



Sıralı Tip Boru Demetinde Gözenekli Malzeme Gözenek Yoğunluğu ve Kalınlığının Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi

Numerical Investigation of Effects of Pore Density and Thickness of the Porous Material on Heat Transfer and Pressure Drop in In-Line Tube Banks

Kayhan Dağdır¹ , Buğra Sarper^{1*} , Mehmet Tahir Erdinç¹ 

¹ Tarsus Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Mersin, Türkiye
Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: bugrasarper@tarsus.edu.tr

Geliş Tarihi / Received: 29.05.2021

Kabul Tarihi / Accepted: 20.10.2021

Araştırma Makalesi/Research Article

DOI:10.21205/deufmd.2022247111

Atıf şekli/How to cite: DAĞDIR, K., SARPER, B., ERDİNÇ, M.T. (2022). Sıralı Tip Boru Demetinde Gözenekli Malzeme Gözenek Yoğunluğu ve Kalınlığının Isı Transferi ve Basınç Düşümüne Etkilerinin Sayısal Olarak İncelenmesi. DEUFMD, 24(71), 447-461.

Öz

Bu çalışmada, sıralı tip boru demetinde borular etrafında bulunan gözenekli malzemenin gözenek yoğunluğunun ve malzeme kalınlığının ısı transferi ve basınç düşümüne olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal hesaplamalar iki boyutlu olarak, laminer ve kararlı akış koşullarında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada, etrafi çevresel olarak tamamen gözenekli malzeme kaplı borular dikkate alınarak, gözenekli malzemenin gözenek yoğunluğu (ω) 10, 20 ve 40 PPI ve her bir gözenek yoğunluğu için gözenekli malzeme kalınlığı (t_p) 1, 2, 3 ve 4 mm olacak şekilde analizler gerçekleştirilmiştir. Gözenekli malzeme kalınlığı ve gözenek yoğunluğunun, ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri değerlendirilmiş olup; ısı transferi, basınç düşümü, ısı transferinin fan gücüne oranı ve hız-sıcaklık konturları sunulmuştur. Analizler sonucunda, en yüksek ısı transferinin 20 PPI gözenek yoğunluğunda ve 4 mm metal köpük kalınlığında, en yüksek basınç düşümünün 40 PPI gözenek yoğunluğunda ve 4 mm gözenekli malzeme kalınlığında elde edildiği belirlenmiştir. Isı transferinin fan gücüne oranı değerlendirildiğinde 20 PPI gözenek yoğunluğu ve 1 mm kalınlığındaki metal köpüğün ısı transferi ve basınç düşümü açısından optimum olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sıralı tip boru demeti, Gözenekli malzeme, Isı transferi, Basınç düşümü

Abstract

In this study, effects of pore density and thickness of the porous material in in-line tube banks on heat transfer and pressure drop are numerically investigated. Numerical calculations are carried out under two dimensional, laminar and steady flow conditions. In the analyses, considering the porous material covers the tubes, the pore density of the porous material (ω) is taken as 10, 20 and 40 PPI, and the thickness of the porous material (t_p) is taken as 1, 2, 3 and 4 mm for each pore density. Effects of the porous material thickness and pore density on heat transfer and pressure drop are evaluated, and heat transfer, pressure drop, ratio of the heat transfer to the pumping power and velocity and temperature contours are presented. As a result of the analyses, it is determined that the highest heat transfer is obtained at 20 PPI pore density and 4 mm metal foam thickness, and the highest pressure

drop is obtained at 40 PPI pore density and 4 mm porous material thickness. When the ratio of the heat transfer to the pumping power is evaluated, that the optimum case is found for 20 PPI pore density and 1 mm thick metal foam.

Keywords: In-line tube bank, Porous material, Heat transfer, Pressure drop

1. Giriş

Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle birlikte hemen her alanda araştırmacılar yenilikçi teknik ve yöntemler geliştirmek için arayışlarını sürdürmektedir. Bu arayışların odak noktasını enerji verimliliği ve çevreye verilen zararın en aza indirilmesi oluşturmaktadır. Gözenekli malzemeler bu doğrultuda geliştirilen ve çeşitli uygulama alanlarında değerlendirilen yenilikçi bir yaklaşım olarak öne çıkmaktadır. Özel olarak köpük olarak da adlandırılan gözenekli malzemeler ısı-akışkan sistemlerinde yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. Metal köpük tabiriyle anılan metalik yapıli gözenekli malzemelerin düşük ağırlıkları, yüksek ısıl iletkenlikleri, yüksek gaz geçirgenlikleri ve geniş ısı transfer yüzey alanları gibi özellikleri bu malzemeleri öne çıkarmaktadır. Metal köpükler güneş enerjisi, atık ısı geri kazanımı, HVAC (Isıtma, Soğutma ve Havalandırma), nükleer enerji, batarya paketlerinin soğutulması ve elektronik soğutma gibi çeşitli endüstriyel uygulamalardaki ısı değiştiricisi teknolojilerinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Yukarıda bahsedilen özellikler, metal köpükleri kanatçık kullanımına iyi bir alternatif haline getirmektedir. Böylece metal köpüklerin çeşitli endüstriyel uygulamalarda ısı performansın ve enerji verimliliğinin iyileştirilmesinde önemli bir rol oynayabileceği düşüncesi doğmuştur. Bununla birlikte, metal köpük kullanılan ısı değiştiricilerin çeşitli endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak ticarileştirilebilmesi ve kullanılabilmesi için, çok fazlı katı-akışkan akışları ve partikül kirlenmesi gibi konular üzerine araştırmalar yapılarak deneysel tekniklerin ve gelişmiş sayısal modellerin geliştirilmesi, karmaşık çok fazlı akış fiziğinin doğru şekilde tahmin edilebilmesi önemli hale gelmiştir [1,2]. Bu doğrultuda, metal köpüklerin ısı değiştiricilerde kullanımlarına ve gözenekli malzeme içerisindeki ısı transferine yönelik deneysel çalışmalar gerçekleştirilmektedir [3]. Schampheleire vd. [4] tarafından HVAC uygulamalarında kullanılan ticari bir ısı değiştirici üzerinde deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada bir kanatçıklı

ve bir de 10 PPI (Pores Per Inch) gözenek yoğunluklu, açık hücreli alüminyum köpük kullanılan ısı değiştirici karşılaştırılmıştır. Yapılan çalışma sonucunda ısı değiştiricilerin düşük hava hızında (1.1 m/s) benzer performanslara sahip oldukları, daha yüksek hava hızlarında ise kanatçıklı ısı değiştiricinin daha iyi performans gösterdiği belirtilmiştir. Aynı zamanda, metal köpüklü ısı değiştiricide ısıl temas direncinin çok yüksek bir etkiye sahip olduğu ve kanatçıklı ısı değiştiriciden ağırlıkça %20 daha hafif olduğu da rapor edilmiştir. Ancak, deneysel çalışmaların zorluğu ve sayısal yöntemlerdeki gelişmeler zamanla sayısal çalışmalarda artışa sebep olmuştur. Deneysel çalışmalarla doğrulanarak elde edilen sayısal modeller, hızlı ve etkin bir şekilde birçok farklı parametrenin etkisinin incelenemesine imkân sağlamıştır. Jaeger vd. [5] gerçekleştirdikleri çalışmada açık hücreli alüminyum köpüğün geometrik özelliklerinin akış ve ısı transfer karakteristiklerine etkisini deneysel ve sayısal olarak incelenmişlerdir. Ticari bir HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) çözücüsünde gerçekleştirilen hesaplamalar, deneysel veriler yardımıyla doğrulanmıştır. Çalışma sonucunda, sayısal modelin, gözenekli malzeme geometrik özelliklerinin akış ve ısı transferi karakteristikleri üzerindeki etkilerini araştırmak için uygun maliyetli bir yöntem olduğu vurgulanmıştır. Huisseune vd. [6], iki sütundan oluşan ve her sütunda on borunun bulunduğu şaşırtmalı düzendeki metal köpüklü bir ısı değiştiricisinin akış ve ısı transfer karakteristiklerini sayısal olarak incelemişlerdir. İki boyutlu olarak gerçekleştirilen çalışma, deneysel çalışma verileri dikkate alınarak doğrulanmıştır. Çalışma sonucunda aynı fan gücünde, 10 PPI ve 20 PPI gözenek yoğunluklu malzemelerin, kanatçıklı boru demetine oranla daha düşük bir ısı transfer performansı sağladığı belirlenmiştir. Bununla birlikte, 1000 m²/m³ değerinin üzerinde spesifik yüzey alanına sahip 30 ve 35 PPI gözenek yoğunluklu malzemelerin, kanatçıklı yapıdan daha iyi performans gösterdikleri de vurgulanmıştır. Huisseune vd. [7] bir diğer sayısal çalışmalarında, bir boru

demeti ısı değiştiricisini yalın halde, metal köpüklü ve kanatçıklı durumlarda karşılaştırmalı olarak incelemiştir. Çalışmada, Darcy-Forchheimer-Brinkman akış modelini LTNE (Isıl Dengesizlik Hali) enerji modelinde makroskopik yaklaşımla ele almışlardır. Çalışma sonucunda köpüklü yapıdaki ısı değiştiricinin, aynı fan gücünde yalın haldeki duruma göre altı kat daha yüksek ısı transferi sağladığı, kanatçıklı yapının da aynı boyutlarda metal köpüklü durumdan her durumda daha iyi performans gösterdiği ve en iyi gözenekli yapı parametrelerinin, malzemesinin ve boyutlarının seçimi için optimizasyon çalışmalarının gerekliliği belirtilmiştir. Sayısal çalışmalarda LTE (Isıl Denge Hali) ve LTNE (Isıl Dengesizlik Hali) enerji modelleri olmak üzere iki farklı enerji modeli tercih edilebilmektedir. Bu konuda Xu vd. [8] tarafından yapılan bir çalışmada LTE ve LTNE enerji modelleri analitik olarak ele alınmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda LTNE modelinde katı ve akışkan arasındaki sıcaklık farkı çözüme yansıtılabildiği için, bu modelin kullanımının daha uygun olduğu vurgulanmıştır. Bu bağlamda, çalışmalarında LTNE enerji modelini kullanan Buonomo vd. [9-11] alüminyum köpük kullanılan boru demeti ısı değiştiricilerinde ısı ve akış karakteristiklerini sayısal olarak incelemiştir. Çalışmalarda, Darcy-Forchheimer-Brinkman akış ve LTNE enerji modeli iki boyutlu olarak ele alınmıştır. Araştırmacılar boru demeti ısı değiştiricilerde alüminyum köpük kullanımının yalın haldeki duruma göre enerji verimliliğini artırdığını [9-10], gözenekliliğin ve gözenek yoğunluğunun birer bağımsız değişken olarak düşünülerek daha fazla optimizasyon çalışması yapılabileceğini ve gelecek çalışmalarda entropi üretimi ve termoekonomik analizin de gerçekleştirilebileceğini rapor etmişlerdir [11]. Odabae ve Hooman [12] şaşırtmalı tipteki bir boru demeti ısı değiştiricisinde serbest akış hızı, borular arasındaki yatay ve düşey mesafeler, metal köpük kalınlığı ve metal köpüğe ait karakteristiklerin ısı transferi ve akışa olan etkilerini sayısal olarak incelemiştir. Araştırmacılar, çok ince dahi olsa boru demetleri etrafındaki metal köpük kullanımının ısı değiştirici performansını önemli ölçüde etkilediğini belirlemiştir. Alvandifar vd. [13-15] şaşırtmalı tipteki boru demeti ısı değiştiricilerinde boruların metal köpük ile tamamen ya da parçalı şekilde kaplanmasının ısı

değiştirici performansına etkilerini sayısal [13,14] ve deneysel [15] olarak ele almışlardır. Sonuç olarak, yalın haldeki boru demetlerini uygun termofiziksel özelliklere sahip gözenekli malzeme ile kaplanmanın, ısı aktarım hızını yalın haldeki duruma kıyasla önemli ölçüde artırılabilir [13], yine gözenekli malzeme kaplanmasıyla çeşitli boru şekilleri için yalın haldeki duruma göre Nusselt sayısının ve basınç düşümünün arttığı [14] ve kısmen gözenekli malzeme ile kaplanmış boru demetinin ısı performans üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu sonuçlarına varılmıştır [15].

Isı değiştirici uygulamalarında gözenekli malzemelerin kullanımının önemli bir potansiyele sahip olduğu görülmektedir. Zaman ve maliyet açısından büyük avantajlar sağlayan sayısal çalışmalar da giderek önem kazanmaktadır. Literatür araştırmasında görüldüğü gibi akış yönünde farklı sıra sayısına sahip sıralı tip boru demeti ısı değiştiricisinde boruların etrafında çevresel olarak monte edilmiş metal köpük kullanımına yönelik herhangi bir çalışmaya rastlanmamıştır. Literatürdeki çalışmalar [9-11] sıralı tip boru demeti ısı değiştiricilerinde kullanılan metal köpüklerin akış kesitini tamamen kapladığı ve akış yönündeki sadece tek sıra için ele alındığı çalışmalardır.

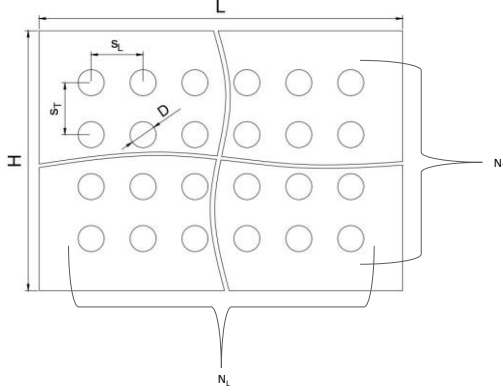
Bu çalışma kapsamında gözenekli malzemelerin önemli bir endüstriyel uygulama olan ısı değiştiricilerde kullanımına yönelik sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Isı değiştirici tipi olarak sıralı tip bir boru demeti ele alınmıştır. Gözenekli malzeme kullanımının basınç düşümü ve ısı transferine etkileri farklı gözenek yoğunluklarında ve farklı malzeme kalınlıklarında sayısal olarak Darcy-Forchheimer-Brinkman akış ve LTNE enerji modeli kullanılarak iki boyutlu ve sürekli rejimde incelenmiştir.

2. Materyal ve Metot

2.1. Problem Tanımı ve Matematiksel Model

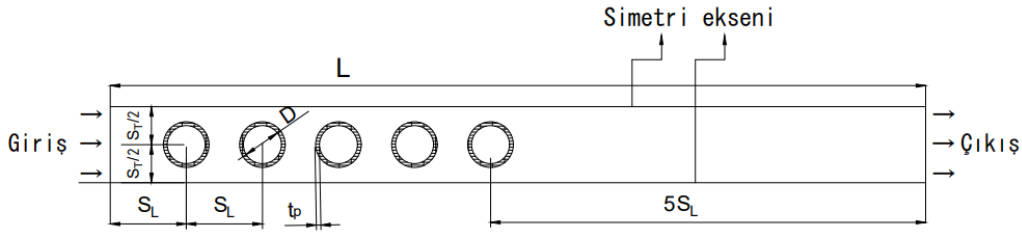
Bu çalışma kapsamında incelenen sıralı tip boru demeti ısı değiştiricisi geometrisinin şematik gösterimi Şekil 1'de sunulmuştur. Burada L , S_L ve N_L sırasıyla akış doğrultusundaki toplam uzunluğu, iki boru arasındaki yatay mesafeyi ve akış doğrultusundaki boru sayısını temsil etmektedir. Benzer şekilde, H , S_T ve N_T de akışa dik doğrultudaki toplam uzunluğu, iki boru arasındaki düşey mesafeyi ve düşey

doğrultudaki boru sayısını temsil ederken; D ise boru demetindeki boruların dış çapını ifade etmektedir.



Şekil 1. Sıralı tip bir boru demeti ısı değiştiricisinin şematik gösterimi

Şekil 1'de boru demeti ısı değiştiriciler için genel bir şematik gösterim verilmiştir. Şekil 2'de ise bu çalışmada kullanılan hesaplama bölgesinin geometrisi sunulmuştur. Burada, akışa dik doğrultudaki boru sayısı $N_T=1$ olacak şekilde dikkate alınmış ve geometrinin simetrik oluşundan faydalanılarak alttan ve üstten simetri sınır şartı tanımlaması ile geometri basitleştirilmiştir. Bununla birlikte, akış doğrultusundaki boru demeti sayısı da $N_L=5$ ile sınırlandırılmıştır. Bu çalışmanın odak noktasını oluşturan gözenekli malzeme ise boru yüzeylerini çevresel olarak sarmakta olup, t_p kalınlığındadır. Tüm bu detayları içeren akış geometrisi Şekil 2'de gösterilmektedir. Geometrik büyüklüklerin sayısal değerleri de ayrıca Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 2. Analizlerde kullanılan boru demeti ısı değiştirici geometrisi

Tablo 1. Geometrik büyüklükler

| S_r [mm] | S_L [mm] | D [mm] | t_p [mm] | L [mm] |
|------------|------------|----------|------------|----------|
| 20 | 20 | 10 | 1-4 | 200 |

Şekil 2'de görüldüğü gibi giriş ile ilk borunun merkezi arasındaki mesafe, borular arasındaki mesafeye eşit ve S_L 'dir. Son borunun merkezi ile çıkış arasındaki mesafe ise $5S_L$ olarak alınmıştır. Çalışmada akışın sürekli rejimde, iki boyutlu ve laminar; akışkanın ise sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiştir. Aynı zamanda, simetri sınır koşulunun kullanımıyla boru demeti ısı değiştiricisinin akış doğrultusundaki bir sırası dikkate alınmıştır. Akış alanı hava ve gözenekli malzemeden oluştuğundan dolayı Navier-Stokes ve enerji denklemleri iki akış bölgesi için ayrı ayrı sunulmuştur [16].

Gözenekli malzeme bulunmayan akış bölgesi için Navier-Stokes ve enerji denklemleri:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

x-momentum denklemi:

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

y-momentum denklemi:

$$\rho_f \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu_f \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

Enerji denklemi:

$$(\rho c_p)_f \left(u \frac{\partial T_f}{\partial x} + v \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

Burada u ve v terimleri sırasıyla x ve y yönlerindeki hızları, T ve P ise sırasıyla akışkan sıcaklığını ve basıncı ifade etmektedir. Akışkana ait büyüklükler f alt indisıyla ifade edilirken; yoğunluk, viskozite, özgül ısı ve ısı iletim katsayısı sırasıyla ρ , μ , c_p ve k sembolleri ile gösterilmektedir.

Gözenekli ortamın modellenmesinde, Darcy-Forchheimer-Brinkman akış ve LTNE enerji modeli kullanılmıştır. Temsili Temel Hacim (TTH) yaklaşımı ve Hacim Ortalama Yöntemi (HOY) uygulanarak, sürekli ortam kabulüyle birlikte gözenekli akış bölgesi için Navier-Stokes ve enerji denklemleri aşağıdaki şekilde elde edilmiştir [17-19]. Gözenekli ortam için yazılan korunum denklemlerinde gözenekli ortama özgü terimler, HOY ile elde edildiği için standart formdaki terimlerle karıştırılmaması adına gözeneklilik kelimesini çağrıştıran g alt indisi ile ifade edilmiştir.

Gözenekli malzeme bulunan akış bölgesi için Navier-Stokes ve enerji denklemleri [16]:

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial u_g}{\partial x} + \frac{\partial v_g}{\partial y} = 0 \quad (5)$$

x-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_f}{\varepsilon^2} \left(u_g \frac{\partial u_g}{\partial x} + v_g \frac{\partial u_g}{\partial y} \right) \\ &= -\frac{\partial P_g}{\partial x} + \underbrace{\frac{\mu_f}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 u_g}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_g}{\partial y^2} \right)}_{\text{Brinkman terimi}} - \underbrace{\frac{\mu_f}{K} u_g}_{\text{Darcy terimi}} \\ & - \underbrace{\frac{C_F}{K^2} \rho_f \sqrt{u_g^2 + v_g^2} u_g}_{\text{Forchheimer terimi}} \end{aligned} \quad (6)$$

y-momentum denklemi:

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_f}{\varepsilon^2} \left(u_g \frac{\partial v_g}{\partial x} + v_g \frac{\partial v_g}{\partial y} \right) \\ &= -\frac{\partial P_g}{\partial y} + \underbrace{\frac{\mu_f}{\varepsilon} \left(\frac{\partial^2 v_g}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_g}{\partial y^2} \right)}_{\text{Brinkman terimi}} - \underbrace{\frac{\mu_f}{K} v_g}_{\text{Darcy terimi}} \\ & - \underbrace{\frac{C_F}{K^2} \rho_f \sqrt{u_g^2 + v_g^2} v_g}_{\text{Forchheimer terimi}} \end{aligned} \quad (7)$$

Gözenekli ortam için momentumun korunumu denklemlerinde standart formdaki denklemlerden farklı olarak yer alan ε , K ve C_F sırasıyla alüminyum köpüğün gözenekliliğini, geçirgenliğini ve atalet kuvvetlerinden kaynaklanan direnç katsayısını ifade etmektedir.

LTNE enerji modelinde hem akışkan (hava) faz hem de katı (alüminyum köpük) faz için enerji denklemi ayrı ayrı dikkate alınmaktadır [11].

Akışkan faz için enerji denklemi:

$$\begin{aligned} & (\rho c_p)_f \left(u_g \frac{\partial T_f}{\partial x} + v_g \frac{\partial T_f}{\partial y} \right) \\ &= \varepsilon k_f \left(\frac{\partial^2 T_f}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} \right) \\ & + h_{sf} a_{sf} (T_s - T_f) \end{aligned} \quad (8)$$

Katı faz için enerji denklemi:

$$\begin{aligned} & (1 - \varepsilon) k_s \left(\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} \right) \\ & - h_{sf} a_{sf} (T_s - T_f) \\ & = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

Burada, f ve s alt indisleri sırasıyla katı ve akışkan fazlarını temsil etmektedir. α_{sf} özgül yüzey alanı yoğunluğunu ve h_{sf} akışkanın gözenekli malzeme içerisindeki ısı taşınım katsayısını ifade etmektedir. LTNE enerji modelindeki "Isıl Dengesizlik" ifadesinin denklemdaki karşılığı en sağdaki terimde yer alan katı sıcaklığı ile akışkan sıcaklığı arasındaki farktır ($T_s - T_f$). Bu terimin dikkate alınması ısı dengesizlik hali olarak ifade edilmektedir. Bu çalışma kapsamında, katı ile akışkan arasındaki sıcaklık farkının ihmal edilemeyecek seviyede

olması göz önünde bulundurularak LTNE modeli kullanılmıştır.

Korunum denklemlerindeki gözenekli malzemeye ait özellikler deneysel olarak belirlenebilmektedir. Literatürde, özellikle gözenekli alüminyum malzemeler için gözenekli ortam özelliklerinin paylaşıldığı çalışmalar yer almaktadır [20-21]. Bu çalışma kapsamında kullanılan gözenekli malzeme özellikleri literatürdeki çalışmalardan [20] yararlanılarak elde edilmiştir. LTNE enerji modelinde yer alan h_{sf} ve α_{sf} terimlerine ait değerler (10) ve (11) numaralı eşitlikler kullanılarak hesaplanmıştır [21].

$$h_{sf} = 0,52 Re_D^{0,5} Pr_{hava}^{0,37} \left(\frac{k_f}{D} \right), \quad (10)$$

$$40 \leq Re_D \leq 1000$$

$$\alpha_{sf} = \frac{3\pi d_b}{(0,59 d_p)^2} \left(1 - e^{-\frac{1-\varepsilon}{0,04}} \right) \quad (11)$$

(11) numaralı eşitlikteki d_b ve d_p terimleri sırasıyla bağ ve gözenek çaplarını ifade etmektedir.

Boyutsuz sayıların hesabında ise (12) ve (13) numaralı eşitlikler kullanılmıştır.

$$Re_D = \frac{\rho_f u_o D}{\mu_f} \quad (12)$$

$$Pr_{hava} = \frac{\mu_f c_p}{k_f} \quad (13)$$

Çalışmada, ısı transferi ve basınç düşümünün yanında ısı transferinin fan gücüne oranı da farklı çalışma parametreleri için hesaplanmıştır. Çevresel olarak alüminyum köpükle kaplı boru demetinden havaya olan toplam ısı transferi

miktarı (17) numaralı eşitlik kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q}_f = h_f A (T_{boru} - T_0) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_s = h_s A (T_{boru} - T_0) \quad (15)$$

$$h = h_f + h_s \quad (16)$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_f + \dot{Q}_s \quad (17)$$

Burada, \dot{Q} boru yüzeyinden havaya olan ısı transferi (\dot{Q}_f) ve gözenekli malzemedan havaya olan ısı transferinin (\dot{Q}_s) toplamını ifade etmektedir. Öte yandan, h_f ve h_s ise sırasıyla boru yüzeyi ile hava arasındaki ortalama ısı taşınım katsayısı ve gözenekli malzeme ile hava arasındaki ortalama ısı taşınım katsayısını belirtmektedir.

Fan gücü ise iki boyutlu akış geometrisinin birim derinliği için (18) numaralı eşitlik kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\dot{W} = u_o S_T \Delta P \quad (18)$$

Burada, u_o havanın giriş hızını, S_T düşey mesafeyi, ΔP giriş ile çıkış arasındaki basınç düşümünü ifade etmektedir.

Çalışma kapsamında üç farklı gözenek yoğunluğu (10, 20 ve 40 PPI) için dört farklı gözenekli malzeme kalınlığında (1, 2, 3 ve 4 mm) ve $Re_D = 200$ değerinde analizler gerçekleştirilmiştir. Kullanılan gözenekli malzeme özellikleri ve gözenekli ortamın özgül alan yoğunluğu Tablo 2'de verilmiştir. Ayrıca çalışma kapsamında dikkate alınan Re_D sayısına karşılık gelen girişteki akışkan hızı, gözenekler arasındaki akış bölgesinin ısı taşınım katsayısı ve havanın termofiziksel özellikleri Tablo 3'te sunulmuştur.

Tablo 2. Gözenekli malzeme (Alüminyum köpük) özellikleri [20]

| ω [PPI] | ε | d_b [m] | d_p [m] | K [m ²] | C_F | α_{sf} [1/m] |
|----------------|---------------|-----------|-----------|-----------------------|-------|---------------------|
| 10 | 0.9486 | 0.0004 | 0.00313 | 1.2x10 ⁻⁷ | 0.097 | 799.58 |
| 20 | 0.9546 | 0.0003 | 0.0027 | 1.3x10 ⁻⁷ | 0.093 | 756.02 |
| 40 | 0.9659 | 0.0002 | 0.0019 | 0.55x10 ⁻⁷ | 0.101 | 860.42 |

Tablo 3. Reynolds sayısına karşılık gelen girişteki hava hızı, havanın termofiziksel özellikleri ve gözenekli ortam ısı taşınım katsayısı

| Re_D | ρ [kg/m ³] | μ [N·s/m ²] | c_p [j/kg·K] | k [W/m·K] | D [m] | U_0 [m/s] | Pr | h_{sf} [W/m ² ·K] |
|--------|--------------------------------|-----------------------------|----------------|-------------|---------|----------------|-------|-----------------------------------|
| 200 | 1.217 | 1.8036x10 ⁻⁵ | 1007 | 0.0253 | 0.01 | 0.296 | 0.718 | 16.458 |

2.2. Çözüm Algoritması ve Sınır Koşulları

Sayısal hesaplamalar ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS Fluent 2021 R2 kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Momentum ve enerji denklemlerinin ayrıklaştırılmasında 2. dereceden akış yönlü fark şeması tercih edilirken; basınç interpolasyonu için 2. dereceden ayrıklaştırma yöntemi uygulanmıştır. Basınç-hız çiftinin çözümü ise COUPLED algoritması aracılığıyla gerçekleştirilmiştir.

Boru demeti girişinde hız girişi “velocity inlet” sınır koşulu, çıkışta basınç çıkışı “pressure outlet” sınır koşulu kullanılmıştır. Hesaplama bölgesinin alt ve üst yüzeylerinde simetri sınır koşulu kullanılmış olup, boru demeti yüzeylerinde sabit sıcaklık ve kaymama sınır koşulu uygulanmıştır. Hesaplama bölgesi girişinde hava sıcaklığı 288 K, boru demeti yüzeylerinde ise 348 K olarak sabit tutulmuştur. Sınır koşullarının matematiksel ifadesi aşağıda verilmiştir.

Boru demeti girişinde:

$$u = u_0 \quad T = T_0 \quad (19,20)$$

Boru demeti çıkışında:

$$\partial u / \partial x = 0; v = 0 \quad \partial T / \partial x = 0 \quad (21,22)$$

Hesaplama bölgesinin alt ve üst yüzeylerinde:

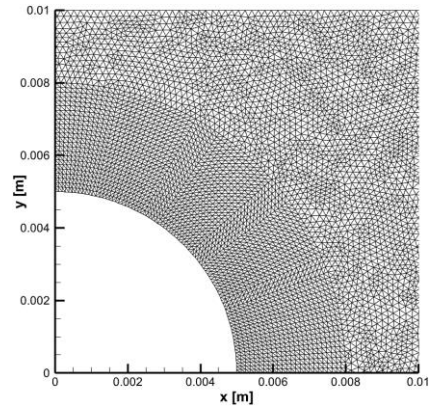
$$\partial u / \partial y = 0; v = 0 \quad \partial T / \partial y = 0 \quad (23,24)$$

Boru demeti yüzeylerinde:

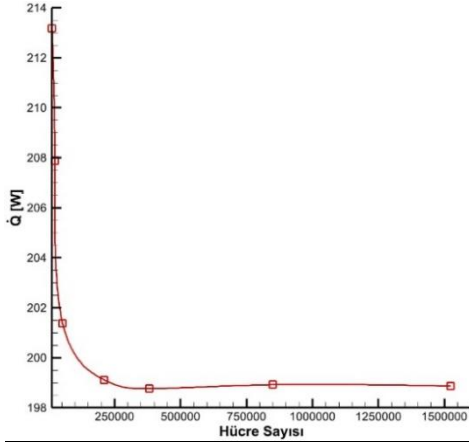
$$u = v = 0 \quad T = T_b \quad (25,26)$$

2.3. Ağ Yapısı ve Sonuçların Doğrulanması

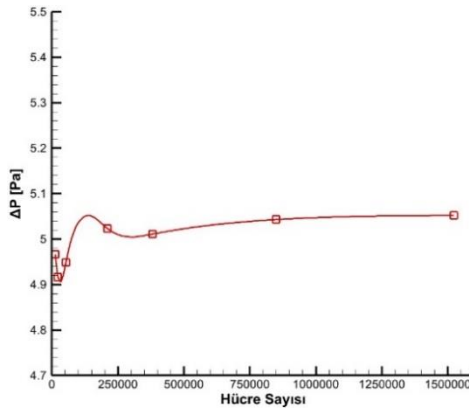
Hesaplamalarda kullanılan ağ yapısı Şekil 3'te gösterilmiştir. Hesaplamalarda uniform üçgenel ağ yapısı kullanılmıştır. Ağ bağımsızlık çalışmaları gözenekli malzemenin $\omega=40$ PPI ve $t_p=4$ mm değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Ağ bağımsızlık çalışması kapsamında hücre sayısı 12989 ile 1523304 arasında değişen yedi farklı ağ yapısı için ısı transferi ve basınç düşümü miktarları değerlendirilmiş ve elde edilen sonuçlar sırasıyla Şekil 4a ve Şekil 4b'de gösterilmiştir. Nihai çözümler için 381568 hücre içeren ağ yapısının yeterli olduğu görülmüştür.



Şekil 3. Analizlerde kullanılan akış alanı ağ yapısı



(a) Hücre sayısına bağlı ısı transferi miktarı

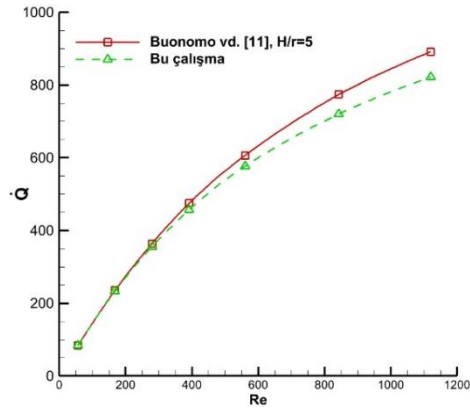


(b) Hücre sayısına bağlı basınç düşümü miktarı

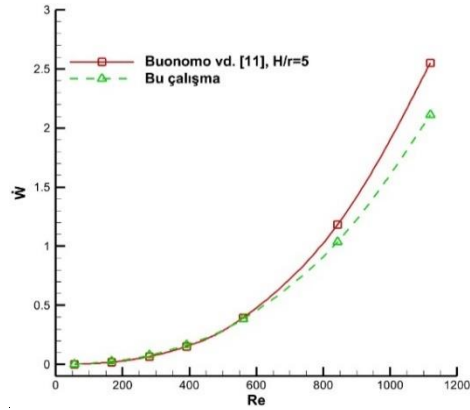
Şekil 4. Ağ bağımsızlık çalışmalarının sonuçları

Literatürde, bu çalışmada verilen şekliyle sıralı tip boru demetinde metal köpük kullanımına rastlanmamıştır. Bounomo vd. [11] çalışmalarında sıralı tip bir boru demetinde tek bir sütun için metal köpük kullanımını sayısal olarak incelemişlerdir. İlgili çalışmada, boruların etrafı akış kesitini tamamen kapatacak şekilde metal köpük ile kaplanmıştır. Sayısal modelin doğruluğu için Bounomo vd. [11]'nin çalışması ele alınmış olup, aynı geometrik boyutlar ve gözenekli malzeme kullanılarak elde edilen sonuçların karşılaştırması Şekil 5'te sunulmuştur. Farklı Reynolds sayıları için analizler gerçekleştirilerek ısı transferi (Şekil 5a) ve fan gücünün (Şekil 5b) Reynolds sayısı ile değişimi için elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır. Şekil 5 incelendiğinde, düşük Reynolds sayılarında ısı transferi ve fan gücü miktarlarının

referans çalışma ile neredeyse birebir örtüştüğü; ancak, artan Reynolds sayısı ile aradaki farkın arttığı görülmektedir. Farklı Reynolds sayıları için yapılan analizler değerlendirildiğinde, ısı transferi ve fan gücü için en yüksek farkın sırasıyla %7.57 ve %16.39 olduğu belirlenmiştir. Bu farkın referans çalışmadaki kullanılan ağ yapısı ve ağ sıklığının mevcut çalışmada kullanılan ağ yapısından farklı olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu çalışmanın gerçekleştirildiği $Re_D = 200$ değerinde ise hem ısı transferi hem de fan gücü değerleri literatürdeki sonuçlar ile oldukça iyi bir uyum sergilemektedir.



(a) Re sayısına bağlı ısı transferi miktarı



(b) Re sayısına bağlı fan gücü miktarı

Şekil 5. Sonuçların literatür ile karşılaştırılması

3. Bulgular

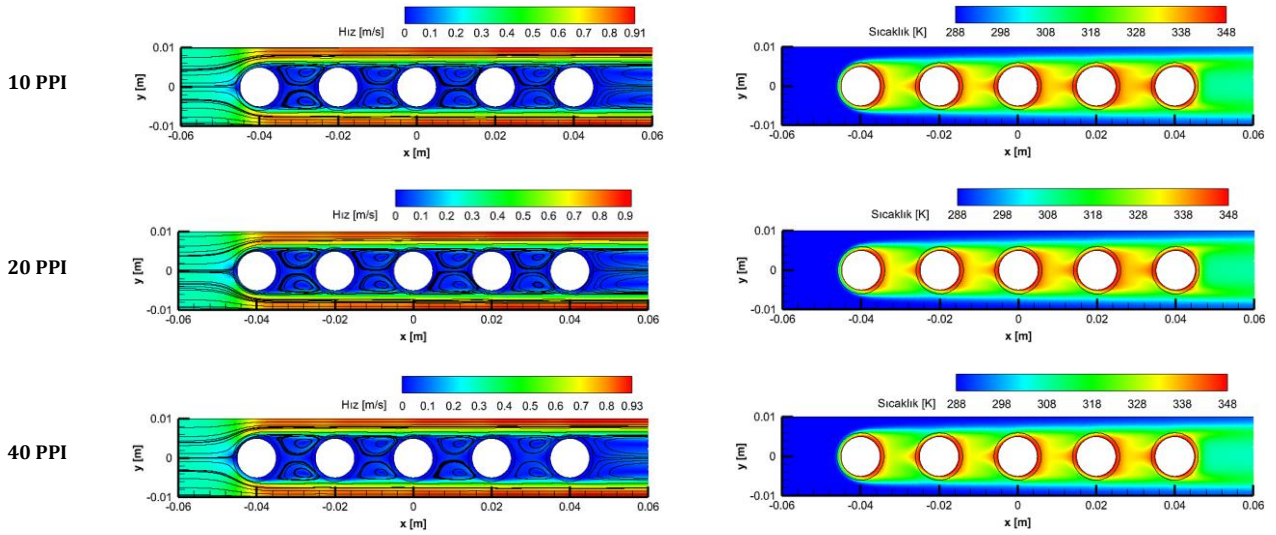
Bu çalışmada, borular etrafına çevresel olarak alüminyum köpük monte edilen bir sıralı tip boru demeti ısı değiştiricisinde, sabit Reynolds sayısı için ($Re_D = 200$) metal köpüğün gözenek yoğunluğu ($\omega = 10, 20$ ve 40 PPI) ve kalınlığının ($t_p = 1, 2, 3$ ve 4 mm) ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri sayısal olarak incelenmiştir.

Farklı metal köpük kalınlıkları ve gözenek yoğunluklarında elde edilen hız ve sıcaklık konturları Şekil 6'da sunulmuştur. Hız konturları incelendiğinde, çalışılan tüm metal köpük kalınlıkları ve gözenek yoğunluklarında simetri eksenleri ve metal köpük arasında yüksek hız bölgeleri olduğu görülmektedir. Simetri eksenine ile borular arasında akışkan hızının daha yüksek olması bu bölgede akış kesitinin daralmasından kaynaklanmakta, bu durum metal köpük kalınlığı ve gözenek yoğunluğunun artışı ile belirgin hale gelmektedir. Alüminyum köpük içerisinde akışkan hızı köpük dışındaki ana akışa oranla daha düşüktür ve boru cidarından dışa doğru akışkan hızı artmaktadır. Bu, beklenen bir durum olup boru cidarlarında kaymama sınır koşulunun kullanımından kaynaklanmaktadır. Gözenek yoğunluğundaki artış havanın alüminyum köpük içerisine nüfuz etmesini zorlaştırmakta olup, gözenek yoğunluğunun 20 PPI'dan 40 PPI'ya çıkmasıyla alüminyum köpük içerisinde akışkan hızı azalmaktadır. Bu durumda akışkan simetri eksenine ile metal köpük arasında boğulmakta olup, bu sonuç basınç düşümünü önemli ölçüde artırmaktadır. Ayrıca, borular arasında ana akıştan ayrılan ikincil akışlar (girdaplar) meydana gelmekte olup, bu bölgedeki hız değerleri ana akışa oranla daha düşüktür. $t_p=1$ ve 2 mm'de borular arasında belirgin girdaplar oluşurken, $t_p=3$ ve 4 mm kalınlıklarında bu durum ortadan kalkmaktadır. Burada, alüminyum köpüğün kalınlığındaki artışın girdap yoğunluğunu azalttığı açıkça

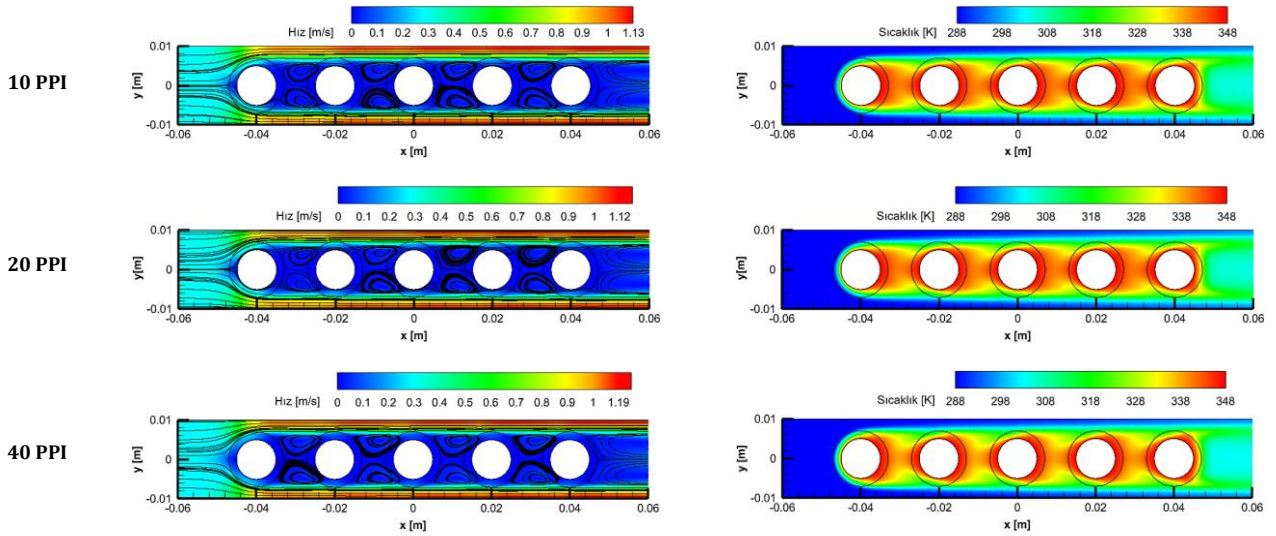
görülmektedir. Alüminyum köpük kalınlığı ve gözenek yoğunluğundaki artış, katı yüzey ile temas eden akışkanı yavaşlatmakta, alüminyum köpük içerisine nüfuz eden akışkanın hızı da buna bağlı olarak azalmaktadır. Alüminyum köpük içine nüfuz eden akışkanın hızındaki azalma ise boruların art bölgelerinde belirgin girdap oluşumlarını engellemektedir. Özellikle $t_p= 4$ mm ve 40 PPI gözenek yoğunluğunda bu durum belirgin olarak görülmektedir.

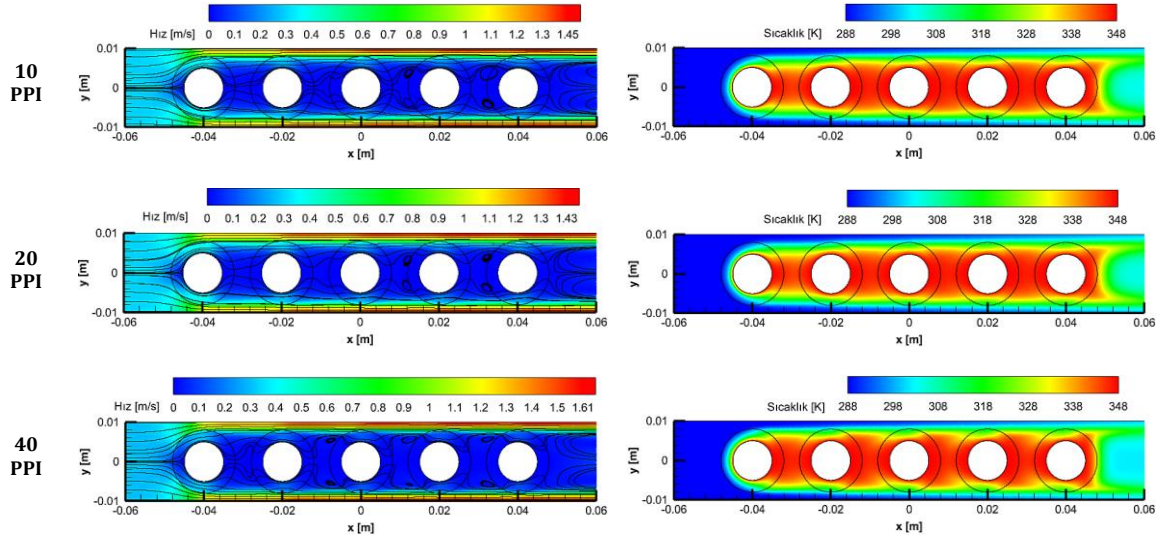
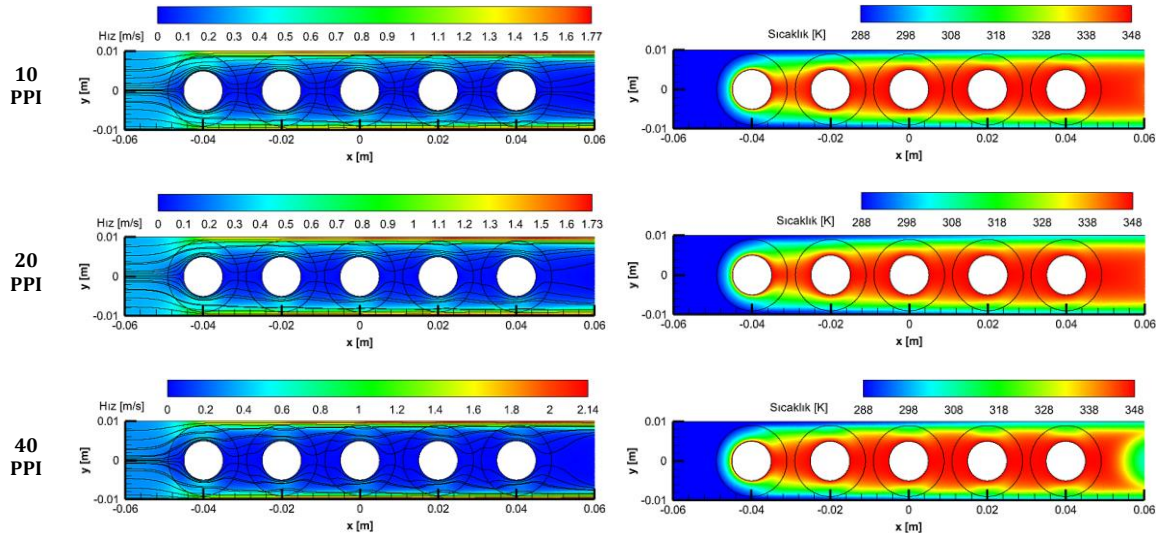
Sıcaklık konturları incelendiğinde, yüksek akışkan hızlarının görüldüğü borular ile simetri eksenleri arasında ısı sınır tabaka kalınlığının daha düşük olduğu ve bu bölgeden havaya olan ısı transferinin daha yüksek olduğu; boruların art bölgesinde ise ısı sınır tabaka kalınlığının artışına bağlı olarak yeterli soğutma yapılamadığı anlaşılmaktadır. Ayrıca, bu bölgede oluşan girdapların sıcaklık alanını doğrudan etkilediği, boruların arasında kalan bölgenin etkin şekilde soğutulmadığı, x doğrultusunda test bölgesinin merkezinde ($y=0$ m) akış bölgesi ve alüminyum köpük içerisinde hava sıcaklığının daha yüksek olduğu ve simetri eksenlerine yaklaşıldıkça girdap hücrelerinin varlığına bağlı olarak hava sıcaklığının da azaldığı görülmektedir. Bununla birlikte, alüminyum köpüğün gözenek yoğunluğu ve köpük kalınlığındaki artış havanın köpük içerisine nüfuz etmesini zorlaştırdığından özellikle $t_p=3$ ve 4 mm kalınlıklarında boruların art bölgesindeki girdap oluşumu sınırlanmakta, artan gözenek yoğunluğu ile birlikte oluşan girdapların yoğunluğu azalmakta ($t_p=3$ mm) ve bu bölgede yüksek sıcaklıklar daha geniş bir alanı etkilemektedir. Ayrıca, ilk boru yüzeyinde ısı sınır tabakanın daha ince olduğu, boru sırasının artışıyla birlikte havanın ısınmasından dolayı ısı sınır tabaka kalınlığının da arttığı görülmektedir. Bu durum artan boru sırasıyla birlikte ısı transferinin azalmasını beraberinde getirmektedir.

$t_p=1$ mm



$t_p=2$ mm



$t_p=3$ mm $t_p=4$ mm

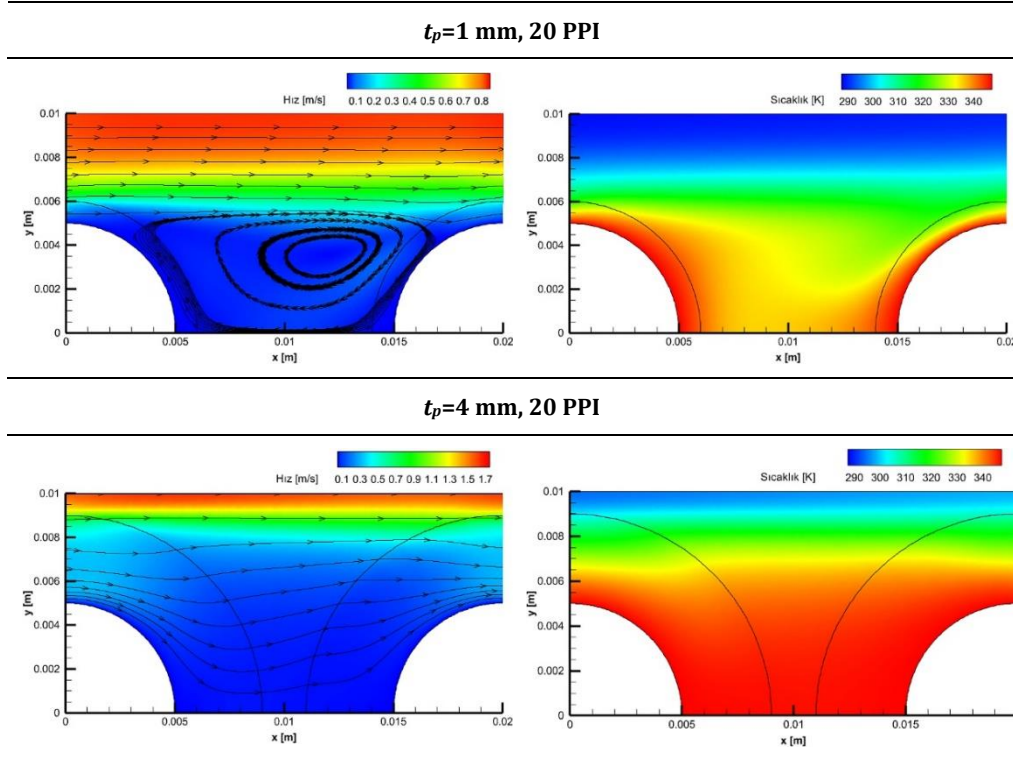
Şekil 6. Farklı alüminyum köpük kalınlıkları ve gözenek yoğunlukları için hız ve sıcaklık konturları

$t_p=1$ mm-20 PPI ve $t_p=4$ mm-20 PPI alüminyum köpük kullanılan boru demetleri için hız ve sıcaklık konturlarının detaylı gösterimi Şekil 7'de sunulmuştur. Yukarıda bahsedildiği gibi düşük alüminyum köpük kalınlıklarında boruların art bölgesinde girdaplar meydana gelmektedir. Artan köpük kalınlığı ise daha önce bahsedildiği gibi akış kesitinin ve borular

arasındaki akış bölgesinin daralmasına sebep olmaktadır. Bu durum ise akışı simetri eksenine ve alüminyum köpük arasına yönlendirmektedir. Şekil 7 incelendiğinde $t_p=1$ mm ve 20 PPI durumunda iki boru arasındaki girdap hücresi her iki boru cidarında sarılı halde bulunan alüminyum köpük içerisine de nüfuz etmektedir. Bu ise daha önce belirtildiği gibi takip eden

borunun ön yüzeyinde, merkezden ($y=0$ m) simetri eksenine yaklaşıldıkça akışkan sıcaklığını azaltmaktadır. Alüminyum köpük kalınlığı $t_p=4$ mm'ye çıktığında ise alüminyum köpüğün akış bölgesi içerisinde daha geniş bir alan kaplaması ve akışı sınırlandırması sebebiyle girdap yapısı ortadan kalkmaktadır. Test bölgesi merkezine ($y=0$ m) yaklaşıldıkça akım çizgilerinde kırılmalar görülürken, simetri

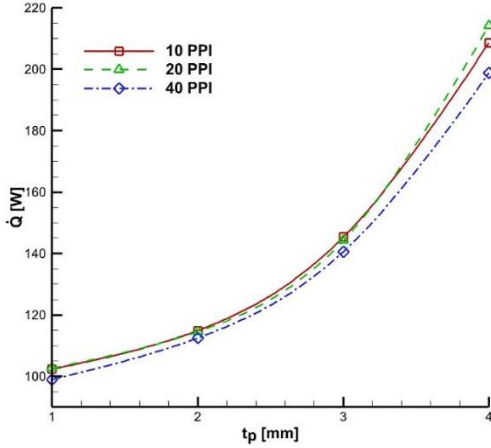
eksenine yaklaşıldıkça kırılmalar azalmakta ve akım çizgileri boru cidarları ile simetri eksen arasında uzanmaktadır. Alüminyum köpük kalınlığının artışıyla ortaya çıkan akım yapısı borular arasında kalan bölgede yüksek sıcaklıkların ortaya çıkmasına sebep olmaktadır.



Şekil 7. $t_p=1$ mm, 20 PPI ve $t_p=4$ mm, 20 PPI için hız ve sıcaklık konturlarının detaylı gösterimi

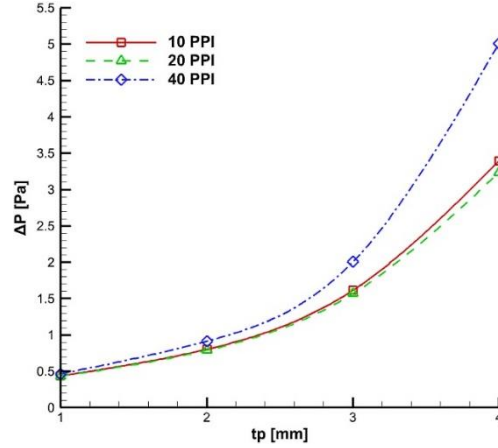
Farklı metal köpük kalınlıkları ve gözenek yoğunluklarının boru demetinden havaya olan ısı transferine etkileri Şekil 8'de sunulmuştur. Gözenekli malzeme kalınlığı arttıkça ısı transferi artmakta olup, alüminyum köpük kalınlığının ısı transferi üzerindeki etkisinin oldukça önemli olduğu görülmektedir. İncelenen tüm gözenek yoğunluklarında alüminyum köpük kalınlığı arttıkça taşınım ile ısı transferi de artmaktadır. Aynı malzeme kalınlığında gözenek yoğunluğunun ısı transferine etkileri değerlendirildiğinde ise üç farklı gözenek yoğunluğunda da ısı transferi bakımından birbirine yakın sonuçlar elde edildiği görülmektedir. İncelenen tüm kalınlık

değerlerinde 40 PPI gözenek yoğunluğuna sahip metal köpük 10 PPI ve 20 PPI gözenek yoğunluğuna oranla ısı transferinde daha az iyileşmeye sebep olmaktadır. Bu durum kontur grafiklerinde açıklandığı gibi 40 PPI gözenek yoğunluğunda havanın alüminyum köpük içerisine nüfuz etmesinin zorlaşması ve artan köpük kalınlığı ve gözenek yoğunluğu ile birlikte girdap oluşumunun ortadan kalkmasından kaynaklanmaktadır.



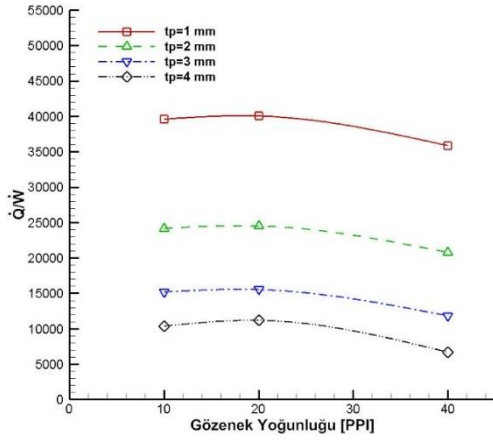
Şekil 8. Farklı alüminyum köpük kalınlıkları (t_p) ve gözenek yoğunlukları (ω) için ısı transfer miktarı

Farklı metal köpük kalınlıkları ve gözenek yoğunluklarının basınç düşümüne etkisi Şekil 9'da sunulmuştur. Şekil 9'da görüldüğü gibi gözenekli malzeme kalınlığı arttıkça basınç düşümü artmaktadır. İncelenen farklı gözenek yoğunluğuna sahip malzemelerde basınç düşümü bakımından artışlar 40 PPI için en yüksek düzeydedir. Özellikle, $t_p=3$ mm'den sonra basınç düşümündeki artış hızı yükselmekte ve bu artış 40 PPI gözenek yoğunluğunda en yüksek seviyeye çıkmaktadır. Bu durum $t_p=4$ mm ve 40 PPI için akış kesitinin oldukça daralmasından kaynaklanmaktadır. Farklı metal köpük kalınlıkları ve gözenek yoğunlukları için hesaplanan basınç düşümü miktarları değerlendirildiğinde tüm malzeme kalınlıklarında 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip metal köpüğün kullanımının basınç düşümü açısından en iyi sonucu verdiği açıktır. $t_p=1, 2$ ve 3 mm'de 10 PPI ve 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip alüminyum köpükler için basınç düşümü miktarı birbirlerine çok yakın iken $t_p=4$ mm'de 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip malzeme ısı transferi ve fan gücü açısından optimum değerleri sunmaktadır.



Şekil 9. Farklı alüminyum köpük kalınlıkları (t_p) ve gözenek yoğunlukları (ω) için basınç düşümü miktarı

Farklı alüminyum köpük kalınlıkları ve gözenek yoğunlukları için ısı transferinin fan gücüne oranı (\dot{Q}/\dot{W}) Şekil 10'da sunulmuştur. Yukarıda farklı çalışma parametrelerinde elde edilen ısı transferi ve basınç düşümü miktarları ayrı ayrı değerlendirilmiş olup, ısı transferinin en yüksek ve basınç düşümünün en düşük değerlerini aldığı parametreler belirlenmişti. Yukarıda görüldüğü gibi ısı transferinin iyileşmesi ile birlikte basınç düşümü de artmaktadır. Ancak ısı transferi ve basınç düşümü artış oranları her durumda farklı olmaktadır. Bundan dolayı ısı transferinin fan gücüne oranı optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi amacıyla kullanılmaktadır [11,22]. Şekil 10 incelendiğinde, çalışılan tüm alüminyum köpük kalınlıklarında 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip malzemenin kullanımının ısı transferi ve fan gücü açısından en uygun olduğu, köpük kalınlığı arttıkça \dot{Q}/\dot{W} oranının azaldığı görülmektedir. Ele alınan parametre aralığında $t_p=1$ mm kalınlığında, 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip malzeme ısı transferi ve fan gücü açısından optimum değerleri sunmaktadır.



Şekil 10. Farklı alüminyum köpük kalınlıkları (t_p) ve gözenek yoğunlukları (ω) için ısı transferinin fan gücüne oranı (\dot{Q}/W)

4. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışma kapsamında gözenekli malzeme kalınlığı ve gözenek yoğunluğunun sıralı tip bir boru demetinden havaya olan taşınım ile ısı transferi ve basınç düşümüne etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Sıralı tip boru demetlerinde boruları çevresel olarak kaplayacak şekilde metal köpük kullanımı ısı transferini iyileştirirken basınç düşümünde artışa sebep olmaktadır.
- Gözenek yoğunluğunun artışı havanın metal köpük içerisine nüfuz etmesini zorlaştırmakta ve basınç düşümünü artırmaktadır. Bu durum metal köpüğün kalınlığının artışıyla birlikte daha belirgin hale gelmektedir.
- Isı transferi ve basınç düşümü birlikte değerlendirildiğinde, 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip metal köpük kullanımının diğer gözenek yoğunluklarına oranla daha iyi sonuç verdiği görülmüştür.
- Isı transferinin fan gücüne oranı değerlendirildiğinde $t_p=1$ mm kalınlığında, 20 PPI gözenek yoğunluğuna sahip metal köpüklü durumun sonuçlar açısından optimum olduğu belirlenmiştir.
- Bu çalışmanın sonuçları belirli bir geometri için elde edilmiş olup, ısı transferinin fan gücüne oranı için

optimum bir tasarımın olduğu görülmüştür. Bu sonuç, ilerleyen çalışmalarda tasarım parametrelerinin geliştirilebileceğini göstermektedir.

- Sıcaklık ve hız konturlarından görüldüğü üzere akış yönünde her bir boru etrafında farklı karakteristikler görülmektedir. Böylece, boru sıra sayısının artırılarak her bir boru etrafında termo-hidrolik performansın incelenmesi gerekmektedir.

Teşekkür

Bu çalışma, Tarsus Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü tarafından Genel Araştırma Projeleri (GAP) kapsamında MF.20.004 numaralı proje ile desteklemiştir.

Kaynakça

- [1] Kuruneru, A.T.W., Vafai, K., Sauret, E., Gu, Y.T. 2020. Application of Porous Metal Foam Heat Exchangers and The Implications of Particulate Fouling For Energy-Intensive Industries, Chemical Engineering Science, Cilt. 228, s. 115968.
- [2] Rashidi, S., Kashefi, M.H., Kim, K.C., Samimi-Abianeh, O. 2019. Potentials of Porous Materials for Energy Management in Heat Exchangers - A Comprehensive Review, Applied Energy, Cilt. 243, s. 206-232.
- [3] Büyükalaca, O. 1999. Gözenekli Seramik Malzemeler İçerisinde Konveksiyonla Isı Transferi, Tr. J. of Engineering And Environmental Science, Cilt. 23, s. 219-228.
- [4] Schampheleire, S.D., Jaeger, P.D., Huisseune, H., Ameel, B., T'joen, C., Kerpel, K.D., Paepe, M.D. 2013. Thermal Hydraulic Performance of 10 PPI Aluminium Foam as Alternative for Louvered Fins in An HVAC Heat Exchanger, Applied Thermal Engineering, Cilt. 51, s. 371-382.
- [5] Jaeger P.D., T'joen, C., Huisseune, H., Ameel, B., Schampheleire, S.D. Paepe, M.D. 2013. Influence of Geometrical Parameters of Open-Cell Aluminum Foam on Thermohydraulic Performance", Heat Transfer Engineering, Cilt. 34(14), s. 1202-1215.
- [6] Huisseune, H., Jaeger, P.D., Schampheleire, S.D., Ameel, B., Paepe, M.D. 2014. Simulation of An Aluminum Foam Heat Exchanger Using The Volume Averaging Technique, Procedia Materials Science, Cilt 4. s. 353-358.
- [7] Huisseune, H., Schampheleire, S.D., Ameel, B., Paepe, M.D. 2015. Comparison of Metal Foam Heat Exchangers to A Finned Heat Exchanger for Low Reynolds Number Applications, International Journal of Heat And Mass Transfer, Cilt. 89, s. 1-9.
- [8] Xu, H.J., Gong, L., Zhao, C.Y., Yang, Y.H., Xu, Z.G. 2015. Analytical Considerations of Local Thermal Non-Equilibrium Conditions for Thermal Transport in Metal Foams", International Journal Of Thermal Sciences, Cilt 95. s. 73-87.
- [9] Buonomo, B., Pasqua, A.D., Ercole, D., Manca, O., Nardini, S. 2018. Numerical Investigation on Aluminum Foam Application in A Tubular Heat

- Exchanger, Heat And Mass Transfer, DOI:10.1007/s00231-018-2305-7.
- [10] Bounomo, B., Pasqua, A.D., Ercole, D., Manca, O. 2018. Numerical Investigation on A Heat Exchanger in Aluminum Foam, *Energy Procedia*, Cilt. 148, s. 782-789.
- [11] Buonomo, B., Pasqua, A.D., Manca, O., Nardini, S. 2020. Evaluation of Thermal and Fluid Dynamic Performance Parameters in Aluminum Foam Compact Heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Cilt. 176, s. 115456.
- [12] Odabae, M., Hooman, K., 2012. Metal Foam Heat Exchangers for the Heat Transfer Augmentation from a Tube Bank, *Applied Thermal Engineering*, Cilt. 36, s. 456-463.
- [13] Alvandifar, N., Saffar-Aval, M., Amani, E., 2018. Partially Metal Foam Wrapped Tube Bundle as a Novel Generation of Air Cooled Heat Exchangers , *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Cilt. 118, s. 171-181.
- [14] Alvandifar, N., Saffar-Avval, M., Amani, E., 2019. An Investigation of Flow Across Porous Layer Wrapped Flat Tube Banks, *Transport in Porous Media*, Cilt. 127, s. 329-352.
- [15] Alvandifar, N., Saffar-Avval, M., Amani, E., Mehdizadeh, A.R., Ebrahimpour, M.R., Entezari, S., Namazi, H., Mehni-Esfandiari, M., Ahmadibeni, G., 2021. Experimental Study of Partially Metal Foam Wrapped Tube Bundles, *International Journal of Thermal Sciences*, Cilt. 162, s. 106798.
- [16] Akar, S., Rashidi, S., Esfahani, J.A. 2017. Appropriate Position of Porous Insert in A Heat Exchanger By Thermohydraulic Analysis, *Heat Transfer-Asian Res.*, Cilt. 46, s. 1363-1379.
- [17] Baytaş, A.C. 2015. Taşınım İle Isı Geçişi: Bölüm 6, Gözenekli Ortamlarda Taşınım, Birinci Basım, Nobel, Ankara.
- [18] Whitaker, S. 1998. *The Method of Volume Averaging*, Springer, Netherlands.
- [19] Nield, D.A., Bejan, A. 2013. *Convection in Porous Media*, Fourth Ed., Springer, New York.
- [20] Bhattacharya, A., Calmidi, V.V., Mahajan, R.L. 2002. Thermophysical Properties of High Porosity Metal Foams, *International Journal Of Heat And Mass Transfer*, Cilt. 45, s. 1017-1031.
- [21] Calmidi, V.V., Mahajan, R.L. 2000. Forced Convection in High Porosity Metal Foams, *Asme J. Heat Transfer*, Cilt. 122, s. 557-565.
- [22] Ibrahim, T.A, Gomaa, A., 2009. Thermal Performance Criteria of Elliptic Tube Bundle in Crossflow, *International Journal of Thermal Sciences*, Cilt. 48, s. 2148-2158.
- [23] ANSYS Fluent User's Guide, Release 2021 R2.