

Boru Demetinde Kanat Şekilli Boru Kullanımının Entropi Üretimi ve Alan Uyum Faktörü Yönünden Sayısal Olarak İncelenmesi

Muhammet Nasıf KURU¹, Mehmet ÖZKARAKOÇ², Şaban ÜNAL³, Mehmet Tahir ERDİNÇ², İlyas KARASU⁴
ORCID, Orhan AYDIN⁵

¹ Tarsus Üniversitesi, Mersin Tarsus Organize Sanayi Bölgesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü, Tarsus, Mersin

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

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

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

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

(Alınış / Received: 08.06.2024, Kabul / Accepted: 13.08.2024, Online Yayınlanma / Published Online: 30.08.2024)

Anahtar Kelimeler

Boru demeti,
Kanat şekilli boru,
Isı transferi,
Basınç düşümü,
Entropi üretimi
Alan uyum faktörü

Öz: Bu çalışmada, düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetinde dairesel ve kanat şekilli boru kullanımı sayısal olarak incelenmiştir. Çalışmada kanat şekilli boru kullanımını, ısı transferi, basınç düşümü, entropi üretimi ve alan uyum faktörü yönünden incelenerek dairesel olana göre avantajları ve dezavantajları detaylıca tartışılmıştır. Akışın sıkıştırılmaz, kararlı, türbülanslı ve iki boyutlu olduğu varsayılmıştır. Dairesel ve kanat şekilli boruların ısı transfer yüzey alanları eşit ve eş değer çapları $D_e = 22,44$ mm olarak tutulmuştur. Soğutucu akışkan olarak hava kullanılmıştır. Giriş hızına bağlı olarak tanımlanan Reynolds sayısı (Re_g), 4000-7000 aralığında değişmektedir. Çalışmada, kanat şekilli boru demetinin alan uyum faktörü, entropi üretimi ve basınç düşümü yönünden dairesel olana göre üstün olduğu tespit edilmiştir. $Re_g = 4000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 2 \times 2$ değerlerinde, alan uyum faktörü kaydırılmış sıralı dizilişe sahip kanat şekilli boru demetinde en yüksek değerdedir ve dairesel olana göre %314,93 yüksek olduğu gösterilmiştir. Bu durumda, entropi üretimi ise %20,62, sürtünme faktörü %74,89 ve ortalama Nusselt sayısı %19,80 azalmaktadır.

The Parametric Investigation of the Use of Wing-Shaped Tube in Tube Bank in Terms of Entropy Generation and Area Goodness Factor

Keywords

Tube bank,
Wing-shaped tube,
Heat transfer,
Pressure drop
Entropy generation
Area goodness factor

Abstract: In this study, the use of circular and wing-shaped tubes in tube banks with in-line and staggered arrangement is numerically investigated. The advantages and disadvantages of the wing-shaped tube utilization over the circular one are discussed in detail by analyzing the heat transfer, pressure drop, entropy generation and area goodness factor. The flow is assumed to be incompressible, steady, turbulent and two-dimensional. The heat transfer surface areas of the circular and wing-shaped tubes are assumed to be equal and their equivalent diameters are maintained as $D_e = 22,44$ mm. Air is used as the refrigerant. The Reynolds number (Re_g), which is defined depending on the inlet velocity, varies between 4000-7000. In the study, it was found that the wing-shaped tube bank is superior to the circular one in terms of area goodness factor, entropy generation and pressure drop. At $Re_g = 4000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 2 \times 2$, the area goodness factor is the highest for the wing-shaped tube bank with staggered arrangement and is shown to be 314.93% higher than the circular one. In this case, the entropy generation decreases by 20.62%, the friction factor by 74.89% and the average Nusselt number by 19.80%.

1. Giriş

Boru demeti ısı değıştiricileri, enerji üretimi, ısıtma, soğutma ve iklimlendirme alanlarında verimli ve kolay uygulanabilir olmaları sebebiyle sıklıkla tercih edilmektedir. Artan hammadde ve enerji maliyetleri sebebiyle boru demeti ısı değıştiricilerinden kaynaklı yatırım ve işletme maliyetlerinin düşürülmesi için aktif ve pasif yöntemler kullanılmaktadır. Literatürde, ek enerjiye ihtiyaç duymayan birim hacim başına daha yüksek ısı transferi ve daha düşük basınç düşümü elde ederek ısı performansını iyileştirmesini amaçlayan dairesel ve dairesel olmayan boru geometrileri ile gerçekleştirilen pasif yöntemli çok sayıda deneysel, sayısal ve analitik çalışma yer almaktadır.

Hilpert [1] ve Grimison [2], dairesel şekilli boru demetlerinde ortalama Nusselt sayılarının belirlenebilmesi için deneysel bağıntılar sunmuşlardır. Bergelin vd. [3, 4], düşük ve orta Reynolds sayısı aralığındaki dairesel şekilli boru demetlerindeki çalışmaları özetlemişlerdir. Žukauskas [5, 6], düzgün ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel şekilli boru demetlerindeki akış ve ısı geçişine Reynolds ve Prandtl sayıları gibi birçok boyutsuz sayının etkilerine dair kapsamlı sonuçlar sunmuştur. Shaboury ve Ormiston [7], düzgün sıralı dizilişe sahip dairesel şekilli boru demetinde Reynolds sayısı ve boyutsuz adım değerlerine bağlı olarak ısı transferi ve akışı sayısal olarak incelemişlerdir. Khan vd. [8], düzgün ve kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demetlerindeki ısı transferini analitik olarak incelemişlerdir. Isı transferindeki artışın, akış yönüne dik boru adımıdaki artışa göre akış boyuna boru adımıdaki artıştan daha fazla etkilendiği tespit edilmiştir. Gaddis [9], düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı tip boru demetlerindeki basınç kayıplarının belirlenmesi için kapsamlı ifadeler sunmuştur. Yılmaz ve Yılmaz [10], dairesel şekilli boru demetinde ısı transferi ve basınç düşümü kaynaklı entropi üretimini incelemişlerdir. Düşük hızlarda entropi üretiminde ısı transferinin basınç düşümüne kıyasla daha etkin olduğu sonucuna varmışlardır.

Isı değıştiricilerde dairesel şekilli boru, imalatının kolay olması nedeniyle yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak, araştırmacılar, pasif ısı transferi iyileştirme yöntemlerinden olan akışa daha uygun boru şekilleri kullanımı ile akış karışımını arttırıp sınır tabaka yenilenmesini sağlayarak sürtünme direncini azaltmayı ve ısı verimi arttırmayı amaç edinen çalışmalar da yapmaktadırlar. Horvat vd. [11], kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel, kanat ve elips şekilli boru demetlerinde akış ve ısı transferini zamana bağlı olarak sayısal olarak incelemişlerdir. Her üç boru şeklinde de zamana bağlı ortalama Stanton sayısı ve sürüklenme faktörü, Reynolds sayısının artışı ile azalmıştır. Basınç düşümü dikkate alındığında elips şekilli ve dairesel şekilli boru demetine göre kanat şekilli boru demetinin daha üstün performans sergilediği tespit edilmiştir. Bayat vd. [12], kaydırılmış sıralı kam şekilli boru demetinde akış ve ısı transferini sırası ile akış yönüne dik ve boyuna boyutsuz adımı eşit ve 1,25, 1,5, 2 için deneysel olarak incelemişlerdir. Boyutsuz adım artışı ile ısı transfer miktarı arttığı gözlenmiştir. Kam şekilli boru demetinde, aynı ısı transfer yüzey alanına sahip dairesel şekilli boru demetine göre %5-11 aralığında daha az ısı transferi, %64 daha az sürtünme faktörü değerleri elde edilmiştir. Kam şekilli boru demetinde elde edilen ısı hidroluk performans ve alan uyum faktörü dairesel şekilli boru demetindekilerin, sırasıyla, 5 ve 12-14 katı olduğu tespit edilmiştir. Mangrulkar vd. [13], düzgün sıralı kam şekilli boru demetinde ısı transferi ve sürtünme faktörünü $11500 \leq Re_D \leq 42500$ aralığında sayısal olarak incelemişlerdir. Sayısal incelemede, üç boyutlu olarak, 4 sıra boyuna ve 4 sıra dikine boru demeti incelenmiştir. Reynolds sayısı ve S_L^* arttıkça türbülans arttığı için ısı transferi arttığı görülmüştür. Akış yönüne göre boyuna adım oranının artması sirkülasyon bölgesinin artmasına, ısı transferinin ve sürtünme faktörünün ve basınç kaybının artmasına, etkinlik ve A_{GF} 'nin ($A_{GF} = \frac{\overline{Nu}}{Re_g Pr^{1/3}}$) azalmasına neden olduğu tespit edilmiştir. Reynolds sayısının artması sürtünme faktörünü azaltmakta, THP'yi arttırmakta olduğu tespit edilmiştir. Kam şekilli boru kullanımının, A_{GF} 'nin dairesel şekilli boru kullanımına göre 9-10 kat artmasına neden olduğu tespit edilmiştir. Kam şekilli boru demetinin dairesel şekilli boru demetine göre daha fazla ısı transferi gerçekleştirdiği ve daha iyi bir termal performansına sahip olduğu tespit edilmiştir. Kam şekilli boru kullanımı f_i dairesel şekilli boru kullanımına göre %85-89 düşürmüştü ve THP'yi ise 5 kat arttırmıştır. Khan vd. [14] tarafından yapılan çalışmada, elips şekilli boru demetinde toplam ısı transferi ve sürüklenme katsayısı analitik olarak hesaplanmıştır. Sabit yüzey akışı ve sabit yüzey sıcaklığı sınır koşullarında hücum açısı 0° , laminar, kararlı ve iki boyutlu akış kabulü yapılmıştır. Reynolds sayısı 100 iken sürüklenme katsayısı eşit ısı transfer yüzeyine sahip dairesel şekilli boru kullanımına göre eliptik eksen oranı 0,5 olan elips şekilli boru kullanımında %66,7, eliptik eksen oranı 0,25 olması durumunda ise %83,3 azalmaktadır. Sayed Ahmed vd. [15], kaydırılmış sıralı dizilişe sahip kanat şekilli boru demetinde akış ve ısı transferini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Kanat şekilli boru kullanımının dairesel şekilli boru kullanımına göre ısı transferini %34 arttırdığı ve basınç düşümünü ise %37 azalttığı tespit edilmiştir.

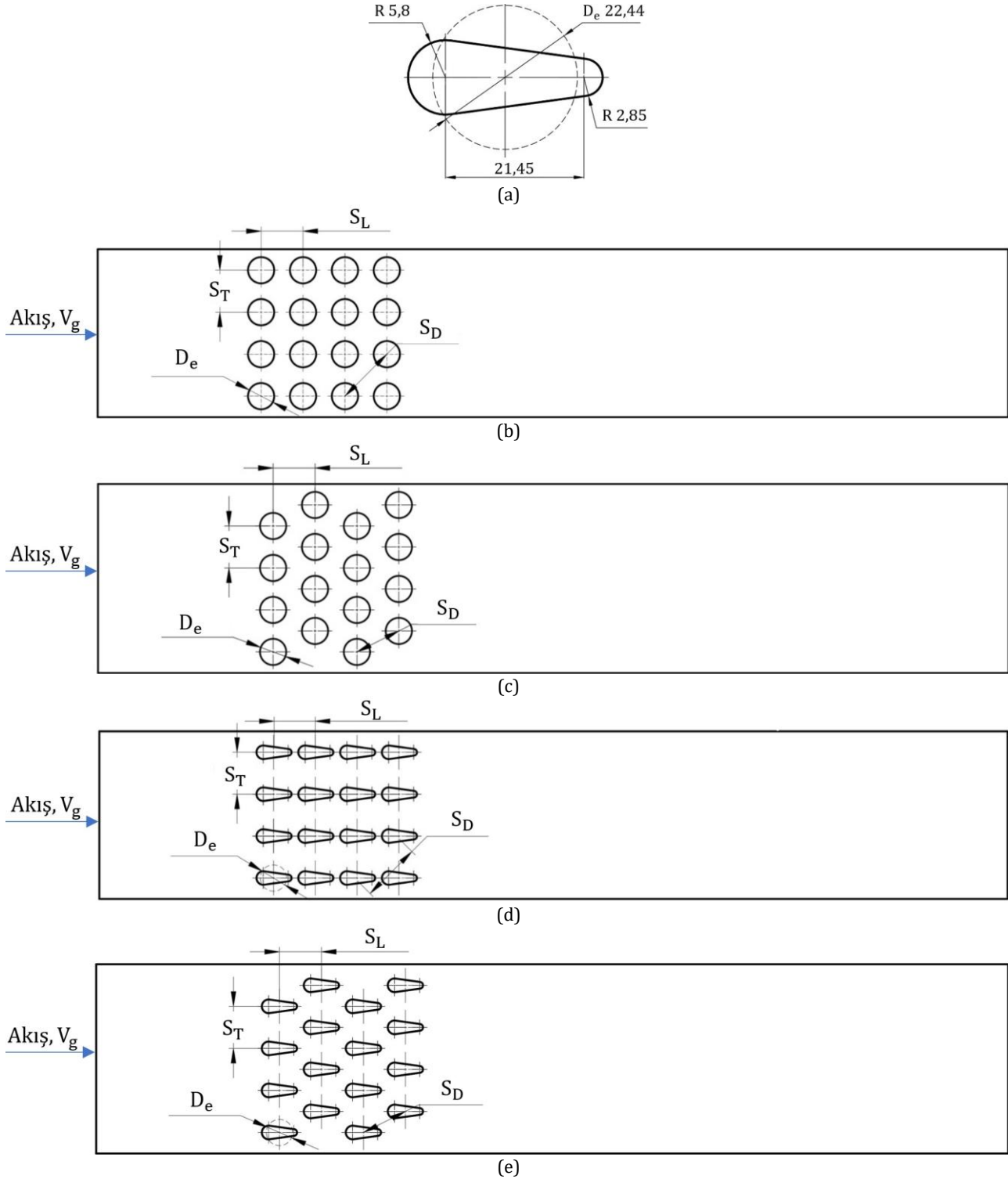
Literatürdeki çalışmalardan da anlaşılacağı üzere farklı boru şekillerinin ısı transferi, basınç düşümü, entropi üretimi ve alan uyum faktörü üzerinde etkilidir. Bu çalışma kapsamında literatürden farklı olarak düzgün/kaydırılmış sıralı dairesel/kanat şekilli boru kullanımı (dört durum) ve enine ve boyuna boyutsuz adım oranlarının üç farklı değeri ($S_L^* \times S_L^* = 1,3 \times 1,3$, $S_L^* \times S_L^* = 1,6 \times 1,6$, $S_L^* \times S_L^* = 2 \times 2$) için kapsamlı sayısal testler

yapılmış ve her bir durum için ısı transferi, basınç düşümü, entropi üretimi ve alan uyum faktörü ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir.

2. Materyal ve Metot

2.1. Parametrik modeller

Kanat şekilli boru kesiti Şekil 1a, düzgün ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel ve kanat şekilli boru demeti durumları ise sırasıyla Şekil 1b, 1c, 1d ve 1e'de gösterilmektedir. Bu çalışmada, dört durum için enine ve boyuna boyutsuz adım oranlarının üç farklı değeri ($S_T \times S_L = 1,3 \times 1,3$, $S_T \times S_L = 1,6 \times 1,6$, $S_T \times S_L = 2 \times 2$) dikkate alınmıştır. Isı transferi yüzey alanı dairesel ve kanat şekiller için eşittir ve eşdeğer çap $D_e = 22,44$ mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 1. (a) Kanat şekilli boru kesiti (mm) (b) düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti (c) kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti (d) düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti (e) kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti

2.2. Korunum denklemleri

Akışın sıkıştırılmaz, kararlı, türbülanslı ve iki boyutlu olduğu kabul edilmiştir. Türbülans modeli olarak RNG k-ε geliştirilmiş duvar fonksiyonu kullanılmıştır. Türbülans ve korunum denklemleri aşağıda verilmiştir [16]:

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

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

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

Türbülans kinetik enerjisi ve yayılım denklemleri, aşağıda verilmiştir:

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

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

α_k ve α_ε , k ve ε 'un ters efektif Prandtl sayısı olarak gösterilir. Türbülans kinetik enerjisinin oluşumu G_k ile tanımlanmakta olup Eş. (6) ile hesaplanır.

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

Efektif türbülans vizkozitesi μ_{eff} ile tanımlanır ve Eş. (7) ile hesaplanır. μ_t değeri ise Eş. (8) ile hesaplanır.

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

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

Eş. (8)'de, $C_\mu = 0,0845$ olarak kabul edilmiştir. Eş. (5)'te $C_{1\varepsilon}$ ve $C_{2\varepsilon}$ sabitleri sırasıyla 1,42 ve 1,68 olarak alınmıştır [16].

2.3. Veri analizi

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

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

şeklinde tanımlanır. Enine ve boyuna boyutsuz adım oranları (S_T^* ve S_L^*) şu şekilde tanımlanmıştır:

$$S_T^* = \frac{S_T}{D_e} \quad (10)$$

$$S_L^* = \frac{S_L}{D_e} \quad (11)$$

Ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}),

$$\overline{Nu} = \frac{q'' D_e}{k_{hava} \Delta T_{LM}} \quad (12)$$

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

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{duvar} - T_{giris}) - (T_{duvar} - T_{cikis})}{\ln \frac{T_{duvar} - T_{giris}}{T_{duvar} - T_{cikis}}} \quad (13)$$

şeklinde tanımlanır. Burada, T_{duvar} [K] boru yüzey sabit sıcaklığını, T_{giris} [K] hava giriş sıcaklığını ve T_{cikis} [K] hava çıkış sıcaklığını temsil etmektedir.

Film sıcaklığı (T_f),

$$T_f = \frac{T_{duvar} + T_{giris}}{2} \quad (14)$$

ifadesinden hesaplanır. Sürtünme faktörü (f),

$$f = \frac{2 \Delta P}{N_L \rho V_g^2} \quad (15)$$

ifadesinden belirlenir. Burada, N_L akış yönündeki boru sayısını temsil etmektedir. Alan uyum faktörü [18],

$$A_{GF} = \frac{\overline{Nu}}{Re_g Pr^{1/3} f} \quad (16)$$

şeklinde hesaplanır. Entropi üretimi (\dot{S}_{gen}) [19],

$$\dot{S}_{gen} = \frac{Q (T_{giris} - T_{duvar})}{T_{giris} T_{duvar}} + \frac{\dot{m} \Delta P}{\rho T_{giris}} \quad (17)$$

ifadesinden hesaplanmıştır. Burada \dot{m} kütleli debiyi ifade etmektedir. Kütleli debi (\dot{m}),

$$\dot{m} = \rho A V_g \quad (18)$$

şeklinde tanımlanmıştır. Burada; A boru demeti hava giriş kesit alanı olarak tanımlanır. A , düzgün ve kaydırılmış sıralı durumlar için, sırasıyla,

$$A = 4 S_T \quad (19)$$

$$A = 4,5 S_T \quad (20)$$

ifadeleriyle hesaplanır. Taşınım ile gerçekleşen ısı transferi (Q),

$$Q = q'' \pi D_e N L \quad (21)$$

şeklinde hesaplanır. Burada N toplam boru sayısını ve L boru boyunu temsil etmektedir.

2.4. Sayısal yöntem

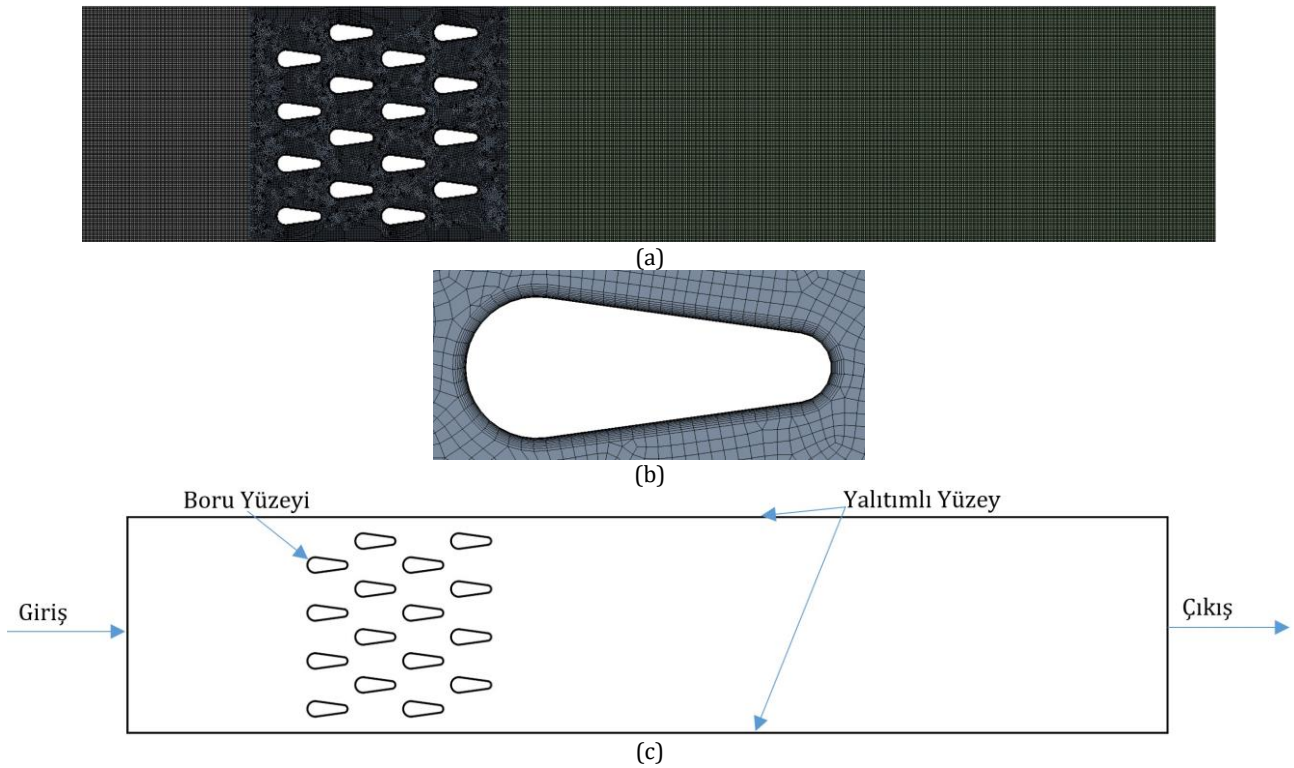
Basınç-hız bağlantısı için COUPLED algoritması kullanılmış olup türbülanslı kinetik enerji ve momentumun ana denklemleri, ikinci mertebeden ayrıklaştırma şeması ile çözülmüştür. Enerji denklemleri için 10^{-8} , süreklilik denklemleri için 10^{-5} , diğer akış denklemleri için 10^{-6} değerleri yakınsama kriteri olarak kullanılmıştır. Borular etrafında Quad/Tri elemanlar ağ yapısı için kullanılmıştır (Şekil 2a). Isı transfer yüzeylerine komşu ağ noktaları ise dörtgensel elemanlar kullanılarak sıklaştırılmış (Şekil 2b) olup $y+$ değerleri 1 ile 5 aralığında tutulmuştur. Sınır

yüzeyleri temsilen kanat şekilli boru demeti üzerinde Şekil 2c'de gösterilmektedir. Sınır koşulları Tablo 1'de sunulmuştur.

Tablo 1. Sınır Koşulları

Yüzey	Sınır Koşulu	Açıklama
Giriş	hız-girişi	Sıcaklık ve hız dağılımları sabit ve düzenlidir. $T_{giris} = 48,5^{\circ}C$
Çıkış	basınç-çıkışı	Akış yönündeki hız ve sıcaklık gradyanları sıfıra eşittir. Çıkış basıncı atmosfer basıncına eşittir.
Yalıtımlı Yüzey	duvar	Yüzeylerin iyi yalıtıldığı, dışarıya ısı kaybı olmadığı kabul edilmiş ve kaymama sınır şartı uygulanmıştır.
Boru Yüzeyi	duvar	Sabit duvar sıcaklık ve kaymama sınır şartı uygulanmıştır. $T_{duvar} = 7,6^{\circ}C$

$Re_g = 9700$ değerinde ağdan bağımsızlık çalışması yapılmıştır. Altı farklı eleman sayısı için sonuçlar Tablo 2'de verilmiştir. 5 numaralı ağ yapısı ile 6 numaralı ağ yapısının arasındaki fark ortalama Nusselt sayısı için %1,08'dir. Hesaplama süresini kısaltmak için 5 numaralı ağ kullanılmıştır.



Şekil 2. Kaydırılmış sıralı dizilişe sahip kanat şekilli borulu sahip boru demeti için (a) ağ yapısı (b) tek bir boru etrafındaki ağ yapısı (c) sınır koşulları

Tablo 2. Farklı eleman sayıları için $Re_g = 9700$ değerinde ağdan bağımsızlık çalışması

No.	Eleman Sayısı	\overline{Nu}
1	3579	39,396
2	6542	75,044
3	21012	78,054
4	53264	78,454
5	94980	80,591
6	220902	81,462

2.5. Doğrulama

Sayısal çalışmaların doğruluğunun tespiti için hesaplamalar analitik sonuçlar ve/veya deneysel veriler ile karşılaştırılmalıdır. Bu çalışmanın doğrulanmasında, Sayed Ahmed vd. [15] tarafından kaydırılmış sıralı dizilişe sahip kanat şekilli boru demeti için sunulan deneysel veriler ve Žukauskas [5] tarafından kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel şekilli boru demeti için sunulan deneysel veriler kullanılmıştır. Doğrulama çalışmasında, akışkan olarak hava kullanılmış ve havanın film sıcaklığındaki (T_f) termofiziksel özellikleri Tablo 3'te sunulmuştur.

Tablo 3. Doğrulama çalışmalarında kullanılan havanın termofiziksel özellikleri

Özellik	Değer
Isı iletim katsayısı (W/m. K)	0,02648
Yoğunluk (kg/m³)	1,172
Özgül ısı (J/kg. K)	1006
Dinamik viskozite (kg/m. s)	18,60x10 ⁻⁶
Prandtl sayısı	0,7045
Boru yüzey Prandtl sayısı	0,701

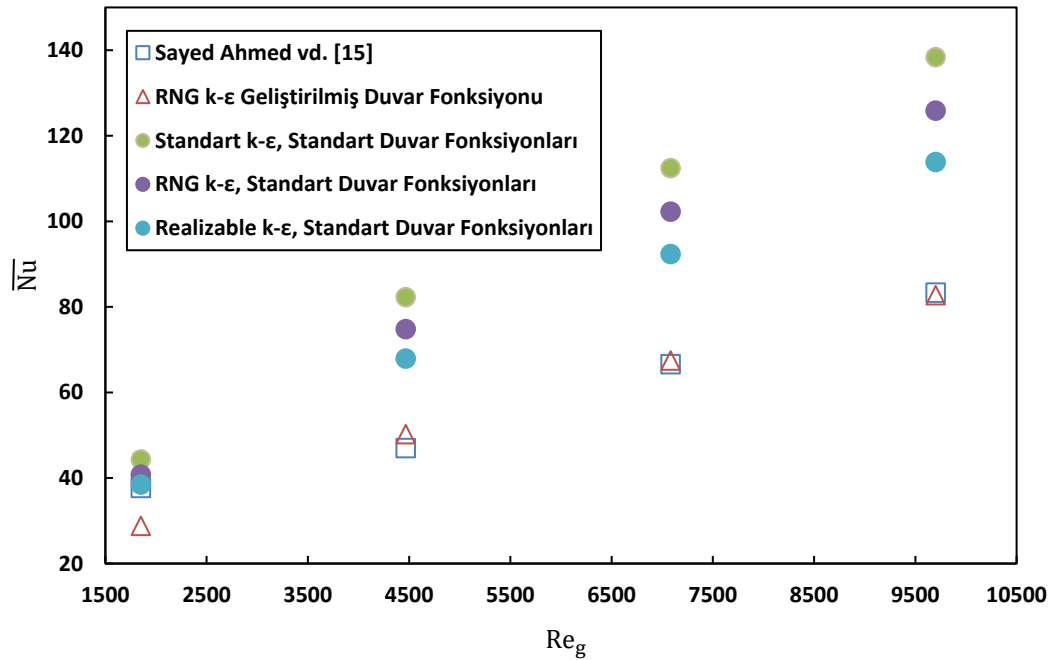
Doğrulama çalışmasının ilk bölümünde kaydırılmış sıralı dizilişe sahip kanat şekilli boru demetinin doğrulaması yapılmıştır. Bu bölümde referans olarak kullanılan Sayed Ahmed vd. [15] tarafından incelenen boru demetine ait veriler Tablo 4'te sunulmuştur. İncelenen boru demeti için ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}) ve Eş. (22) ile basınç düşüm sabiti (P_{dc}) hesaplanmıştır.

Tablo 4. Sayed Ahmed vd. [15] tarafından incelenen boru demetine ait veriler

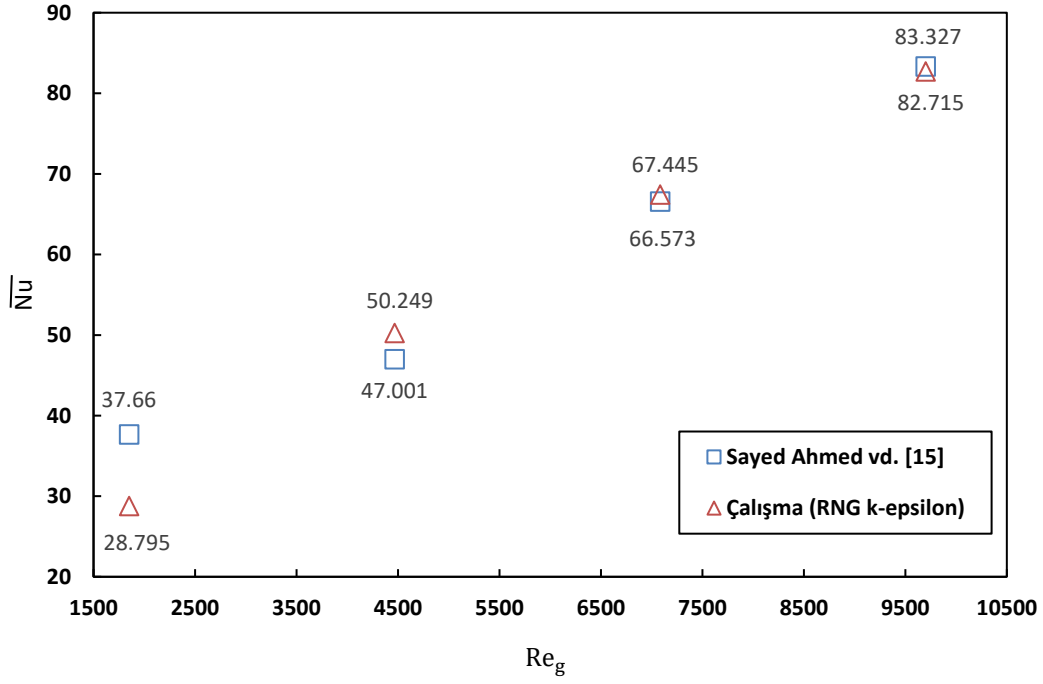
Özellik	Değer
Eşdeğer boru çapı (mm)	22,44
Akış yönü boyuna adım (mm)	37
Akış yönüne dik adım (mm)	37
Boru sayısı	3x7 (toplam 22)
Dış sıcaklık (°C)	48,5
Boru yüzey sıcaklığı (°C)	7,6
Giriş Reynolds sayısı	1850 - 9700

$$P_{dc} = \frac{2 \Delta P}{\rho V_g^2} \quad (22)$$

Ortalama Nusselt sayısının (\overline{Nu}) giriş Reynolds sayısına göre değişimi dört farklı türbülans modeline göre incelenmiş ve sonuçlar Şekil 3a'da sunulmuştur. Sayed Ahmed vd. [15] 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. RNG k- ϵ Geliştirilmiş Duvar Fonksiyonu türbülans modeli için, ortalama Nusselt sayısının (\overline{Nu}) giriş Reynolds sayısına göre değişimi, Şekil 3b'de gösterilmiştir. Seçilen model için, $Re_g = 9700$ 'de hata oranı %0,74 iken $Re_g = 7083$ 'de hata oranı %1,29 olarak gerçekleşmiştir.



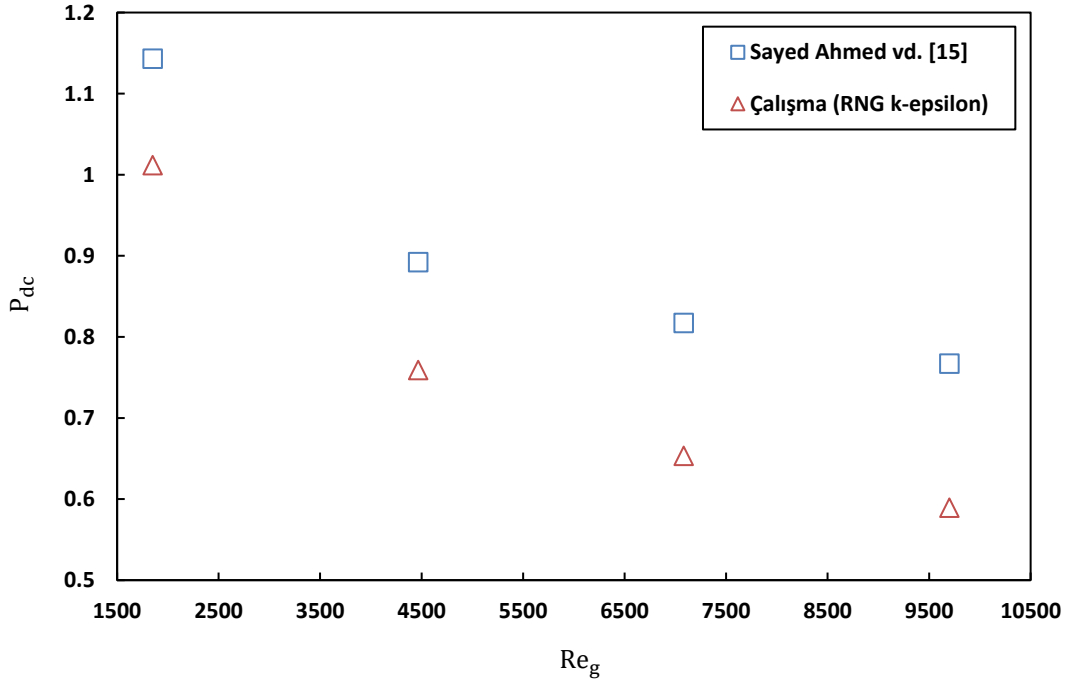
(a)



(b)

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

Basınç düşümü sabitinin (P_{dc}) giriş Reynolds sayısına göre değişimi, Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Basınç düşümü sabitinin giriş Reynolds sayısı ile değişimi

Sayed Ahmed vd. [15] tarafından sunulan deneysel veriler ile **RNG k – ε** modeli sonuçlarının uyumlu olduğu Tablo 5 ile gösterilmektedir.

Tablo 5. Doğrulama çalışmasının Sayed Ahmed vd. [15] tarafından sunulan deneysel sonuçlara göre farkı

Re	\bar{Nu}	P_{dc}
	Fark (%)	
1850	23,5396	11,1549
4467	-6,9105	14,7063

7083	-1,3098	20,1102
9700	0,7345	23,7379

Doğrulama çalışmasının ikinci bölümünde Žukauskas [5] tarafından sunulan deneysel veriler ile karşılaştırılan ve değerleri Tablo 6'da sunulan kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti için ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}) ve sürtünme faktörü (f) hesaplanmıştır.

Tablo 6. Kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demetine ait veriler

Özellik	Değer
Boru çapı (mm)	22,44
Akış yönü dik adım (mm)	33,66
Diyagonal adım (mm)	33,66
Boru sayısı	4x4 (toplam 14)
Dış sıcaklık (C)	48,5
Boru yüzey sıcaklığı (C)	7,6
Maksimum Reynolds sayısı	1850 - 9700

Diyagonal adım (S_D),

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (23)$$

şeklinde tanımlanır. $2(S_D - D) > (S_T - D)$ olduğundan Maksimum ortalama hız,

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V_g \quad (24)$$

ifadesinden elde edilir. Maksimum Reynolds sayısı (Re_{\max}) maksimum ortalama hıza (V_{\max}) bağlı olarak

$$Re_{\max} = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \quad (25)$$

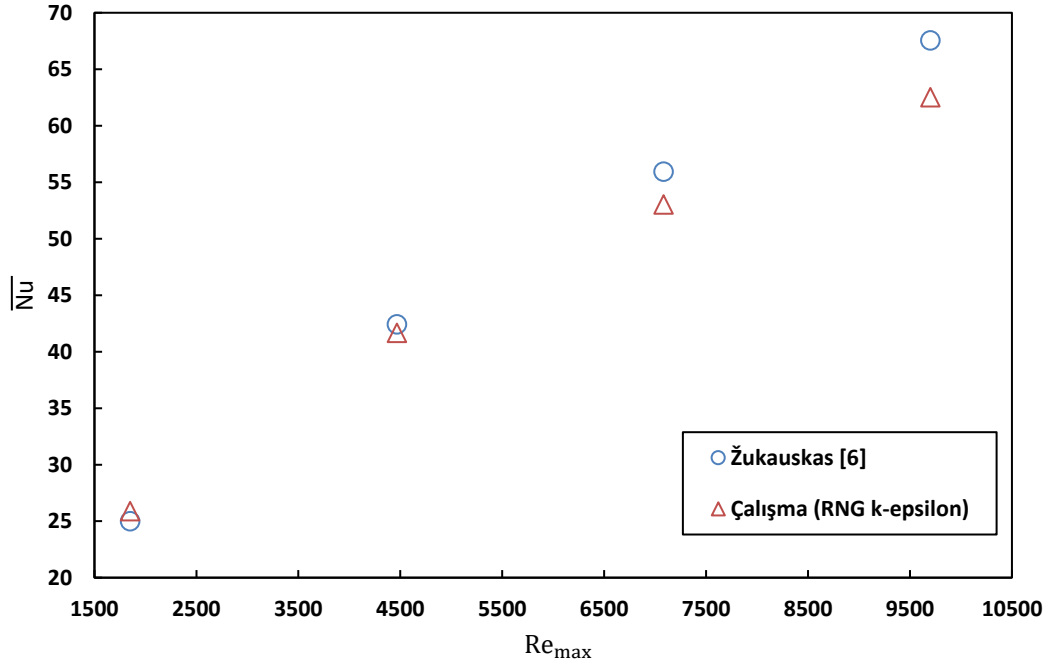
ifadesi ile hesaplanır. Žukauskas [6] tarafından sunulan Maksimum Reynolds sayısı $10 - 2 \times 10^5$ aralığında geçerli bağıntı Eş. (26)'da verilmiştir.

$$\overline{Nu} = C_1 Re_{\max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{duvar}}} \right)^{0,25} \quad (26)$$

Burada akış boyunca boru sayısının (N_L) 20'den fazla olduğu kabulü yapılmıştır. Çalışmada, boru sayısının dört olması nedeniyle, Žukauskas [6] tarafından sunulan düzeltme katsayısı olarak 0,89 değeri kullanılmıştır. C_1 ve m katsayıları için sırasıyla 0,34 ve 0,60 değerleri kullanılmıştır. Ortalama Nusselt sayısı (\overline{Nu}) Eş. (27) kullanılarak hesaplanmıştır.

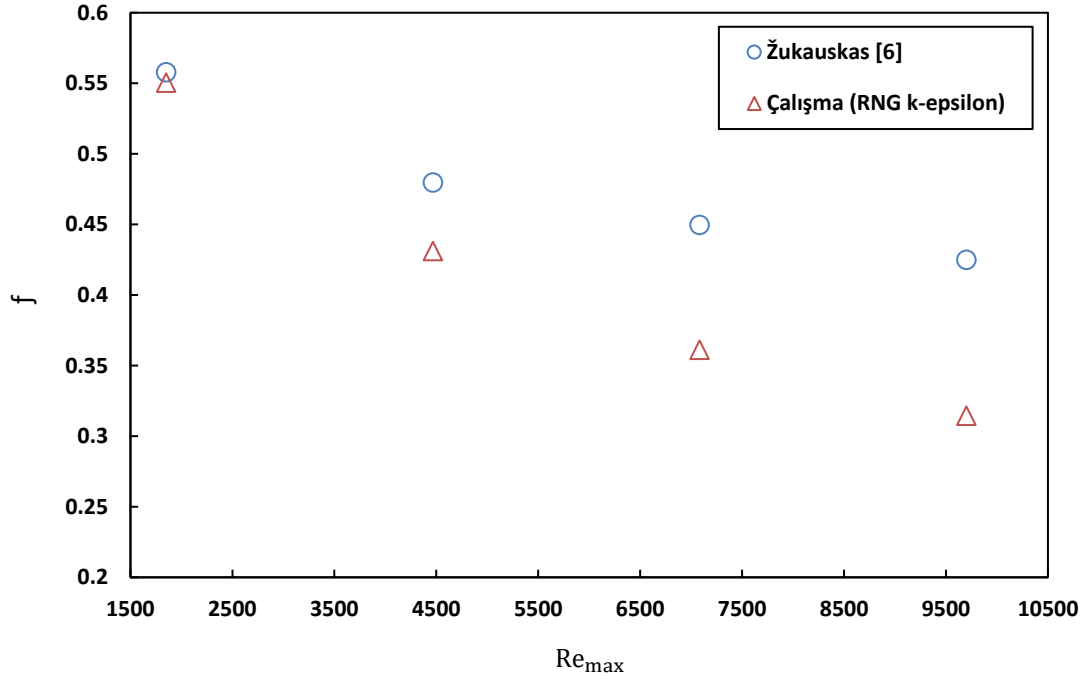
$$\overline{Nu} = 0,89 0,34 Re_{\max}^{0,60} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{duvar}}} \right)^{0,25} \quad (27)$$

Ortalama Nusselt sayısının (\overline{Nu}) maksimum Reynolds sayısına göre değişimi, Şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 5. Ortalama Nusselt sayısının maksimum Reynolds sayısı ile değişimi

Sürtünme faktörünün (f) maksimum Reynolds sayısına göre değişimi, Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 6. Sürtünme faktörünün maksimum Reynolds sayısı ile değişimi

Deneyel veriler ile bu çalışmada elde edilen sonuçlar arasındaki fark Tablo 7'de gösterilmiştir. Žukauskas [6] tarafından sunulan deneysel veriler ile **RNG k – ε** modeli sonuçları uyumlu olduğundan bundan sonraki çalışmalarda kullanılan modelin doğru sonuçlar vereceği kabul edilmiştir.

Tablo 7. Doğrulama çalışmasının Žukauskas [6] tarafından sunulan deneysel sonuçlara göre farkı

Re_{max}	\overline{Nu}	f
	Fark (%)	
1850	3,9391	5,1518
4467	-1,0973	-5,8461
7083	-4,7143	-16,0177

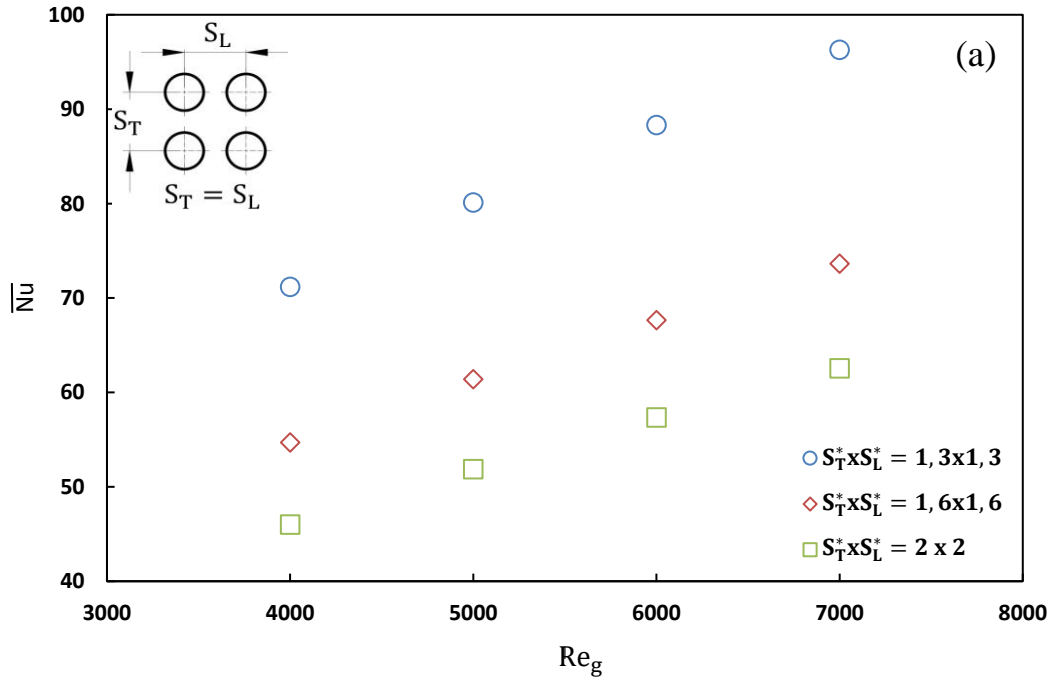
3. Bulgular

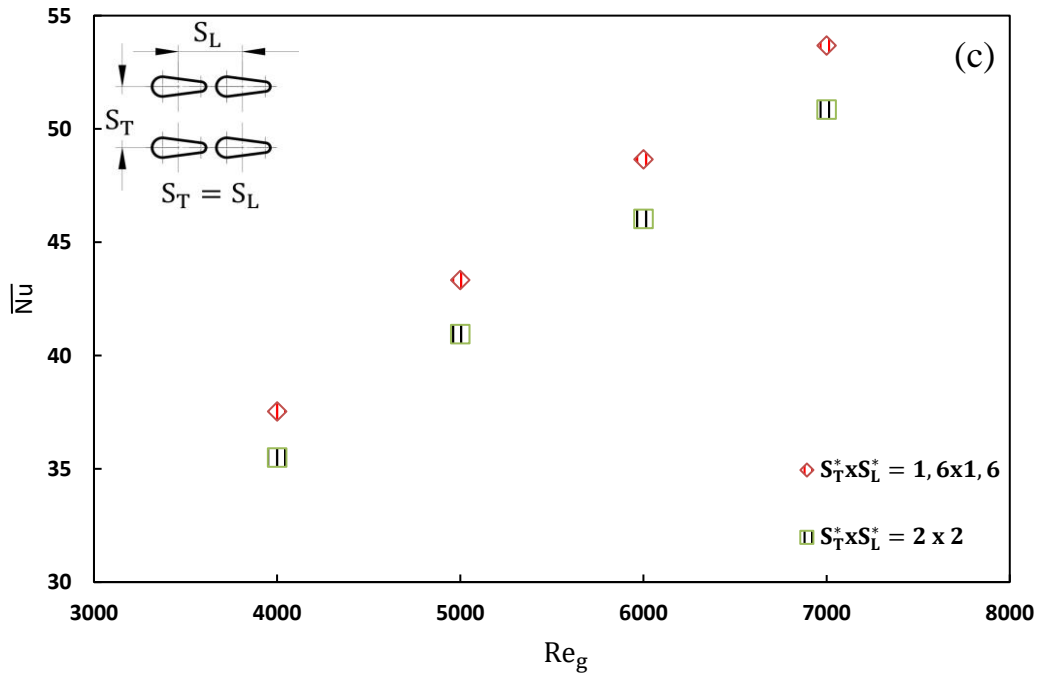
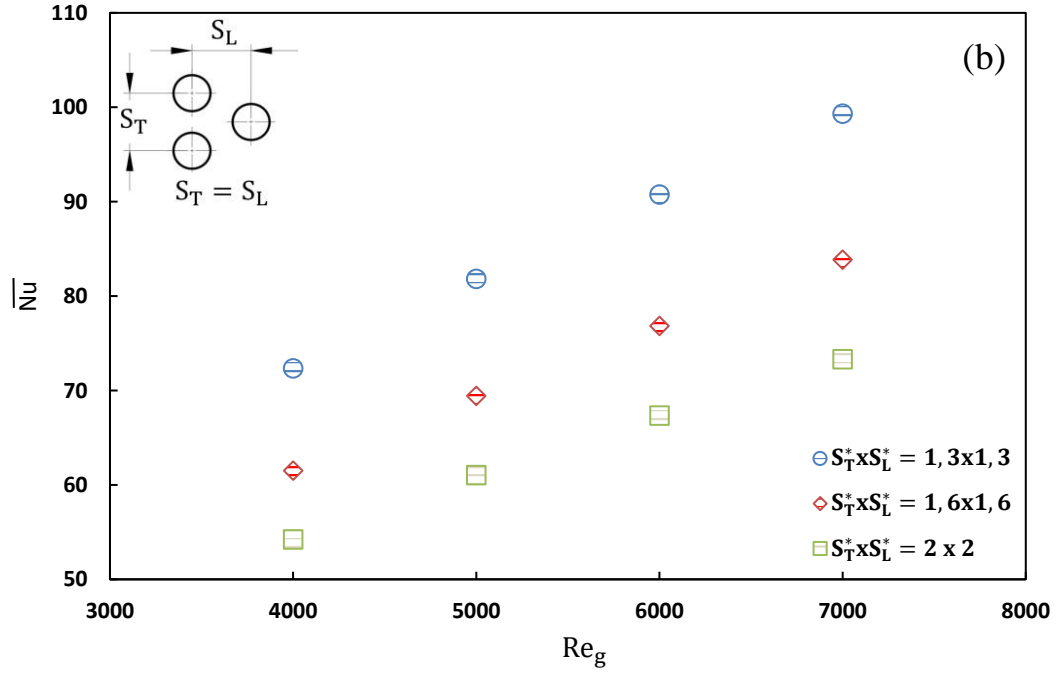
Bu çalışmada, giriş Reynolds sayısı 4000, 5000, 6000, 7000 değerleri için dört farklı durumda ısı transferi, sürtünme faktörü, entropi üretimi ve alan uyum faktörü incelenmiştir. Çalışmada kullanılan enine ve boyuna boyutsuz adım oranı değerleri Tablo 7'de sunulmuştur. Düzgün sıralı kanat şekilli boru demetinin çalışıldığı durumda geometrik sınırlama nedeniyle 1,3x1,3 boyutsuz adım oranında inceleme yapılamamıştır.

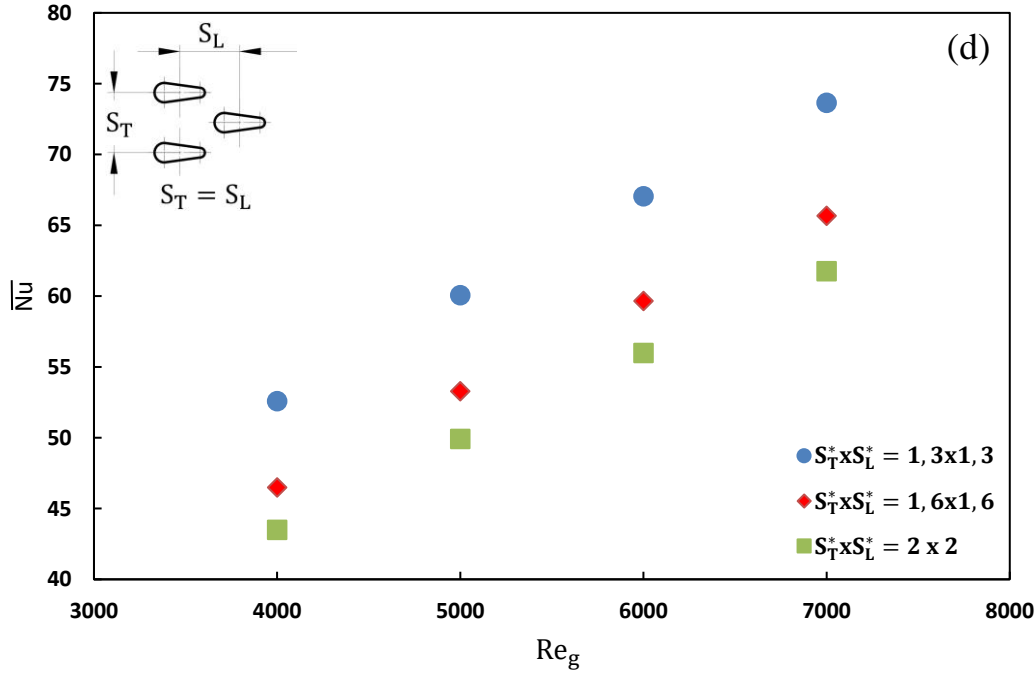
Tablo 7. Bu çalışmada kullanılan $S_T^* \times S_L^*$ değerleri

$S_T^* \times S_L^*$	Durum a	Durum b	Durum c	Durum d
	Düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti	Kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti	Düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti	Kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti
1,3x1,3	x	x	-	x
1,6x1,6	x	x	x	x
2x2	x	x	x	x

Çalışılan durumlar ve 1,3x1,3, 1,6x1,6, 2x2 boyutsuz adım oranı değerleri için giriş Reynolds sayısı ile Şekil 7'de ortalama Nusselt sayısının (\overline{Nu}), Şekil 8'de sürtünme faktörünün (f), Şekil 9'da entropi üretiminin (\dot{S}_{gen}) ve Şekil 10'da alan uyum faktörünün (A_{GF}) değişimi sunulmuştur. Ortalama Nusselt sayıları her bir durum ve boyutsuz adım oranında beklenildiği gibi en yüksek giriş Reynolds sayısı değerinde ($Re_g = 7000$) elde edilmiştir. Aynı boyutsuz adım oranı değerlerinde akışın geçtiği kesitlerin boyutlarının daha büyük olması sebebi ile kanat şekilli boru demetlerinde daha düşük ortalama Nusselt sayıları elde edilmiş olup çalışılan giriş Reynolds sayısı ve boyutsuz adım oranı değerlerinde, kanat şekilli boru kullanımı ile ortalama Nusselt sayısı dairesel şekilli boru kullanımı durumlarına göre arttırılamamıştır. En düşük ortalama Nusselt sayısı değerleri, düzgün sıralı kanat şekilli boru demetlerinde elde edilmiştir. $Re_g = 7000$ ve boyutsuz adım oranı 1,6x1,6 iken \overline{Nu} değeri en yüksek kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti için 83,86 iken kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti için %24,06 azalış ile 63,68 olarak gerçekleşmiştir. $Re_g = 7000$ ve boyutsuz adım oranı 1,6x1,6 iken kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti kullanımının düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti kullanımına göre Ortalama Nusselt sayısı değerlerinde %12,18 artışa, kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti kullanımının düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti kullanımına göre ise %18,26 artışa neden olmuştur. En yüksek \overline{Nu} değeri $Re_g = 7000$ ve 1,3x1,3 boyutsuz adım oranı değerinde kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti durumunda 99,32, en düşük \overline{Nu} değeri $Re_g = 4000$ ve geometrik olarak mümkün olan 1,6x1,6 boyutsuz adım oranı değerinde düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti durumunda 37,53 olarak gerçekleşmiştir.

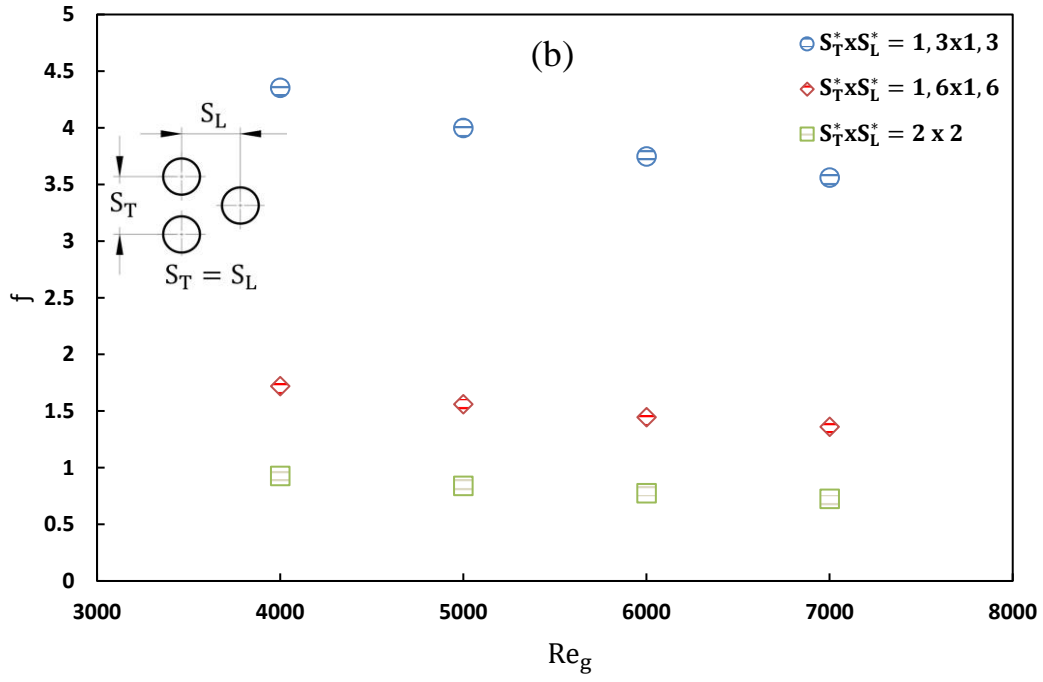
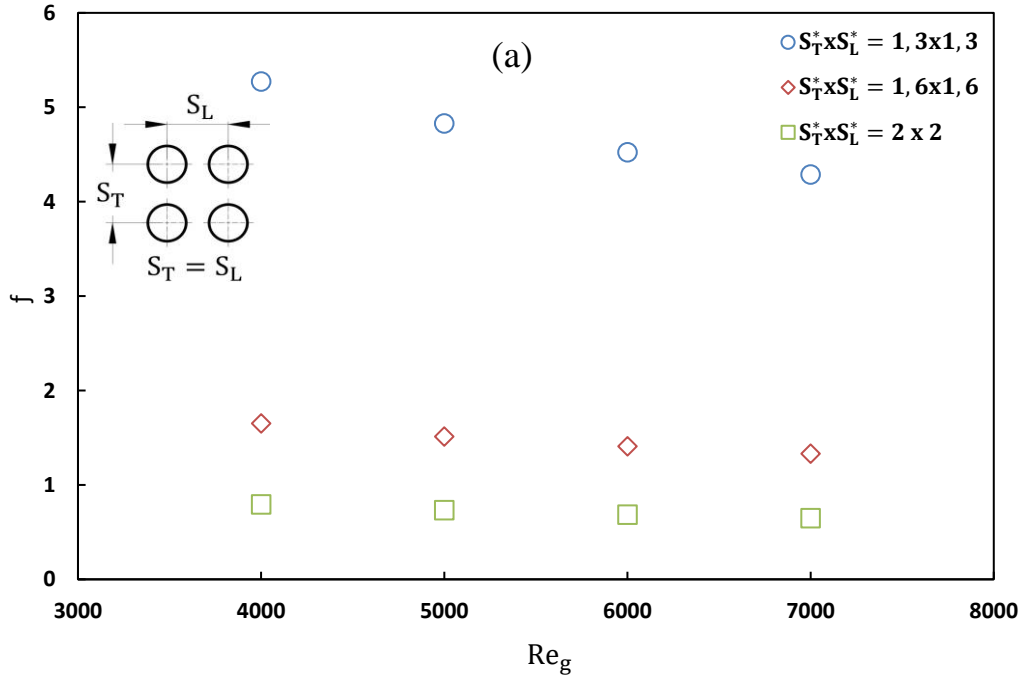


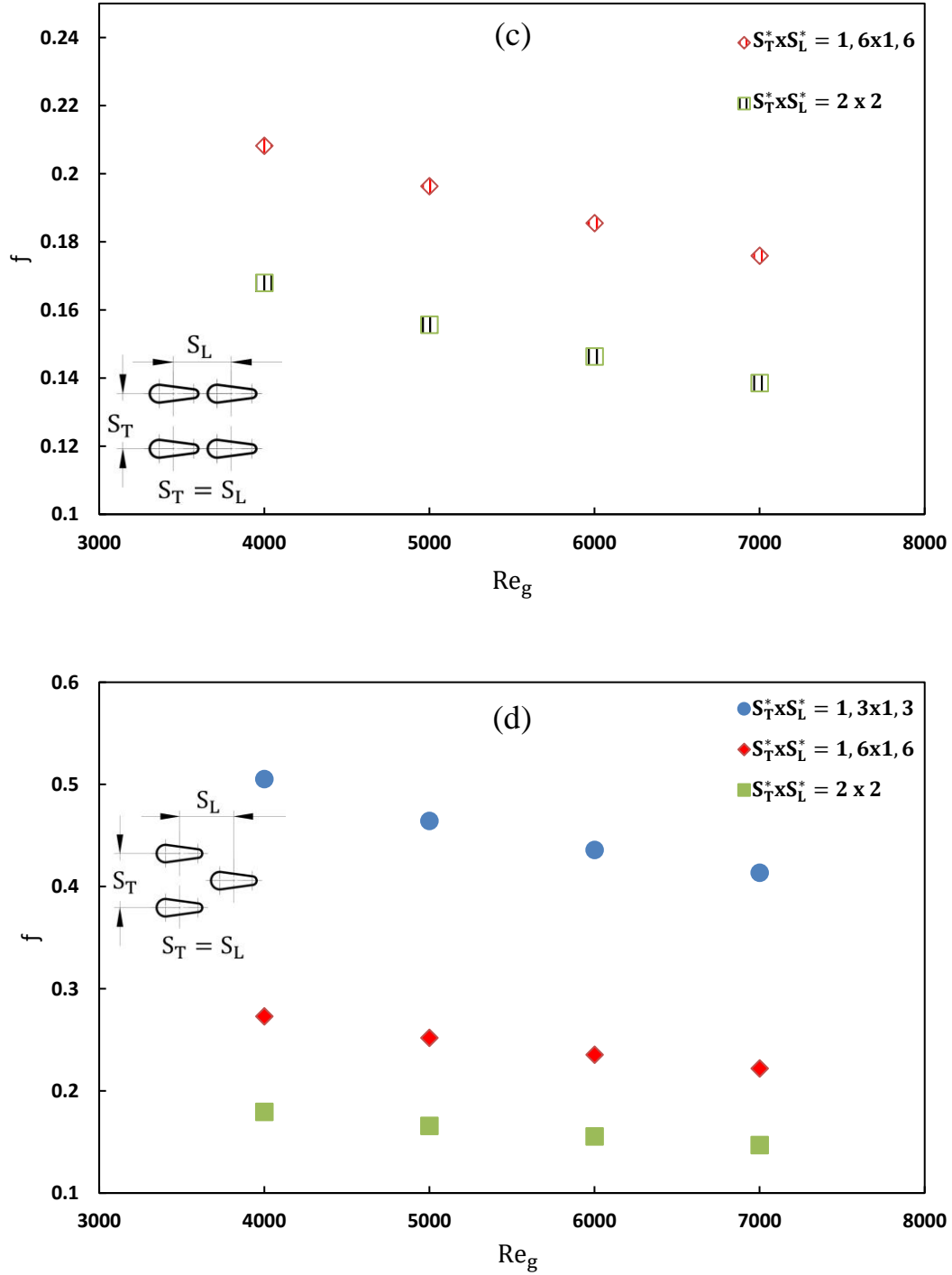




Şekil 7. 1,3x1,3, 1,6x1,6, 2x2 boyutsuz adım oranı değerleri için Ortalama Nusselt sayısının giriş Reynolds sayısı ile değişimi (a) düzgün sıralı dairesel şekilli boru demetinde (b) kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demetinde (c) düzgün sıralı kanat şekilli boru demetinde (d) kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demetinde

Kanat şekilli boru kullanımı ile sürtünme faktörü değerleri azaltılmıştır. En düşük f değerleri düzgün sıralı kanat şekilli boru demetlerinde elde edilirken; 1,3x1,3 boyutsuz adım oranı değerleri için düzgün sıralı dairesel şekilli boru demetinde, 1,6x1,6 ve 2x2 boyutsuz adım oranı değerlerinde ise kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demetlerinde f değerleri en yüksektir. En düşük sürtünme faktörü değerleri her bir durum ve boyutsuz adım oranında beklenildiği gibi en yüksek giriş Reynolds sayısı değerinde ($Re_g = 7000$) elde edilmiştir. $Re_g = 7000$ ve boyutsuz adım oranı 1,6x1,6 iken f değeri en düşük düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti için 0,18 iken en yüksek düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti için 7,4 kat artış ile 1,33 olarak gerçekleşmiştir. $Re_g = 7000$ ve boyutsuz adım oranı 1,6x1,6 iken düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti kullanımının kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti kullanımına göre sürtünme faktörü değerinde %2,2 azalışa, düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti kullanımının kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti kullanımına göre ise %18,18 azalışa neden olmuştur. En yüksek f değeri $Re_g = 4000$ ve 1,3x1,3 boyutsuz adım oranı değerinde düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti durumunda 5,27, en düşük \overline{Nu} değeri $Re_g = 7000$ ve geometrik olarak mümkün olan 2x2 boyutsuz adım oranı değerinde düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti durumunda 0,14 olarak gerçekleşmiştir.

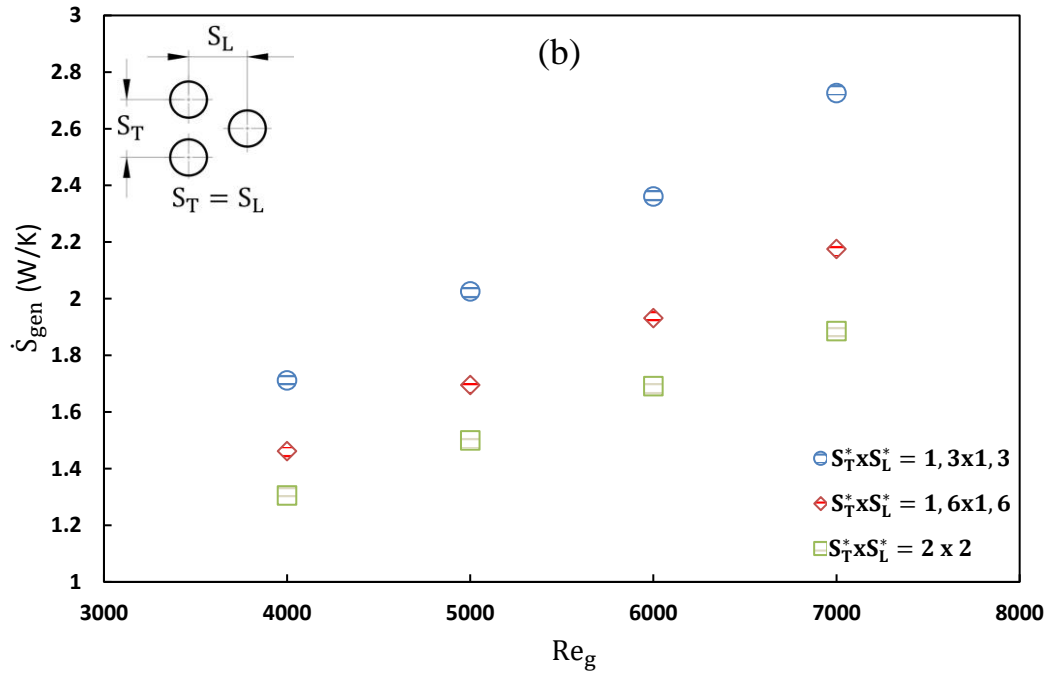
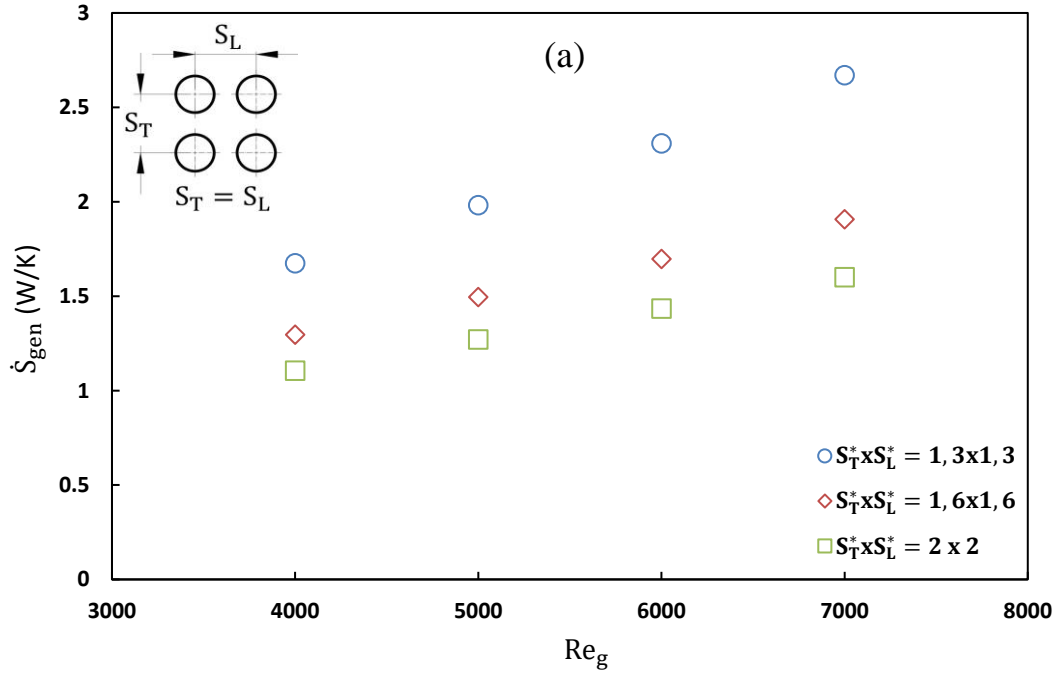


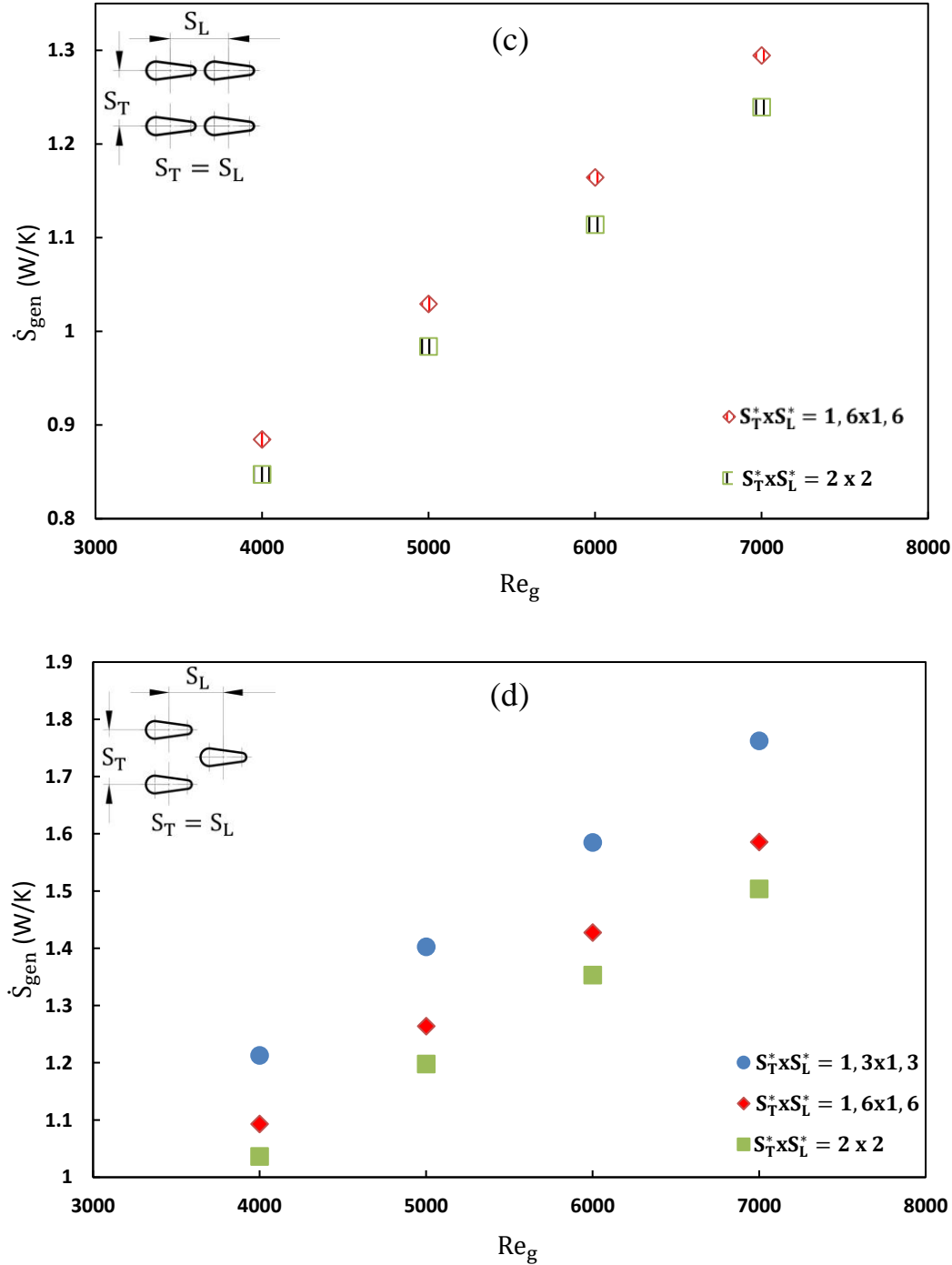


Şekil 8. 1,3x1,3, 1,6x1,6, 2x2 boyutsuz adım oranı değerleri için sürtünme faktörünün giriş Reynolds sayısı ile değişimi (a) düzgün sıralı dairesel şekilli boru demetinde (b) kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demetinde (c) düzgün sıralı kanat şekilli boru demetinde (d) kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demetinde

Kanat şekilli boru kullanımı ile entropi üretimi azaltılmıştır. En düşük entropi üretimi düzgün sıralı kanat şekilli boru demetlerinde elde edilirken, kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demetlerinde ise entropi üretim değerleri en yüksektir. En yüksek entropi üretimi her bir durum ve boyutsuz adım oranında beklenildiği gibi en yüksek giriş Reynolds sayısı değerinde ($Re_g = 7000$) gerçekleşmiştir. $Re_g = 4000$ ve boyutsuz adım oranı 1,6x1,6 iken en düşük entropi üretim değeri düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti için 0,89 W/K iken kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti için %64 artış ile 1,46 olarak gerçekleşmiştir. $Re_g = 4000$ ve boyutsuz adım oranı 1,6x1,6 iken düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti kullanımının kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti kullanımına göre entropi üretiminde %12,31 azalışa, düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti kullanımının kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti kullanımına göre ise %23,60 azalışa neden olmuştur. En yüksek entropi üretimi $Re_g =$

7000 ve 1,3x1,3 boyutsuz adım oranı değerinde kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti durumunda 2,73 W/K, en düşük entropi üretimi ve geometrik olarak mümkün olan 1,6x1,6 boyutsuz adım oranı değerinde düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti durumunda 0,89 W/K olarak gerçekleşmiştir.

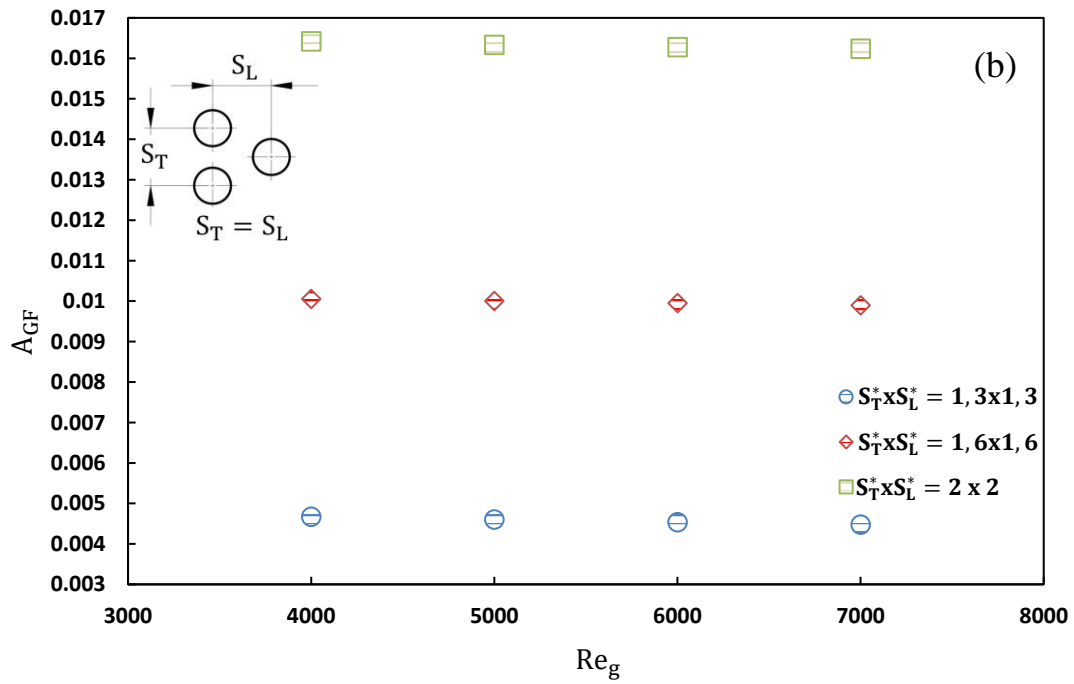
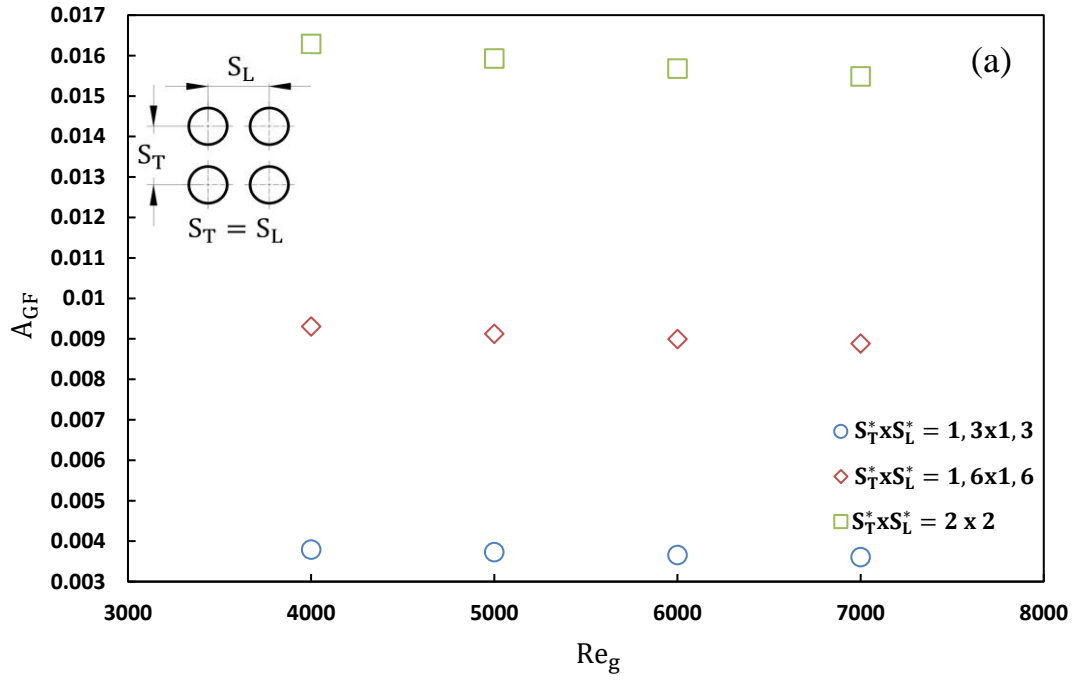


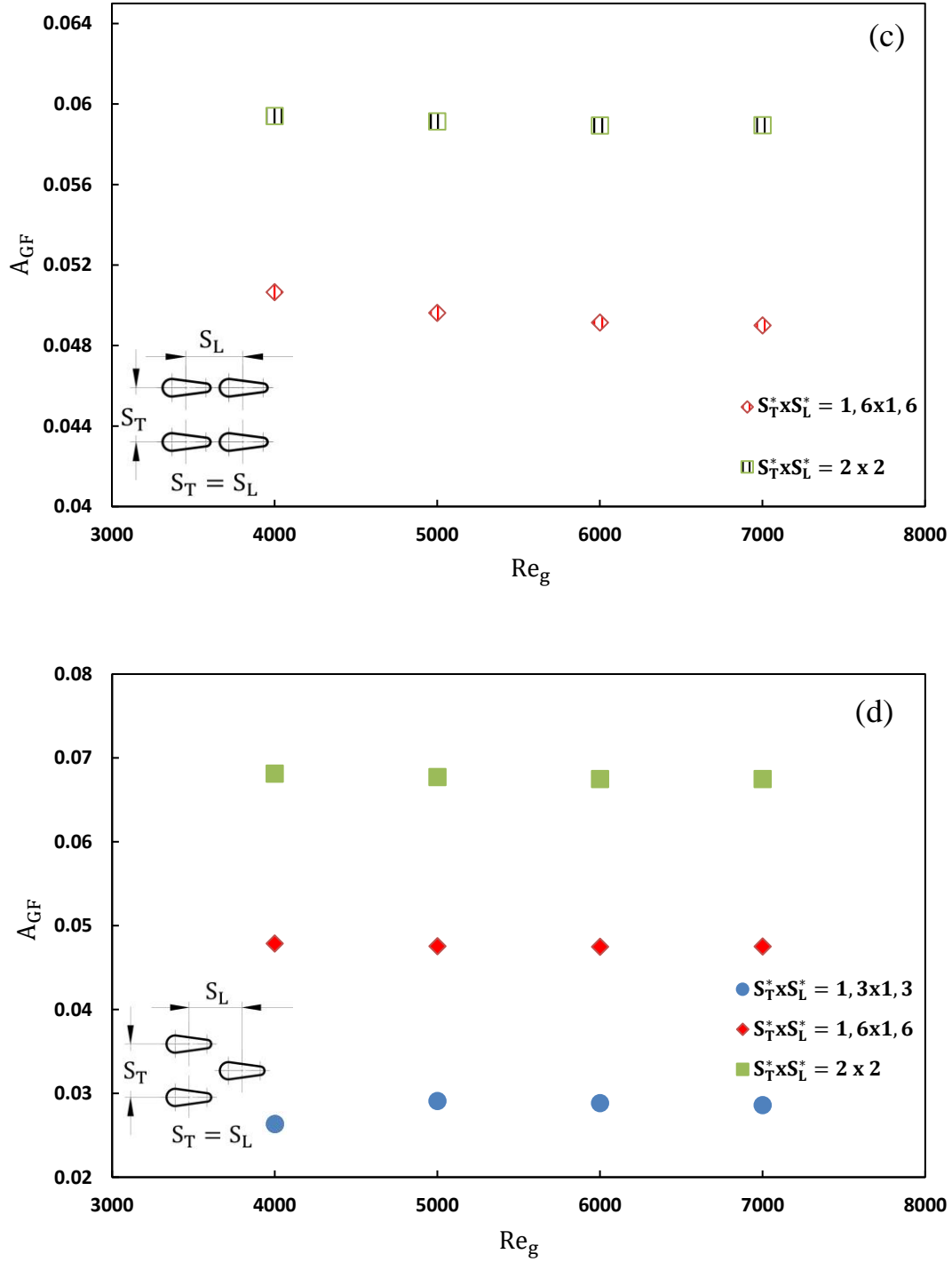


Şekil 9. 1,3x1,3, 1,6x1,6, 2x2 boyutsuz adım oranı değerleri için entropi üretiminin giriş Reynolds sayısı ile değişimi (a) düzgün sıralı dairesel şekilli boru demetinde (b) kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demetinde (c) düzgün sıralı kanat şekilli boru demetinde (d) kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demetinde

Taşıyım ile olan ısı transferinin yüksek ve sürtünme faktörünün düşük olmasının sonucu olarak düşük işletme maliyetli ısı transferi gerçekleşir. Bu durum alan uyum faktörünün büyüklüğü ile tanımlanır. Kanat şekilli boru kullanımı ile alan uyum faktörü artmıştır. En düşük alan uyum faktörü değerleri düzgün sıralı dairesel şekilli boru demetlerinde elde edilirken, kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demetlerinde alan uyum faktörü değerleri en yüksektir. En büyük alan uyum faktörü değerleri her bir durum ve boyutsuz adım oranında en düşük giriş Reynolds sayısı değerinde ($Re_g = 4000$) elde edilmiştir. $Re_g = 4000$ ve boyutsuz adım oranı 2x2 iken alan uyum faktörü değeri en yüksek kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti için 0,068 iken kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti için 4,25 kat azalış ile 0,016 olarak gerçekleşmiştir. $Re_g = 4000$ ve boyutsuz adım oranı 2x2 iken kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti kullanımının düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti kullanımına göre alan uyum faktörü değerinde %0,81 artışa, kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti

kullanımının düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti kullanımına göre ise %15,58 artışa neden olmuştur. En yüksek alan uyum faktörü değeri $Re_g = 4000$ ve 2×2 boyutsuz adım oranı değerinde kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti durumunda 0,068, en düşük A_{GF} değeri $Re_g = 7000$ ve $1,3 \times 1,3$ boyutsuz adım oranı değerinde düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti durumunda 0,0036 olarak gerçekleşmiştir.



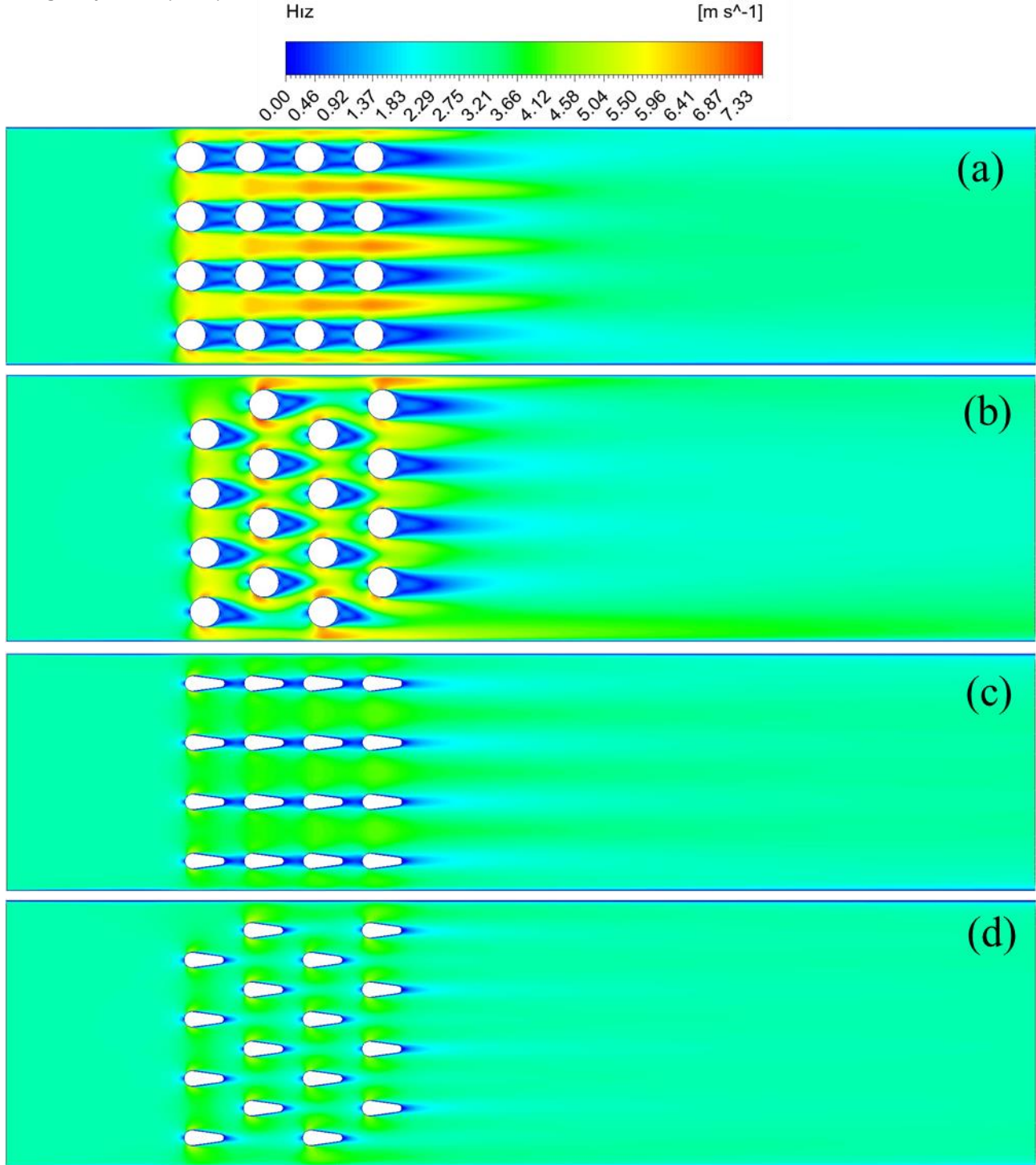


Şekil 10. 1,3x1,3, 1,6x1,6, 2x2 boyutsuz adım oranı değerleri için alan uyum faktörünün giriş Reynolds sayısı ile değişimi (a) düzgün sıralı dairesel şekilli boru demetinde (b) kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demetinde (c) düzgün sıralı kanat şekilli boru demetinde (d) kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demetinde

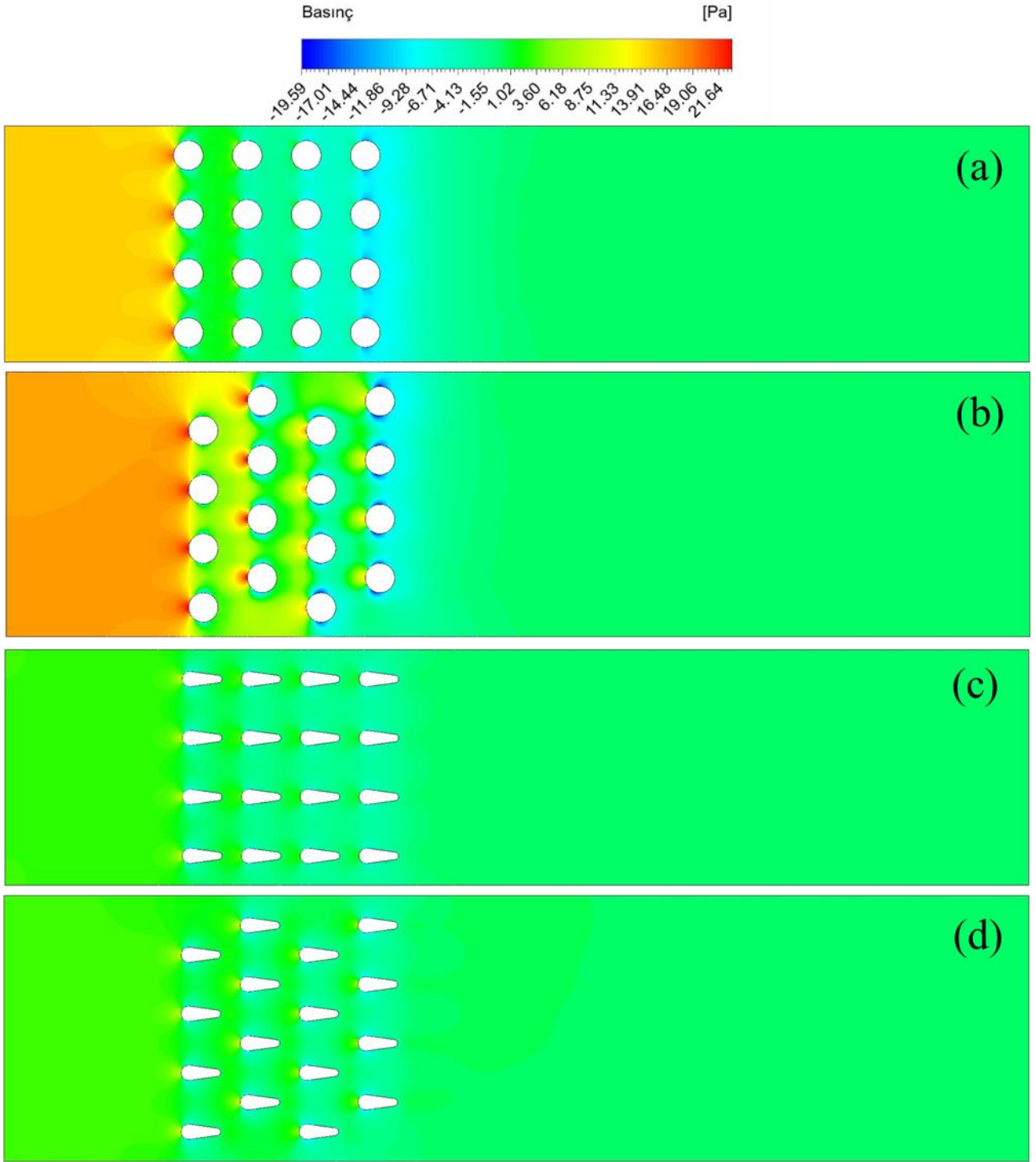
Hız konturlarının düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel ve kanat şekilli boru demetleri için $Re_g = 4000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 2 \times 2$ 'de karşılaştırılmaları Şekil 11'de gösterilmektedir. Akış art iz bölgesinde hız değerleri dairesel şekilli boru demetlerinde geometrik olarak akışa daha uygun kanat şekilli boru demetlerine göre daha geniş alanda neredeyse durma noktasına gelmektedir. Akışın durma noktasına geldiği alan, hava akışının gerçekleştiği kesit alanındaki daralma nedeniyle maksimum hız değerlerinin daha yüksek olduğu kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetlerinde düzgün sıralı boru demetlerine göre daha küçük meydana gelmektedir.

Basınç konturlarının düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel ve kanat şekilli boru demeti için $Re_g = 4000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 2 \times 2$ 'de karşılaştırılmaları Şekil 12'de gösterilmektedir. Düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti kullanımı akışa engel alanı azalttığından önemli ölçüde basınç düşümünü azaltmıştır. Bu durum entropi üretimindeki azalmanın temel nedenidir.

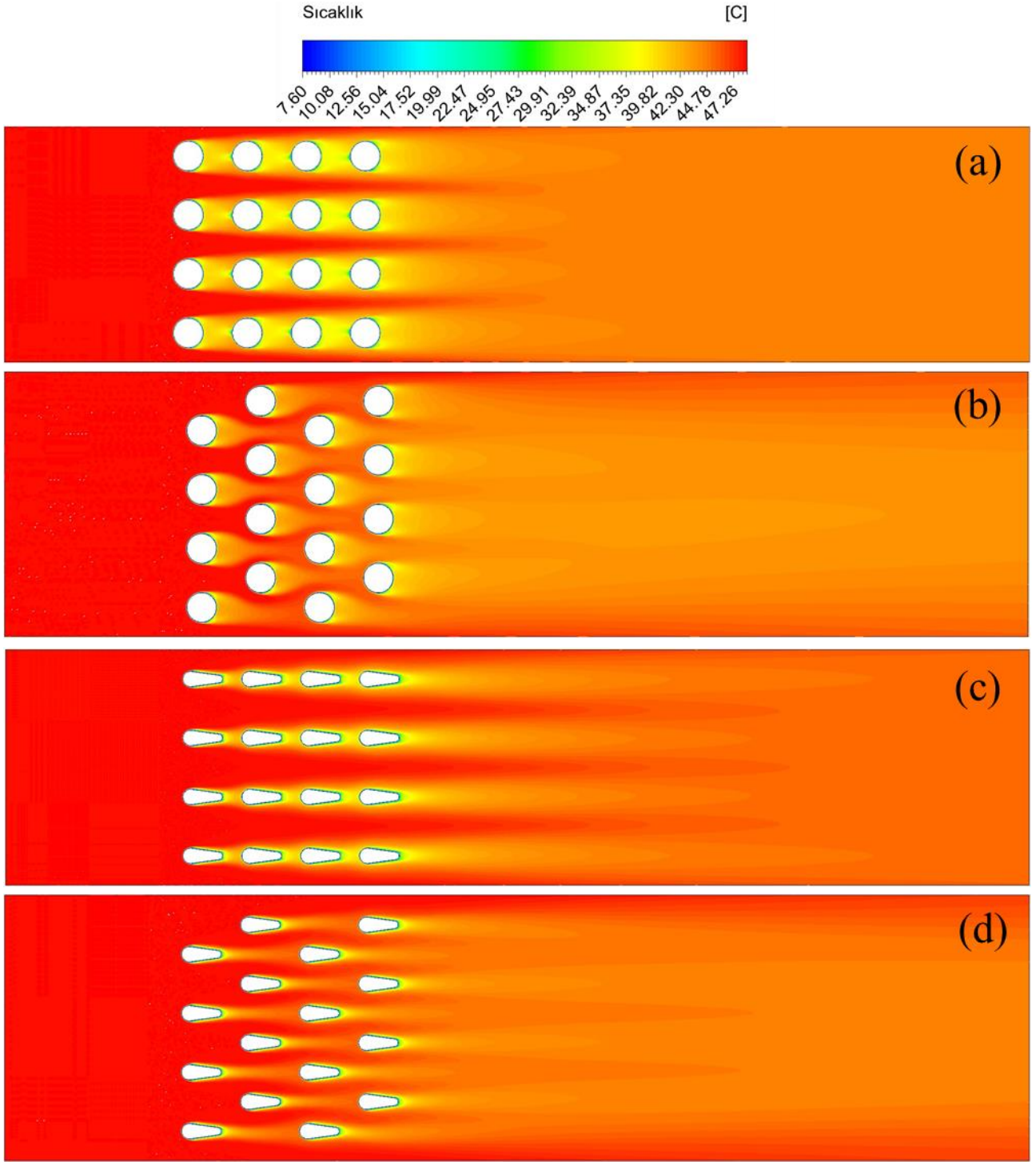
Sıcaklık konturlarının düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip dairesel ve kanat şekilli boru demeti için $Re_g = 4000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 2 \times 2$ 'de karşılaştırılmaları Şekil 13'te gösterilmektedir. Hava akışının gerçekleştiği kesit alanındaki daralma sebebiyle akış hızındaki artışa bağlı olarak daha ince ısıl tabaka oluşmaktadır. Tabaka kalınlığındaki azalma akışın boru yüzeylerinden ayrılma hızını arttırdığı ve bu sebeple daha yüksek ısı transferi ve Ortalama Nusselt Sayısı oluşumuna neden olmuştur. Bu durum hava akış kesit alanındaki daralmanın yüksek olduğu kaydırılmış dizilişe sahip dairesel boru demetinde daha belirgindir.



Şekil 11. Hız konturlarının (a) düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti (b) kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti (c) düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti (d) kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti için $S_T^* \times S_L^* = 2 \times 2$ ve $Re_g = 4000$ değerlerinde karşılaştırılması



Şekil 12. Basınç konturlarının (a) düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti (b) kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti (c) düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti (d) kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti için $S_T^* \times S_L^* = 2 \times 2$ ve $Re = 4000$ değerlerinde karşılaştırılması



Şekil 13. Sıcaklık konturlarının (a) düzgün sıralı dairesel şekilli boru demeti (b) kaydırılmış sıralı dairesel şekilli boru demeti (c) düzgün sıralı kanat şekilli boru demeti (d) kaydırılmış sıralı kanat şekilli boru demeti için $S_T^* \times S_L^* = 2 \times 2$ ve $Re_g = 4000$ değerlerinde karşılaştırılması

4. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışmada, düzgün sıralı ve kaydırılmış sıralı dizilişe sahip boru demetlerinde dairesel ve kanat şekilli boru kullanımına ait dört durum sayısal olarak çalışılmıştır. Böylece, çapraz akışta kanat şekilli boru kullanımının alan uyum faktörü, entropi üretimi, basınç düşümü ve ısı transferine olan etkileri detaylıca tartışılmıştır.

- Çalışılan geometrik parametreler ve giriş Reynolds sayılarında, kanat şekilli boru kullanımı ile elde edilen ortalama Nusselt sayısı dairesel olana göre daha düşüktür. Örneğin, $Re_g = 7000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 1,6 \times 1,6$ 'da kaydırılmış sıralı boru demetlerin en yüksek \overline{Nu} değeri dairesel şekilli boru demetinde 83,86 iken en düşük \overline{Nu} kanat şekilli boru demetinde 65,68 olarak elde edilmiştir. Bu durumda \overline{Nu} %21,68 azalmıştır.

- Kanat şekilli boru kullanımı ile elde edilen sürtünme faktörü dairesel olana göre daha düşüktür. Örneğin, $Re_g = 7000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 1,6 \times 1,6$ 'da düzgün sıralı boru demetlerinde f değeri dairesel şekilli boru demetinde 1,33 iken kanat şekilli boru demetinde 0,18 olarak elde edilmiştir. Bu durumda f %86,47 azalmıştır.
- Kanat şekilli boru kullanımı ile elde edilen entropi üretimi dairesel olana göre daha düşüktür. Örneğin, $Re_g = 7000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 1,6 \times 1,6$ 'da düzgün sıralı boru demetlerinde \dot{S}_{gen} değeri dairesel şekilli boru demetinde 1,91 W/K iken kanat şekilli boru demetinde 1,30 W/K olarak elde edilmiştir. Bu durumda \dot{S}_{gen} %31,94 azalmıştır.
- Kanat şekilli boru kullanımı ile elde edilen alan uyum faktörü dairesel olana göre daha yüksektir. Örneğin, $Re_g = 7000$ ve $S_T^* \times S_L^* = 1,6 \times 1,6$ 'da düzgün sıralı boru demetlerinde A_{GF} değeri dairesel şekilli boru demetinde 0,0089 iken kanat şekilli boru demetinde 0,049 olarak elde edilmiştir. Bu durumda A_{GF} %450,46 artmıştır.

Tesekkür

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.

Kaynakça

- [1] Hilpert, R., 1933. Waermeabgabe Von geheizten Rohren and Graehten. Forschung Auf Dem Gebeit Des Ingenieurwesens, 4(1933), 1027-1038.
- [2] Grimison, E. D., 1937. Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and heat Transfer for Cross Flow of Gases over Tube Banks. Trans. ASME., 59(1937), 583-594.
- [3] Bergelin, O. P., Brown, G. A., Hull, H. L., Sullivan, F. W., 1950. Heat Transfer and Fluid Friction during Viscous Flow across Banks of Tubes-III: A Study of Tube Spacing and Tube Size. Trans. A. Sot. Mech. Engrs., 72(1950), 881-888.
- [4] Bergelin, O. P., Brown, G. A., Doberstein, S. C., 1952. Heat Transfer and Fluid Friction during Flow across Banks of Tubes-IV: A Study of the Transition Zone between Viscous and Turbulent Row. Trans. A. Sot. Mech. Engrs., 74(1952), 953-960.
- [5] Žukauskas, A. 1972. Heat Transfer from Tubes in Crossflow. Advances in Heat Transfer, 8(1972), 93-160.
- [6] Žukauskas, A., Ulinskas, R., 1985. Efficiency parameters for heat transfer in tube banks. Heat Transfer Engineering, 6(1985), 19-25.
- [7] 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, 48(2005), 99-126.
- [8] 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(2006), 4831-4838.
- [9] Gaddis, E. S., 2010. Pressure Drop of Tube Bundles in Cross Flow. VDI Heat Atlas, Berlin (2010), 1076-1091.
- [10] Yılmaz, A., Yılmaz, T., 2016. Çapraz Akışlı Paralel Borulu Boru Demetinde Entropi Üretimini Analitik ve Deneysel Olarak İncelenmesi. Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 31(2016), 223-230.
- [11] Horvart, A., Leskovic, M., Mavko, B., 2006. Comparison of Heat Transfer Condition in Tube Bundle Cross-Flow for Different Tube Shapes. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(2006), 1027-1038.
- [12] 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(2014), 470-476.
- [13] 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. Appl. Therm. Eng., 110(2017), 521-538.
- [14] Khan, W. A., Culham, J. R., Yovanovich, M. M., 2004. Fluid Flow and Heat Transfer from Elliptical Cylinder: Analytical Approach. 37th AIAA Thermophys. Conf., 19(2004).

- [15] Sayed Ahmed, S. A. E., Mesalhy O. M., Khass, T. M., Hassan, A. H. 2012. Parametric Study of Air Cooling Process via Water Cooled Bundle of Wing-Shaped Tubes. Egyptian International Journal of Engineering Sciences and Technology, 15(2012), 1172-1184.
- [16] Fluent, A. (2021). Ansys fluent theory guie. In ANSYS Inc., USA.
- [17] Kuru, M. N., Erdinç, M. T., Karasu, İ., Ünal, Ş. 2023. Boru Demeti Isı Değiştiricilerinde Farklı Boru Çapı Kullanımının Akış ve Isı Transferini İyileştirmeye Etkisi. Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 26(2023), 625-636.
- [18] Aslan, E., Taymaz, İ., Çakır, 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(2023), 175-190.
- [19] Khan, W. A., Culham, J. R., Yovanovich, M. M. 2007. Optimal Design of Tube Banks in Crossflow Using Entropy Generation Minimization Method. Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 21(2007), 372-378.

Semboller

A	boru demeti hava giriş alanı, m ²
A _{GF}	alan uyum faktörü
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
m	kütleli debi, kg/s
N _L	boyuna doğrultudaki boru sayısı
N _T	dikine doğrultudaki boru sayısı
\overline{Nu}	ortalama Nusselt sayısı
P _{dc}	basınç düşüm sabiti
Pr	hava giriş Prandtl sayısı
Pr _{duvar}	boru yüzey Prandtl sayısı
q"	boru yüzeyindeki ısı akısı, W/m ²
Q	boru demetinden taşınım ile yapılan ısı transferi, W
S _D	diyagonal uzunluk, mm
Ş _{gen}	entropi üretimi, W/K
S _L	boyuna uzunluk, mm
S _L [*]	boyuna boyutsuz adım oranı
S _T	enine uzunluk, mm
S _T [*]	enine boyutsuz adım oranı
T _{duvar}	boru yüzey sıcaklığı, K
T _{giriş}	giriş sıcaklığı, K
T _{çıkış}	çıkış sıcaklığı, K
T _f	film sıcaklığı, K
THP	ısıl hidrolik verim
Re _g	giriş Reynolds sayısı
Re _{max}	maksimum Reynolds sayısı
V _g	ortalama giriş hızı, m/s
V _{max}	akış kesitinin minimum olduğu alandaki maksimum ortalama hız, m/s
ρ	yoğunluk, kg/m ³
μ	dinamik vizkozite, kg / m. s
ΔP	basınç düşümü, Pa
ΔT _{LM}	logaritmik ortalama sıcaklık farkı, K