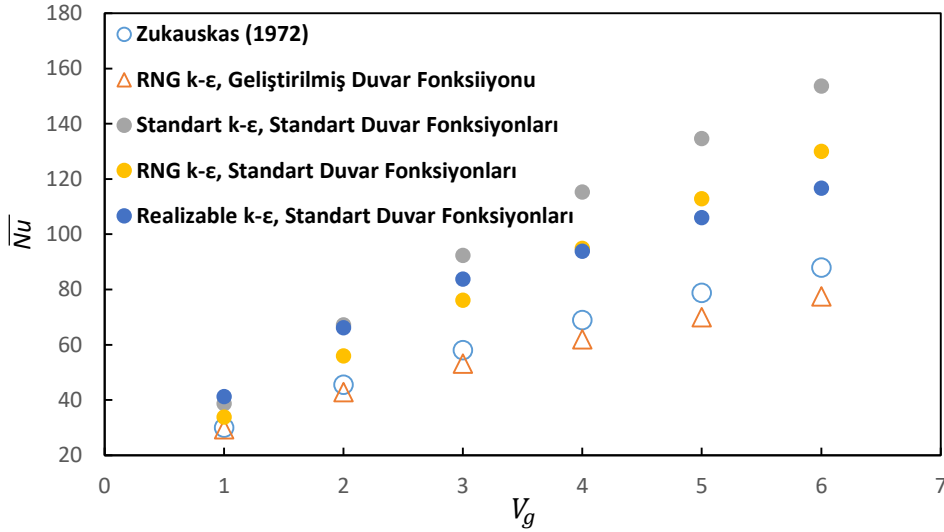
Birim boru uzunluğunda gerçekleşen ısı transferi miktarı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$q' = N(\bar{h}\pi D\Delta T_{lm}) \quad (19)$$

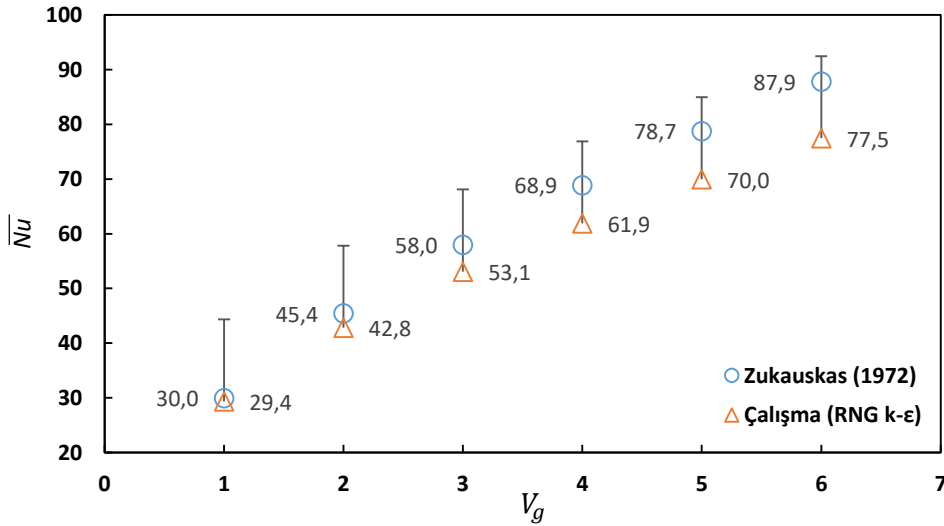
N toplam boru, N_T akış yönüne dik boru sayısıdır. Çıkış sıcaklığı ise aşağıdaki formül ile hesaplanır.

$$T_{\text{duvar}} - T_{\text{çıkış}} = (T_{\text{duvar}} - T_{\text{giriş}}) \exp\left(\frac{\pi D N \bar{h}}{\rho V_g N_T S_T C_P}\right) \quad (20)$$

Ortalama Nusselt sayısının (\bar{Nu}) giriş hızına göre değişimi dört farklı türbülans modeline göre incelenmiştir ve sonuçlar Şekil 3a'da sunulmuştur. Zukauskas (1972) sonuçları ile farklı türbülans modelleri kullanılarak elde edilen sonuçlar kıyaslandığında, en uyumlu sonuçların RNG k- ϵ Geliştirilmiş Duvar Fonksiyonu ile elde edildiği görülmüştür ve bu model kullanılmıştır. Farklı türbülans modelleri için, ortalama Nusselt sayısının (\bar{Nu}) giriş hızına göre değişimi, Şekil 3b'de gösterilmiştir. Seçilen model için, $V_g = 6$ m/s'de hata oranı %13,4 iken $V_g = 5$ m/s'de hata oranı %12,4 olarak gerçekleşmiştir.



(a)



(b)

Şekil 3. Ortalama Nusselt sayısının giriş hızı ile değişimi a) dört farklı türbülans modele göre b) en uyumlu türbülans modele göre

Incropera ve DeWitt (2002) tarafından verilen problem ile RNG k- ϵ modelinin sonuçlarının uyumlu olduğu Tablo 4'ten görülmektedir.

Doğrulama çalışmasının ikinci aşamasında Mangrulkar vd. (2016) tarafından incelenen değerleri Tablo 5'te sunulan kaydırılmış sıralı boru demeti üzerinde ortalama Nusselt sayıları (\bar{Nu}) ve basınç düşümü (ΔP) için sayısal olarak

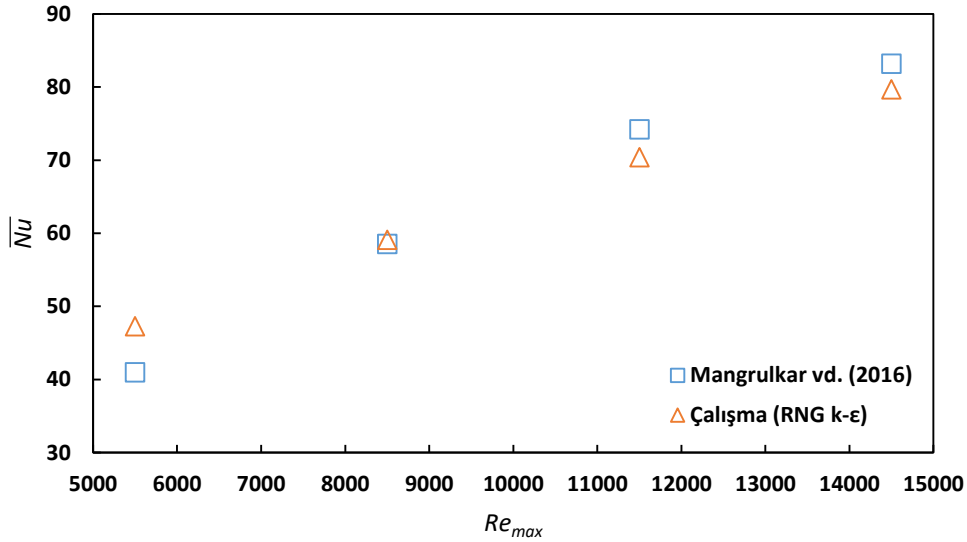
çalışılmıştır. Ortalama Nusselt sayısının (\overline{Nu}) Reynolds sayısına göre değişimi, Şekil 4'te gösterilmiştir. Basınç düşümünün (ΔP) Reynolds sayısına göre değişimi, Şekil 5'te gösterilmiştir.

Tablo 4. $V_g = 6 \text{ m/s}$ 'de Gerçekleştirilen Doğrulama Çalışmasının Analitik Sonuçlar ile Karşılaştırması

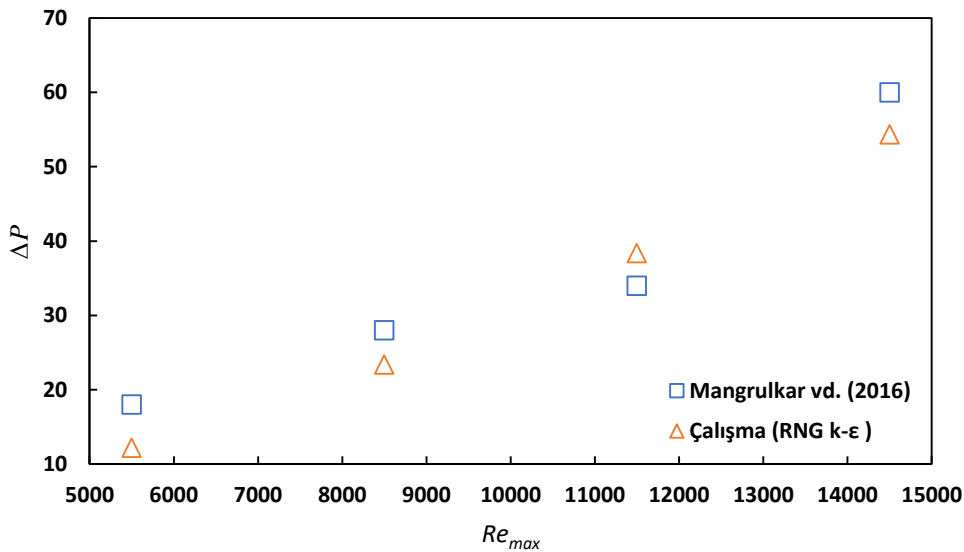
	\overline{Nu}	\overline{h} (W/m ² K)	$T_{\text{Çıkış}}$ (°C)	q' (kW/m)
Incropera ve DeWitt (2002)	87,9	135,6	25,5	19,4
Bu çalışma	77,5	109,6	23,9	15,9
Hata %	11,83	19,17	6,27	18,04

Tablo 5. Mangrulkar vd. (2016) Tarafından İncelenen Boru Demetine Ait Veriler

Özellik	Değer
Boru çapı (mm)	25
Akış yönü boyuna boyutsuz adım	2
Akış yönüne dik boyutsuz adım	1,75
Boru sayısı	3x5
Dış sıcaklık (K)	300
Boru yüzey sıcaklığı (K)	363
Reynolds sayısı	5500 - 14500



Şekil 4. Ortalama Nusselt Sayısının Reynolds Sayısı ile Değişimi



Şekil 5. Basınç Düşümünün Reynolds Sayısı ile Değişimi

Bu çalışmada elde edilen sonuçlar ile deneysel veriler arasındaki fark Tablo 6'da sunulmuştur. RNG k-ε modelinin sonuçlarının deneysel veriler ile uyumlu olması bu çalışmada da gözlemlenmiştir. Kullanılan model ile düşük

Reynolds sayılarında Nusselt sayısı ve basınç düşümü bakımından daha büyük hata oranları elde edilirken yüksek Reynolds sayılarında daha düşük hata oranları elde edilmiştir.

Tablo 6. Doğrulama Çalışmasının Deneysel Sonuçlara Göre Farkı

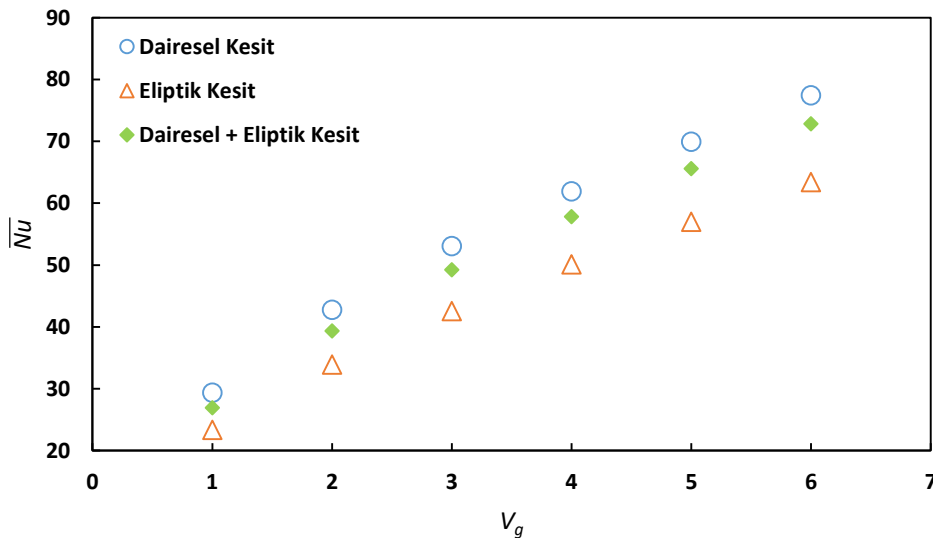
Re	\overline{Nu}	ΔP Fark (%)
5500	15,3	-32,2
8500	1	-16,4
11500	-5,2	12,9
14500	-4,2	-9,4

BULGULAR VE TARTIŞMA

Kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetinde dairesel, elips ve dairesel ile elips şekilli boruların birlikte kullanıldığı üç farklı geometrik boru demeti düzeni için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, ortalama Nusselt sayısı, sürtünme faktörü ve ısı verim açısından karşılaştırılmıştır. En düşük (1 m/s) ve en yüksek (6 m/s) hız değerlerinde, çalışılan durumlar için hız, basınç ve sıcaklık konturları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

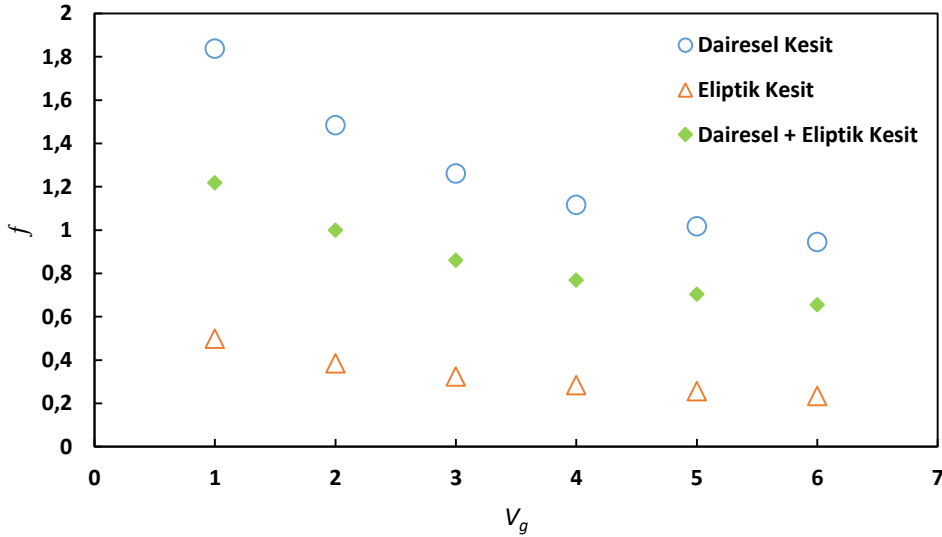
Şekiller 6, 7, ve 8'de giriş hızının (V_g) sırasıyla ortalama Nusselt sayısı, sürtünme faktörünün (f) ve ısı verim üzerindeki etkisi verilmiştir. Beklenildiği gibi ele alınan her bir durum için artan giriş hızıyla ortalama Nusselt sayısı artmaktadır. İncelenen üç farklı geometrik boru demeti düzeni için en düşük ısı transferi performansının elips şekilli boruların kullanıldığı durum için elde edildiği görülmektedir. $V_g = 6$ m/s'de, \overline{Nu} değeri en yüksek dairesel şekil için 77,45 iken en düşük elips şekil için 63,42'dir. Bu durumda elips şekilli boru kullanımı ile \overline{Nu} %18,11 azalmaktadır. $V_g = 1$ m/s'de, \overline{Nu} değeri yine en yüksek dairesel olanda 29,37 olarak elde edilirken, en düşük elips şekilli olanda 23,37'dir. Bu durumda, \overline{Nu} %20,43 azalmaktadır.

Boru demetinde elips şekil kullanımı ile sürtünme faktörü değerleri azaltılmıştır. En düşük f değerleri tüm boruların elips şekilli olduğu durum için elde edilirken, dairesel şekilli boru demetinde f değerleri en yüksektir. Dairesel ile elips şekilli borunun birlikte kullanıldığı durumda ise f değerleri bu iki durumun ortasındadır. Bu durumun etkisi, ısı verim giriş hızı ile değişimini gösteren Şekil 8'de görülebilir. $V_g = 6$ m/s'de elips şekilli boru demetinde sürtünme faktörü 0,235 iken, dairesel olanda 0,945'dir. Isı verim ise elips şekillide, 270,44 iken dairesel olanda 81,93'tür. Bu durumda elips şekilli boru demetinin ısı veriminin dairesel şekilli boru demetine göre %230,08 arttığı sonucu elde edilmiştir. Bu artış oranı V_g azaldıkça azalmaktadır.

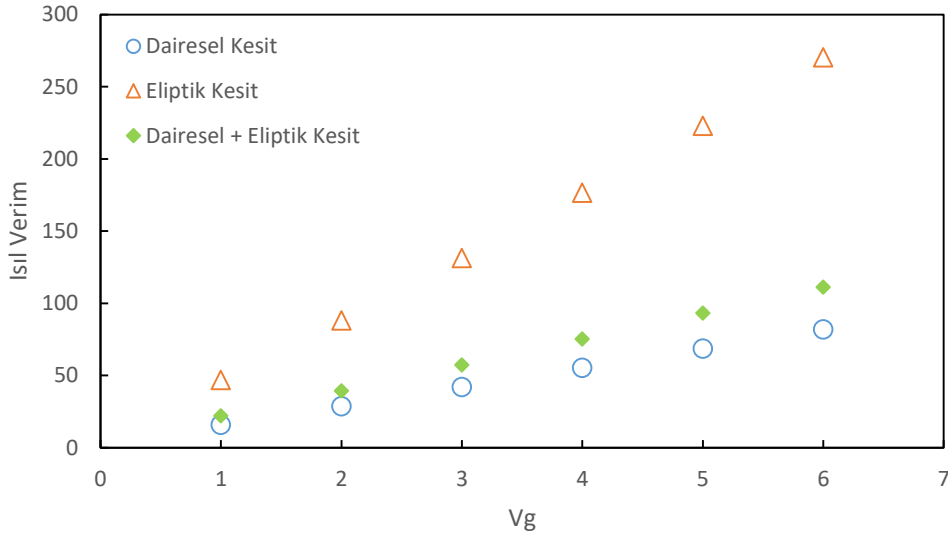


Şekil 6. Ortalama Nusselt Sayısının Giriş Hızı ile Değişimi

Hız konturlarının dairesel, elips, dairesel ile elips şekilli boru demeti için $V_g = 1$ m/s'de ve $V_g = 6$ m/s karşılaştırılmaları sırasıyla Şekil 9 ve 10'da gösterilmektedir. Akış art iz bölgesinde dairesel şekilli boru demetinde hız değerleri geniş alanda neredeyse durma noktasına gelmektedir. Bu durum, akım çizgisi şeklinde geometriye sahip olan elips şekilli boru demetinde daha küçük olmaktadır. Hız değerinin artması ile bu bölgeler genişlemektedir.



Şekil 7. Sürtünme Faktörünün Giriş Hızı ile Değişimi

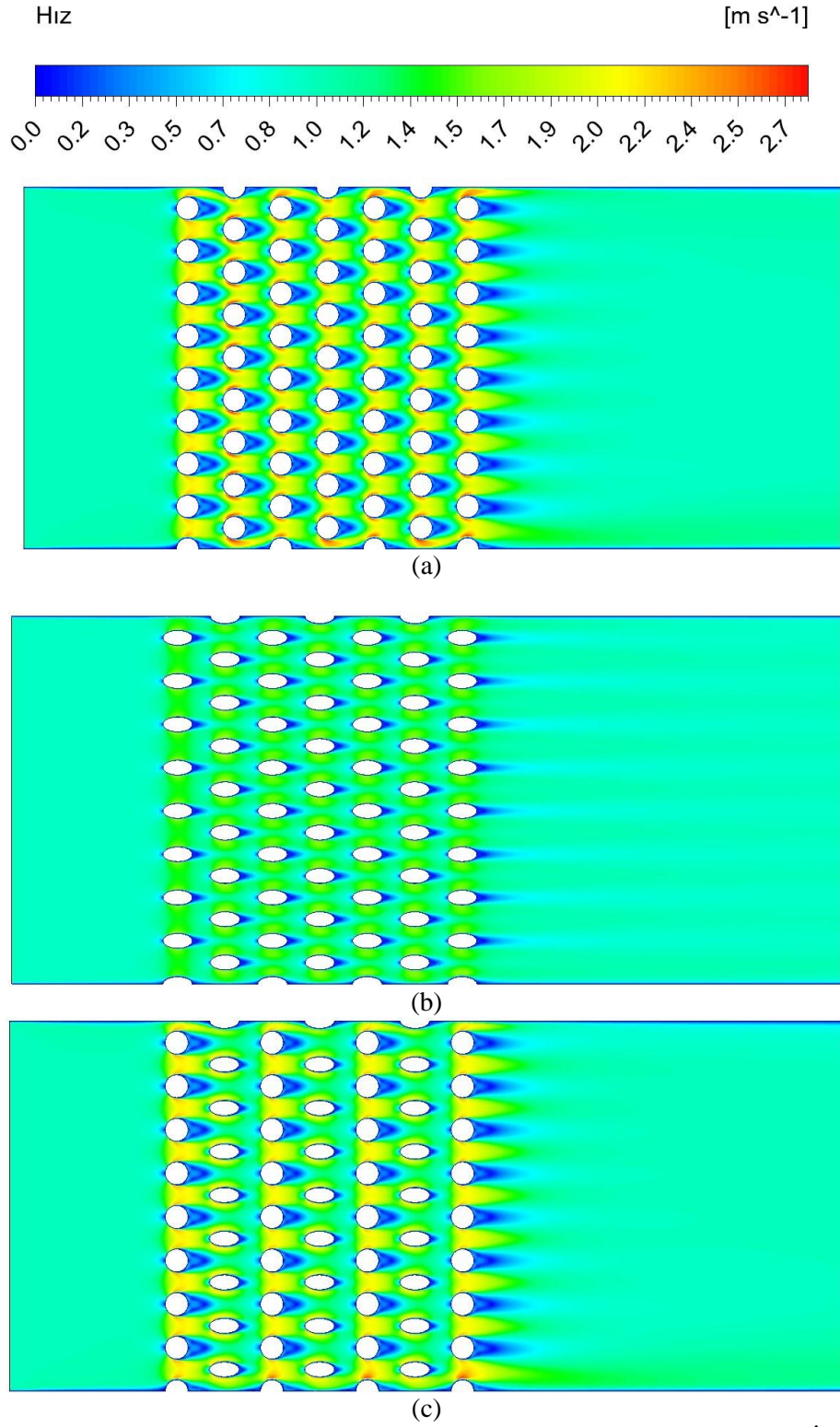


Şekil 8. Isıl Verimin Giriş Hızı ile Değişimi

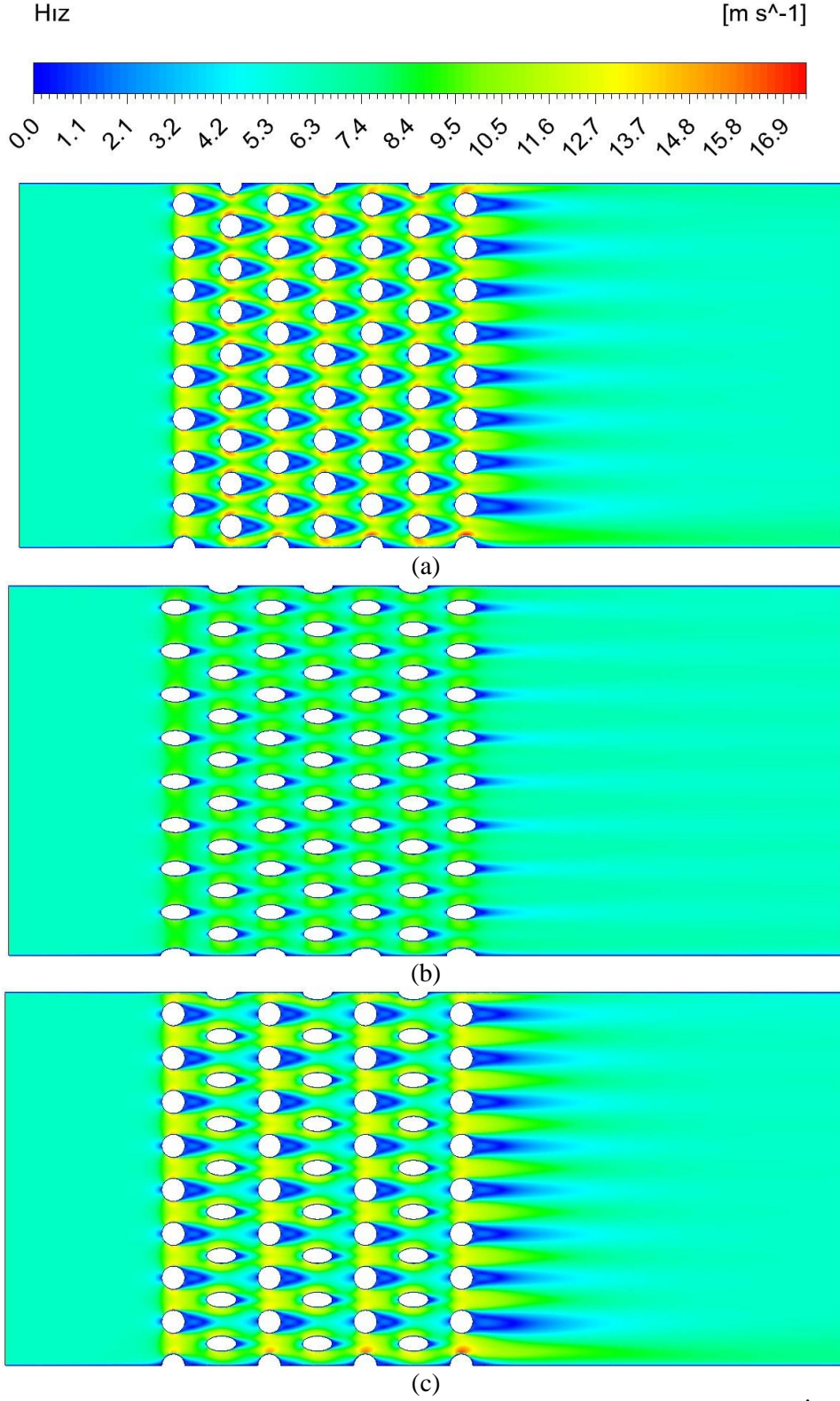
Basınç konturlarının dairesel, elips, dairesel ile elips şekilli boru demeti için $V_g = 1$ m/s'de ve $V_g = 6$ m/s karşılaştırmaları sırasıyla Şekil 11 ve 12'de gösterilmektedir. Elips şekilli boru demeti kullanımı ile akışa engel olan alanın azalması ile önemli ölçüde basınç kaybı azalmaktadır. Bu durum ısı verimindeki artışın temel nedenidir.

Sıcaklık konturlarının dairesel, elips, dairesel ile elips şekilli boru demeti için $V_g = 1$ m/s'de ve $V_g = 6$ m/s karşılaştırmaları sırasıyla Şekil 13 ve 14'te gösterilmektedir. Elips şekilli boru akım çizgili yapıya sahip olması nedeniyle ısı sınır tabaka kalınlığı dairesel şekilli boru ile kıyaslandığında artmıştır. Böylece toplam ısı transferi elips şekilli boru demetinde daha düşük gerçekleşmiştir.

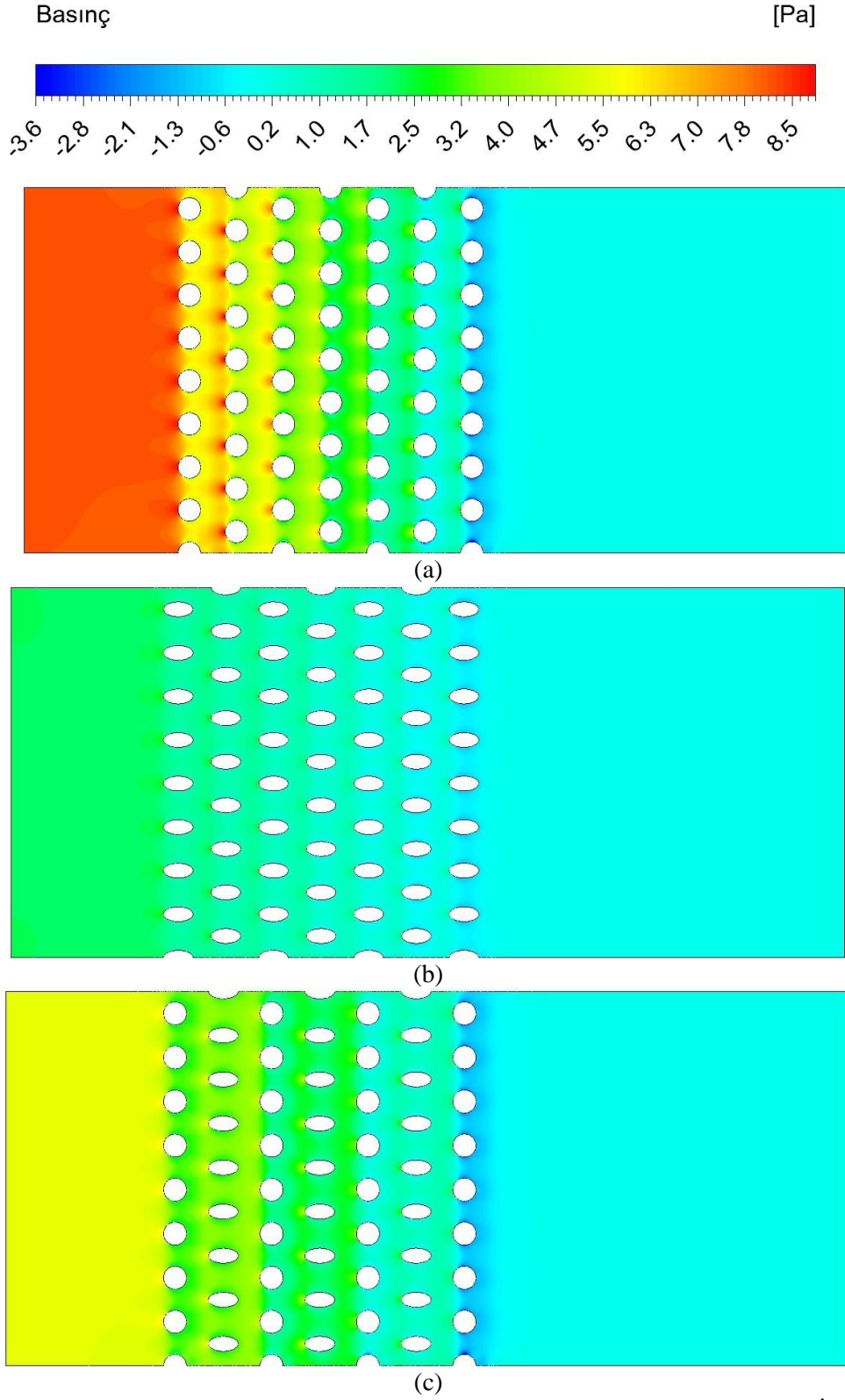
Hız konturları incelendiğinde tüm boruların elips şekil olduğu durumda basınç düşümünün diğer durumlara nazaran daha az olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sebebi elips şeklin dairesele göre daha akım çizgili yapıya sahip olmasından kaynaklanmakta, arkasında daha küçük ölü akış bölgesi oluşturmaktadır. Şekil 9 ve 10'da bu durum açık şekilde görülmektedir. Akış yapısı ile ısı transferi parametreleri incelendiğinde dairesel şeklin elips şekle göre daha fazla ısı transferinin gerçekleştirilmiş olması, daire etrafında oluşan daha yüksek türbülanslı akıştan kaynaklanmaktadır. Daha büyük türbülanslı bölgede momentum ve ısı transferinin daha yüksek olması beklenmektedir. Daha yüksek momentum transferi hem basınç düşümü değerini hem de ısı transferi değerinin artırılmasında rol oynamaktadır.



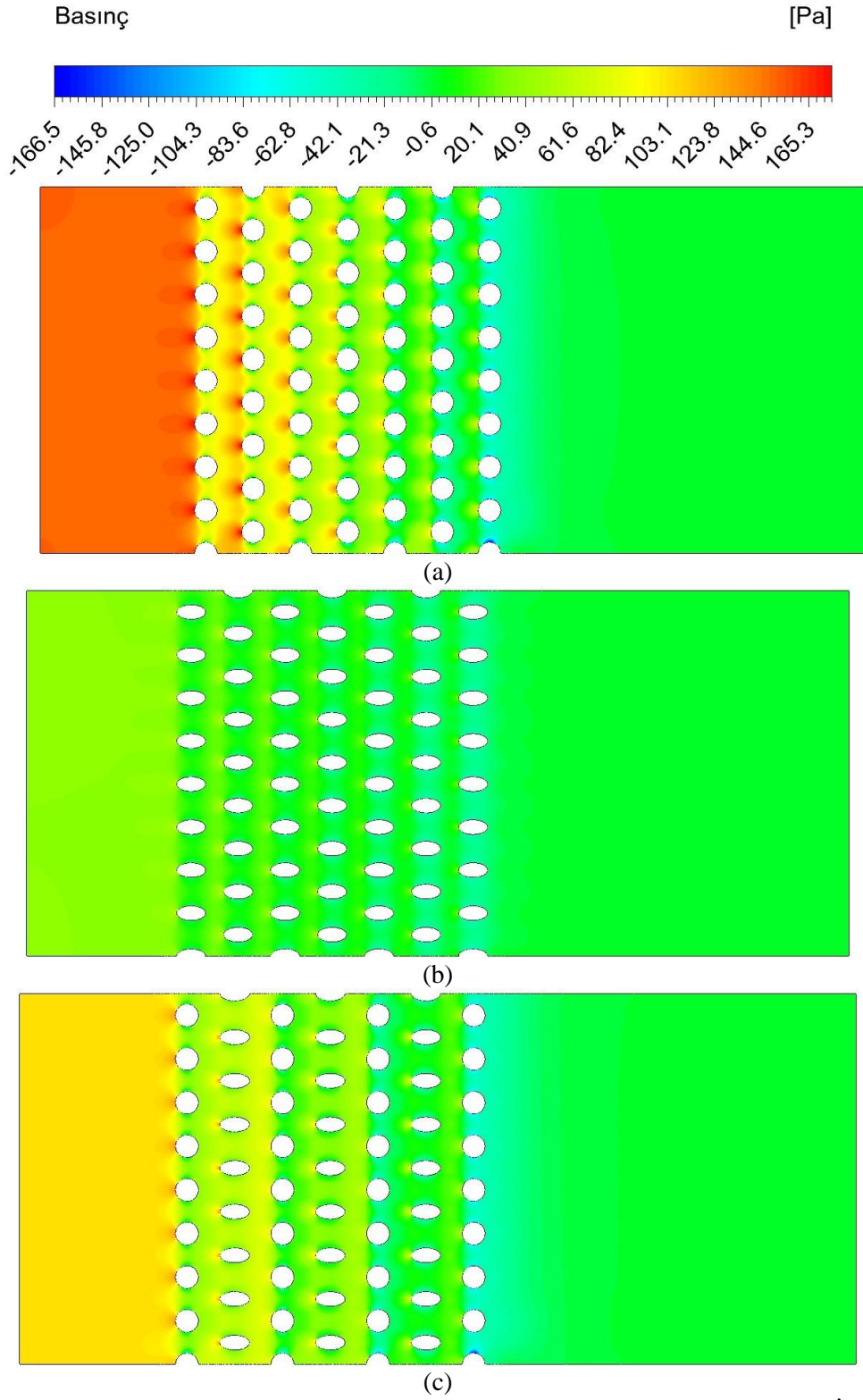
Şekil 9. Hız Konturlarının a. Dairesel b. Elips c. Dairesel ile Elips Şekilli Boru Demeti İçin $V=1$ m/s'de Karşılaştırılması



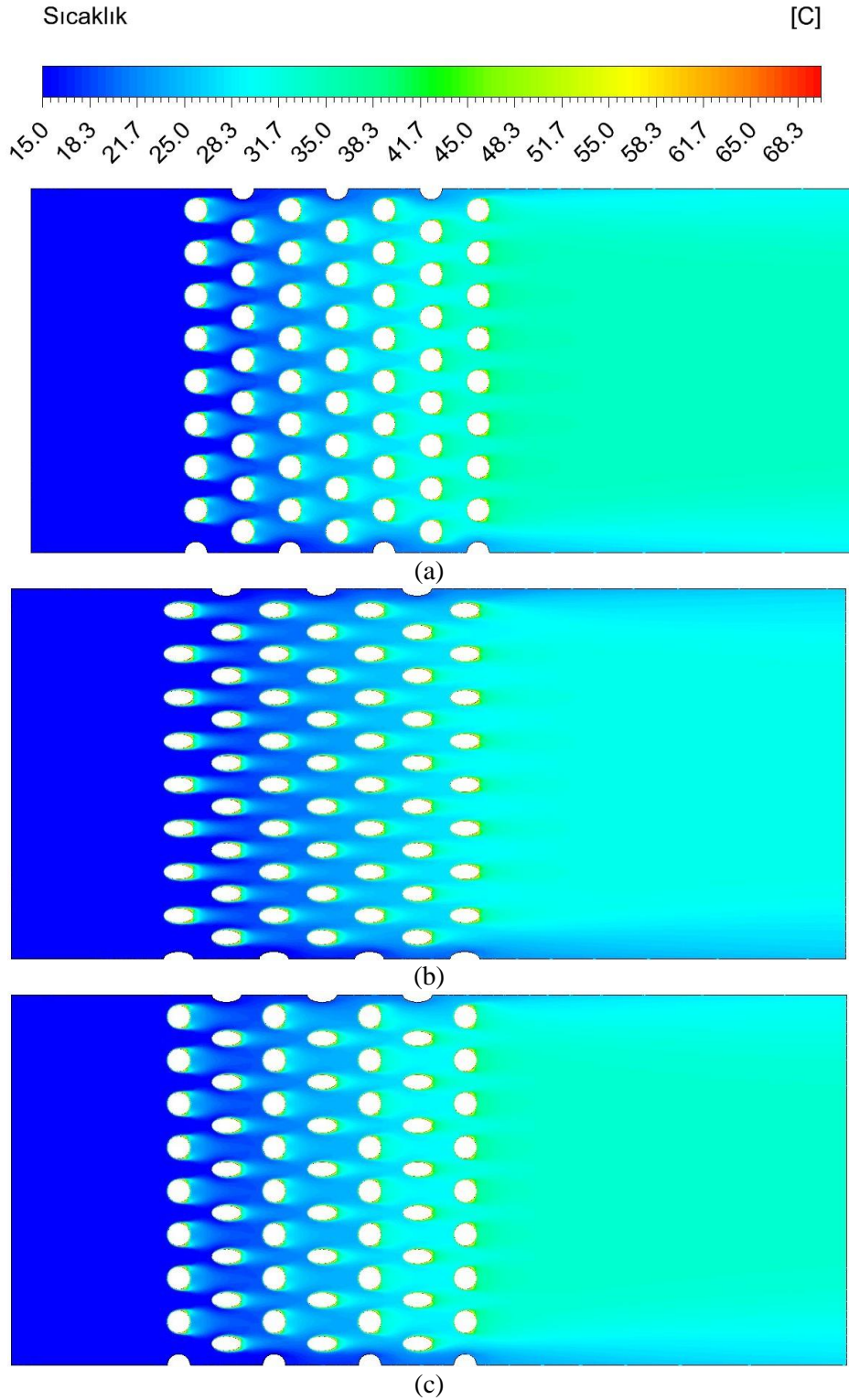
Şekil 10. Hız Konturlarının a. Dairesel b. Elips c. Dairesel ile Elips Şekli Boru Demeti İçin $V=6$ m/s'de Karşılaştırılması



Şekil 11. Basınç Konturlarının a. Dairesel b. Elips c. Dairesel ile Elips Şekilli Boru Demeti İçin $V=1$ m/s'de Karşılaştırılması



Şekil 12. Basınç Konturlarının a. Dairesel b. Elips c. Dairesel ile Elips Şekilli Boru Demeti İçin $V=6$ m/s'de Karşılaştırılması



Şekil 13. Sıcaklık Konturlarının a. Dairesel b. Elips c. Dairesel ile Elips Şekli Boru Demeti İçin $V=1$ m/s'de Karşılaştırılması

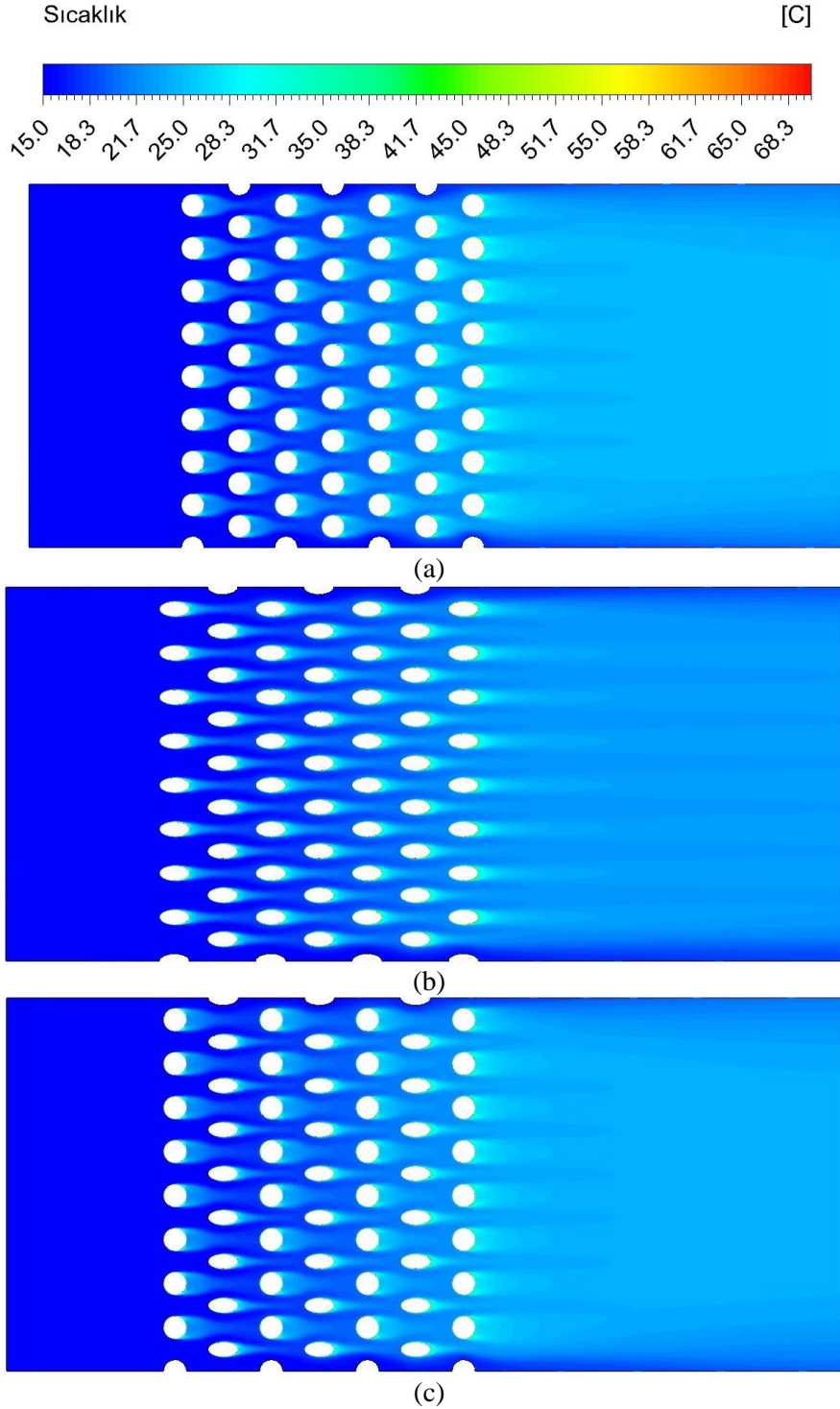
SONUÇLAR

Bu çalışmada, kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetinde dairesel, elips ve dairesel ile elips şekilli boruların beraber kullanıldığı durumlar sayısal olarak çalışılmıştır. Böylece, elips şekilli boru kullanımının çapraz akışta ısı transferi, basınç düşümü ve ısı verime olan etkileri detaylıca tartışılmıştır. Yapılan çalışmada elde edilen sonuçlar aşağıda sunulmuştur:

- Çalışılan hız değerlerinde ve geometrik parametrelerde, elips şekilli boru kullanımı ile ortalama Nusselt sayısı dairesel olana göre daha düşüktür. Örneğin, $V_g = 1$ m/s'de, dairesel şekilli boru demetinde \overline{Nu} değeri

en yüksek 29,37 iken, en düşük \overline{Nu} değeri elips şekilli olanda 23,37 olarak elde edilmiştir. Bu durumda, \overline{Nu} %20,43 azalmıştır.

- Elips şekilli ve dairesel şekilli boruların birlikte kullanıldığı boru demetinde en yüksek \overline{Nu} değeri 72,88, en düşük f değeri 0,65 olarak $V_g = 6$ m/s'de gerçekleşmiştir.
- Elips şeklin dairesel göre daha akım çizgili yapılı olmasından dolayı arkasında daha küçük ölü akış bölgesi oluşmaktadır, böylece basınç düşümü değeri diğer durumlara göre daha azdır.
- Elips şekilli boru demetinin ısı veriminin dairesel şekilli boru demetine göre %230,08 arttığı tespit edilmiştir.



Şekil 14. Sıcaklık Konturlarının a. Dairesel b. Elips c. Dairesel ile Elips Şekilli Boru Demeti İçin $V=6$ m/s'de Karşılaştırılması

SEMBOLLER

c_p	özgül ısı, $kJ/kg.K$
D	boru çapı, mm
D_e	eş değer boru çapı, mm
f	sürtünme katsayısı
k_{hava}	havanın ısı iletim katsayısı, $W/m.K$
N_L	akış doğrultusundaki boru sayısı
N_T	akışa dik doğrultudaki boru sayısı
\overline{Nu}	ortalama Nusselt sayısı
Pr	hava giriş Prandtl sayısı
Pr_{duvar}	boru yüzey Prandtl sayısı
q''	boru yüzeyindeki ısı akısı, W/m^2
s_L	enine uzunluk, mm
s_T	boyuna uzunluk, mm
T_{duvar}	boru yüzey sıcaklığı, K
T_{giris}	giriş sıcaklığı, K
$T_{çıkış}$	çıkış sıcaklığı, K
Re_{max}	maksimum Reynolds sayısı
Re_g	giriş Reynolds sayısı
V_{max}	akış kesitinin akış yönüne dik boru sütunundaki minimum olduğu alandaki maksimum ortalama hız, m/s
V_g	ortalama giriş hızı, m/s

Greek Symbols

ρ	yoğunluk, kg/m^3
χ	düzeltilme katsayısı
ν	kinematik viskozite, $N.s / m^2$
ΔP	basınç düşümü, Pa
ΔT_{LM}	logaritmik ortalama sıcaklık farkı, K

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, TÜBİTAK BİDEB 2218 Yurtiçi Doktora Sonrası Araştırma Burs Programı tarafından 121C377 proje numarası ile ve TÜBİTAK ARDEB 1001 Araştırma Programı tarafından 123M484 proje numarası ile desteklenmektedir.

KAYNAKLAR

- Akçay, S., Akdağ, Ü., Hacıhafizoğlu, O., & Demiral, D. (2019). Boru demeti üzerinden geçen Al₂O₃- su nanoakışkanın pulsatif akışının ısı transferine etkisi. *DÜMF Mühendislik Dergisi*, 10(2), 621–631. <https://doi.org/10.24012/dumf.435490>
- Aslan, E., Taymaz, I., Cakir, K., & Eker Kahveci, E. (2023). Numerical and experimental investigation of tube bundle heat exchanger arrangement effect on heat transfer performance in turbulent flows. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi*, 43(2), 175–190. <https://doi.org/10.47480/isibted.1391408>
- Bahaidarah, H. M. S., Anand, N. K., & Chen, H. C. (2005). A numerical study of fluid flow and heat transfer over a bank of flat tubes. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 48(4), 359–385. <https://doi.org/10.1080/10407780590957134>
- Bayat, H., Lavasani, A. M., & Maarefdoost, T. (2014). Experimental study of thermal-hydraulic performance of cam-shaped tube bundle with staggered arrangement. *Energy Conversion and Management*, 85, 470–476. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.009>
- Buyruk, E., & Fertelli, A. (2001). Theoretical study for determination of the heat transfer and flow characteristics in the staggered tube bundle. *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 3(2), 59–69.
- El-Shaboury, A. M. F., & Ormiston, S. J. (2005). Analysis of laminar forced convection of air crossflow in in-line

- tube banks with nonsquare arrangements. *Numerical Heat Transfer; Part A: Applications*, 48(2), 99–126. <https://doi.org/10.1080/10407780590945452>
- Erguvan, M., & MacPhee, D. W. (2019). Second law optimization of heat exchangers in waste heat recovery. *International Journal of Energy Research*, 43(11), 5714–5734. <https://doi.org/10.1002/er.4664>
- Fluent, A. (2021). ANSYS Fluent theory guide. In ANSYS Inc., USA.
- Horvat, A., Leskovic, M., & Mavko, B. (2006). Comparison of heat transfer conditions in tube bundle cross-flow for different tube shapes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(5–6), 1027–1038. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.09.030>
- Ibrahim, T. A., & Gomma, A. (2009). Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(11), 2148–2158. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.03.011>
- Incropera, F.P., DeWitt, D.P. (2002). Introduction to Heat Transfer. In John Wiley and Sons Inc, New York.
- Khan, W. A., Culham, J. R., & Yovanovich, M. M. (2004). Fluid flow and heat transfer from elliptical cylinders: Analytical approach. *37th AIAA Thermophysics Conference*, 19(2). <https://doi.org/10.2514/6.2004-2272>
- Khan, W. A., Culham, J. R., & Yovanovich, M. M. (2006). Convection heat transfer from tube banks in crossflow: Analytical approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(25–26), 4831–4838. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.042>
- Lavasani, A. M., & Bayat, H. (2016). Numerical study of pressure drop and heat transfer from circular and cam-shaped tube bank in cross-flow of nanofluid. *Energy Conversion and Management*, 129, 319–328. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.029>
- Mangrulkar, C. K., Dhoble, A. S., Chakrabarty, S. G., and Wankhede U. S. (2016). “Experimental and CFD prediction of heat transfer and friction factor characteristics in cross flow tube bank with integral splitter plate,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 104, 964–978. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.013>
- Mangrulkar, C. K., Dhoble, A. S., Deshmukh, A. R., & Mandavgane, S. A. (2017). Numerical investigation of heat transfer and friction factor characteristics from in-line cam shaped tube bank in crossflow. *Applied Thermal Engineering*, 110, 521–538. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.08.174>
- Mangrulkar, C. K., Dhoble, A. S., Pant, P. K., Kumar, N., Gupta, A., & Chamoli, S. (2020). Thermal performance escalation of cross flow heat exchanger using in-line elliptical tubes. *Experimental Heat Transfer*, 33(7), 587–600. <https://doi.org/10.1080/08916152.2019.1704946>
- Yilmaz, A., Yilmaz, T., (2016). Çapraz akışlı paralel borulu boru demetinde entropi üretiminin analitik ve deneysel olarak incelenmesi. *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 31(1), 223–230.
- Žukauskas, A. (1972). Heat transfer from tubes in crossflow. *Advances in Heat Transfer*, 8(C), 93–160. [https://doi.org/10.1016/S0065-2717\(08\)70038-8](https://doi.org/10.1016/S0065-2717(08)70038-8)