

Panjur Kanatlı Isı Değişiricilerinin Performansının Deneysel ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yaklaşımı ile İncelenmesi¹

Abdulkerim Okbaz* ²

Hüseyin Onbaşıoğlu ³

Ali Bahadır Olcay ⁴

Ali Pınarbaşı ⁵

ÖZ

Bu çalışmada, farklı panjur açılarında ve Reynolds sayılarında panjurlu-kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneylerde akış yapısını incelemek için kapalı döngü bir su tüneline boya ile akış görselleştirme yöntemi kullanılmıştır. Panjurlu kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı ve hidrolik karakteristiklerini farklı panjur açılarında ve çalışma şartlarında incelemek için ANSYS Fluent yazılımı ile sayısal çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, sıcaklık eş düzey eğrileri, akım çizgileri, sürtünme faktörü f , Colburn J faktörü ve bunların oranı olan JF faktörü olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, en yüksek ısı-hidrolik performansa, panjur açısının 20° olduğu durumda ulaşıldığını göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Basınç düşüşü, ısı değiştiricisi, ısı transferi, panjur kanat, taşınım ısı transferi

Investigation of Louvered Fin Heat Exchangers Performance via Experimental and Computational Fluid Dynamics Approach

ABSTRACT

In this study, heat transfer and pressure drop characteristics of louvered-fin heat exchangers for various louver angles and Reynolds numbers were investigated experimentally and numerically. In the experiments, a flow visualization method via dye injection in a closed-loop horizontal water tunnel was used to examine the flow structure. Numerical studies were carried out with ANSYS Fluent software to investigate the thermal and hydraulic characteristics of louvered fin heat exchangers for different louver angles and operating conditions. The results are presented as temperature contours, streamlines, friction factor f , Colburn J factor and goodness factor JF . According to the obtained results, when the louver angle is 20° , the thermal-hydraulic performance is the highest.

Keywords: Pressure drop, heat exchanger, heat transfer, louver fin, convection heat transfer

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 24.04.2017

Kabul/Accepted : 14.07.2017

¹ 19-22 Nisan 2017 tarihlerinde Makina Mühendisleri Odası tarafından İzmir’de düzenlenen 13. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Fuarı’nda bildiri olarak sunulan bu metin, yazarlarınca makale olarak yeniden düzenlenmiştir.

² Yıldız Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü - aokbaz@yildiz.edu.tr

³ Dr., Friterm AŞ. - huseyinonbasioğlu@friterm.com

⁴ Yrd. Doç. Dr., Yeditepe Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü - bahadir.olcay@yeditepe.edu.tr

⁵ Prof. Dr., Yıldız Teknik Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü - alipnrbs@yildiz.edu.tr



1. GİRİŞ

Isı değiştiricilerinde ısl direncin (%85 veya daha fazla) en çok olduğu kısım ısının hava akışkanını ile değiştirildiği yerdedir [1]. Isı değiştiricilerinde yüksek kompaktlık özelliği istendiğinde karmaşık kesintili kanat yapıları kullanılmaktadır. Zira bu tür kanatlar kalın sınır tabaka oluşumunu engellemekte ve akışta kararsızlıklar oluşurmaktadır. Panjurlu kanatlar sıklıkla hava koşullandırma cihazlarında, ısı pompalarında, araç radyatörlerinde ve soğutma sistemlerinde kullanılmaktadır. Bu kanat tipi, gelen akışa açılı olarak yerleştirilmiş bir dizi düz plakalardan (panjurlardan) oluşmaktadır. Düşük Reynolds sayılarında kalın sınır tabaka panjurlar arasındaki akışkan geçişini engellemekte ve akışı düz doğrultuda akmaya zorlamaktadır. Reynolds sayısı arttıkça sınır tabakası incelmekte ve böylece akış, panjurların doğrultusuna yönelerek akış yolunu genişletmektedir. Meydana gelen bu akış olaylarının ısı transferinde artış sağladığı bilinmektedir. Ancak, akış yolu genişledikçe sürtünmeden kaynaklı basınç düşüşü de artış göstermektedir. Basınç düşüşü ısı değiştiricilerinde gerekli fan gücünü arttırdığı için istenmeyen bir durum olarak karşımıza çıkmaktadır. Kanatlar üzerindeki panjurların performansı akış yapısı açısından değerlendirildiğinde, akışın panjurları takip edebilme yeteneği “akış kalitesi” olarak adlandırılır [1]. Tek bir panjur boyunca gerçekleşen ısı transferi temelde iki etmene bağlıdır. Bu etmenlerden birincisi, panjurun etrafındaki akış alanıdır. Akış alanı panjur yüzeyi boyunca sınır tabakanın gelişimini belirler. İkinci etmen ise panjur yüzeyi ile akışkan arasındaki ısı transfer potansiyelini belirleyen ısl alandır. Reynolds sayısından sonra ise akış kalitesi büyük miktarda panjur geometrisine bağlıdır. Kesintili yüzeyler ısl sınır tabakayı yeniden başlatır. Ortalama sınır tabaka kalınlığı kısa levhalar için uzun levhalara göre daha ince olduğundan, ortalama ısı transferi katsayısı kesintili yüzeylerde sürekli yüzeylere göre daha yüksek olmaktadır. Ayrıca bazı kritik Reynolds sayılarının üzerindeki akışlarda, kesintili yüzeyler ısı transferini artırabilecek girdap kopmaları oluşurmaktadır. Literatürdeki panjurlu kanatlı ısı değiştiricileri ile ilgili yapılmış çalışmalara ilişkin bazı örnekler aşağıda sunulmuştur.

Wang ve arkadaşları [2], yuvarlak borulu ve panjur tipi kanatlı ısı değiştiricilerinde genel ısı transferi ve sürtünme direnci ile ilgili korelasyonlar elde etmişlerdir. Korelasyonları türetmek için panjur adımı, panjur yüksekliği, uzunlamasına boru uzunluğu, yanlamasına boru adımı, boru çapı, kanat adımı gibi farklı geometrik parametreleri içeren 49 farklı panjurlu kanatlı-borulu ısı değiştiricisi örneği kullanmışlardır. Zhang ve Tafti [3], çoklu panjurlu-kanatlı ısı değiştiricilerinde gerçekleşen iki farklı ısl art izi girişimi olayını sınıflandırmışlardır. Buna göre kanat arası (Inter-fin) girişimi, panjurların komşu satırları arasında meydana gelmekte; yüksek akış verimlerinde ve akış panjur doğrultusunda baskın olmaktadır. Kanat içi (Intra-fin) girişimi ise aynı kanat ya da satırın bir sonraki panjurunda veya kanadında ortaya çıkmakta; dü-



şük akış verimlerinde veya akış, kanal doğrultusunda olduğunda gerçekleşmektedir. Isı transfer kapasitesindeki artış düşük adım oranlarında daha yüksektir. Isı transfer katsayısının belirlenmesinde kullanılan deneysel yöntemlerin yüksek akış verimlerinde büyük hatalara neden olmadığını; ancak düşük akış verimlerinde %100'e varan hatalara neden olabildiğini belirtmişlerdir. Kim ve Bullard [4], çoklu panjurlu-kanatlı ve düz plaka kanatlı-borulu ısı değiştircilerinin hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleriyle ilgili deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deneyselerde 45 farklı ısı değiştircisi kullanılmış, panjur açısı 15-29° arasında, hava tarafı Reynolds sayısı 100-600 arasında değiştirilmiş, kanat adımı 1.0, 1.2 ve 1.4 mm, akış derinliği 16, 20 ve 24 mm olarak alınmış ve boru içi su debisi 0.32 m³/s olarak sabit tutulmuştur. Hava tarafı ısı performansını, karşıt akış ve akışkanların karışmadığı kabulü ile NTU etkinlik yöntemini kullanarak analiz etmişlerdir. Farklı geometrik yapıdaki ısı değiştircilerindeki ısı transfer katsayısı ve basınç düşüşü performansları Colburn j-faktörü ve sürtünme faktörü f olarak panjur adımına göre tanımlı farklı Reynolds sayıları için rapor edilmiştir. Panjur açısının ısı transferine etkisi akış derinliğine, kanat yerleşimine ve Reynolds sayısına göre farklılıklar göstermiştir; ancak kanat yerleşiminin etkisi diğer parametrelere kıyasla küçük olmuştur. Basınç düşüşü panjur açısı ve akış derinliği ile artmakta, kanat adımının artması ile azalmaktadır. Kanat yerleşiminin basınç düşüşüne etkisi kanat açısının artması ile düşmüştür. DeJong ve Jacobi [5], panjurdan panjura gerçekleşen kütle transferi verilerini (ısı ve kütle transferi benzeşimi kullanarak) Reynolds sayısının 130'dan 1400'e kadar olan değerleri için elde etmişlerdir. Kütle transferi için naftalin süblimleşme tekniğini kullanmışlardır. Basınç düşüşü verileri düşük hızlı rüzgâr tüneline elde edilmiş, ısı değiştircisi içerisindeki yerel akış yapıları da su kanalında boya ile görselleştirme yöntemi kullanılarak görselleştirilmiştir. Girdap kopma olayının ısı transferi iyileştirmesine olan etkisi üzerine ayrıntılı araştırma yapmışlardır. Girdap kopmasının panjurlu kanat dizileri üzerinde daha az etkili olduğu bulunmuştur. Dejong ve Jacobi [6], sınır duvarlarının akış üzerine ve panjur kanat dizilerindeki ısı transferine etkisini naftalin süblimleşme tekniği ve akış görselleştirme ile deneysel olarak araştırmışlardır. Kütle transferi ve ısı transferi benzeşimiyle, naftalin kaplanmış yüzeydeki süblimleşen naftalin miktarı ısı transferi hesabında kullanılmıştır. Cidar yakınındaki akış karakteristiklerinin ısı transferi üzerinde olumsuz etkileri olmuştur. Büyük ayrılma bölgeleri düşük Reynolds sayılarında ısı transferinde düşüşe neden olurken (sınır cidarlarından uzaktaki panjurlarla karşılaştırıldığıda), yüksek Reynolds sayılarında akış kararsızlıkları ısı transferinde artışa neden olmuştur. Lyman ve arkadaşları [1], panjurlu kanatların kompakt ısı değiştircilerinin basınç düşüşünde önemli bir artışa neden olmadan ısı transferi performansını artırmak için etkili bir yöntem olduğunu belirtmişlerdir. Deneyselerini birçok sayıda büyük ölçekli panjur modellerinde, farklı panjur adımları ve panjur açıları için bir dizi farklı Reynolds sayısı değerlerinde gerçekleştir-



mişlerdir. Yapmış oldukları çalışmada, akış sıcaklığı ve adyabatik cidar sıcaklığı gibi farklı referans sıcaklıklarını kullanarak panjurdaki ısı transfer katsayısını belirlemek için bir yöntem sunmuşlardır. Bu çalışmadan elde edilen sonuçlara göre, belirli bir panjuru çevreleyen ısı alan, panjurdan gerçekleşen ısı transferi üzerinde güçlü bir etkiye sahiptir. Perrotin ve Clodic [7], tek sıra borulu araç yoğunlaştırıcısı için elde ettikleri Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) sonuçlarını literatürdeki farklı kanat tasarımı ve akış şartlarını kapsayan korelasyonlarla ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Üniform ve sabit kanat sıcaklığı şartlarında yapılan iki boyutlu analizler sonucunda çok abartılı ısı transfer katsayısı sonuçları (%80 daha fazla) elde edilmiştir. Borunun etkilerini, taşınım ve kanatlardaki iletimle gerçekleşen bileşik ısı transferini de dikkate alarak yaptıkları üç boyutlu hesaplamaların sonuçları ise deneysel verilerle daha uyumlu (%13 daha fazla) değerler vermiştir. Ancak, HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında bazı farklılıklar olsa da HAD sonuçlarının eğilimi, akış alanındaki yerel bölgelerin akış fiziği hakkında daha iyi bilgi edinme açısından kompakt ısı değiştiricileri için deneysel sonuçlarla karşılaştırılabilecek yapıdadır. Ayrıca, daha gerçekçi kanat verimleri ve daha düşük eleman boyutları ile yapılan hesaplamalarla daha az farka sahip sonuçların elde edilebileceği belirtilmiş, bunun ise daha fazla hesaplama süresine yol açacağı vurgulanmıştır. Hsieh ve Jang [8], art arda artırılan ya da azaltılan panjur açılarının ısı transferine ve akış yapısına etkilerini üç boyutlu sayısal analiz yaparak araştırmışlardır. Mevcut sonuçlar göstermiştir ki ısı değiştiricilerine uygulanan art arda değişken açılı panjur yerleşimi ısı transfer performansını artırmaktadır. Huisseune ve arkadaşları [9], akış görselleştirme çalışmalarını altı kat büyütülmüş, panjur kanatlı ve dairesel boru ısı değiştiricisi modelinde bir su kanalında gerçekleştirmişlerdir. Düşük Reynolds sayılarında akım yolları boru yüzeyini takip ederken, yüksek Reynolds sayılarında boruların ön kısmında at nalı girdaplar oluşmuştur. Bunun sonucunda oluşan iki adet akım yönündeki girdap uzantıları aşağı akım panjurları tarafından bozulmuştur. Bu bozulma özellikle yüksek Reynolds sayılarında ve görece küçük kanat adımları ve panjur açılarında daha çok olmuştur. Reynolds sayısının yanında, kanat aralığı da at nalı girdabın gelişimini etkilemektedir; kanat aralığı arttıkça daha büyük ve daha güçlü at nalı girdapları oluşmuştur. Bu göstermiştir ki kanat aralığı azaldıkça mekanik blokajdan ve sürtünmeden kaynaklı girdapsal hareket yok oluşu artmıştır. Ayrıca, ikinci boru dizisindeki girdap şiddeti ve dönüm sayısı birinci boru dizisinden daha fazladır. Vaisi ve arkadaşları [10], kompakt ısı değiştiricilerinde panjurlu kanatların üzerindeki akışın hava tarafı ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini deneysel olarak araştırmışlardır. Panjurlu kanatların simetrik yerleşimi asimetrik yerleşime göre kıyaslandığında, ısı transferi performansında %9.3 artış ve basınç düşüşünde ise %18.2 azalış olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, sabit bir ısı transferi ve basınç düşüşü için kanat yüksekliğinde kanatların simetrik yerleştirildiği durumda %17.6 düşüş olurken, ısı değiştiricisinin toplam boyutunda ve



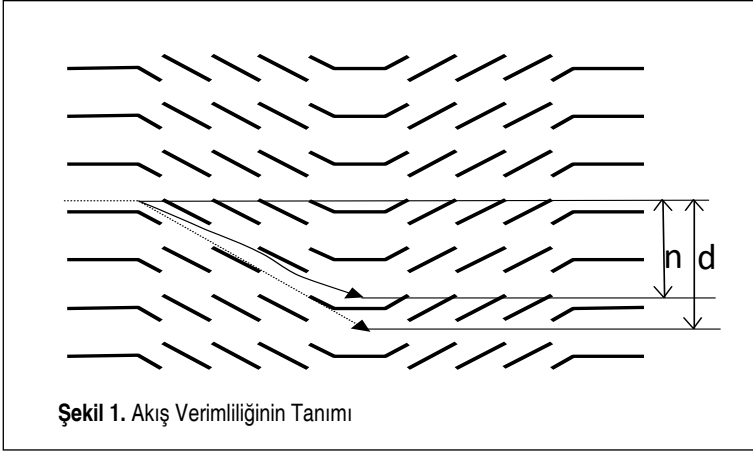
maliyetinde kayda değer bir düşüş gerçekleşmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki panjurun ısı transferi ve basınç düşüşüne etkisinde en önemli parametre panjurların yerleşimidir. Başka bir ifadeyle, panjur kanatların panjur açısı, panjur yüksekliği ve panjur adımı gibi ana yapısında hiçbir değişiklik yapmadan ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristikleri boru sıraları üzerindeki panjurların yerleşimi değiştirilerek iyileştirilebilmektedir. Okbaz ve arkadaşları [11], panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin deneysel modelleri tasarlanırken, gerçek ölçekli ısı değiştiricilerinde meydana gelen akış yapısını simule edebilmek için gerekli olan panjur kanat sıra sayısının belirlenmesi amacıyla sayısal bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Panjur kanat sıra sayısının 10'dan az olması durumunda akışın periyodik özellik göstermediğini, yerel olarak kanal doğrultulu akış yapılarının oluştuğunu ve kenar etkilerinin fazla olduğunu belirtmişlerdir. Okbaz ve arkadaşları [12], panjur kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini farklı panjur uzunlukları ve panjur açıları için sayısal olarak araştırmışlardır. Okbaz ve arkadaşları [13], kanat adımının farklı panjur açılarında ve Reynolds sayılarında ısı transferi ve basınç düşüşü üzerine etkilerini Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yaklaşımı ile araştırmışlardır.

Yapılan literatür taramasında, panjur kanatlı ısı değiştiricilerinin ısı transferi ve basınç düşüşü ile ilgili karakteristik özelliklerini inceleyen çalışmalar ortaya konmuştur. Farklı çalışma koşullarında ve geometrik tapılarda farklı panjur açıları daha iyi performans göstermiştir. Özellikle kanat adımları panjur açısının ısı transferi üzerine etkisini büyük miktarda etkilemektedir. Bu çalışmada ise farklı panjur açılarının ısı ve hidrolik performansı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yaklaşımı ile incelenmiş, elde edilen performansın, en yüksek tasarım için bir su tüneline akış görselleştirme çalışması yapılmış ve akış verimleri hesaplanmıştır.

2. DENEYSEL VE SAYISAL YÖNTEM

2.1 Deneysel Yöntem

Deneyler akrilik malzemeden imal edilmiş kapalı sistem su tüneline boya akıtma yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Su akışı frekans kontrollü bir pompa vasıtasıyla sağlanmıştır. Tünelin test bölümü modelin yerleştirilebilmesi için üst bölümü açılır-kapanır şekilde 15.24 cm x 5.24 cm boyutlarında imal edilmiştir. Deneysel çalışmada gerçek ısı değiştiricisinin 10 kat ölçekli büyütülmüş modeli kullanılmıştır. Akış görselleştirme deneylerinde kullanılan model, saydam bir polimerden stereolitografi yöntemi ile imal edilmiştir. Deneylerde gerçek boyutlardaki panjur kanatlı ısı değiştiricisinde olan akış olaylarını simule etmek için 10 adet panjur sıralı model kullanılmıştır. Akış, görselleştirmede kullanılan boya, kanalın merkezinden ilk panjurun 1.5 cm yukarı akım yönünden akıtılmıştır.



Tablo 1. Akış Görselleştirme Deneyinde Kullanılan Modelin Ölçüleri

Kanat Adımı H (mm)	Panjur Adımı L_p (mm)	L_p/H	Kanat Kalınlığı δ (mm)	Panjur Açısı θ (°)
20	16	1.25	1.5	20

Belirli Reynolds sayılarıyla çekilen fotoğraflar, akış verimliliği değerlerini elde etmek için Adobe PhotoShop fotoğraf editörü yazılımı kullanılarak işlenmiştir. Akış verimliliği, panjurun akışı ne kadar yönlendirildiğinin bir ölçüsüdür ve Sahnoun ve Webb [14] tarafından Denklem 1 ile belirtilmiştir;

$$\eta = \frac{n}{d} \quad (1)$$

2.2 Sayısal Yöntem

Bu çalışmada, 3 boyutlu akış hacmini ve ısı transferini çözmek için FLUENT 16 paket yazılımı kullanılmıştır. Ağ oluşturma sırasında ağ yapılarının kalitesi dikkate alınmıştır. Bütün durumlar için sonuçların ağ sayısından bağımsızlığı kontrol edilmiştir. Sonuçların ağ yapısından bağımsızlığını kontrol etmek için Colburn faktörü j ve boyutsuz sürtünme faktörü f sonuçları dikkate alınmış, farklı ağ sayılarındaki sonuçlar arasında %1'lik fark elde edilinceye kadar ağ sayıları değiştirilmiştir. Sayısal çözümleme yapılırken akış, sürekli kabul edilmiş; bazı panjur açıları ve akış hızlarında laminer çözüm yapılırken, bazılarında ise türbülanslı çözüm yapılmıştır. Panjur açısı ve akış hızı arttıkça akış, türbülanslı yapıya geçmiş, laminer çözümlerinde yakınsama elde edilememiştir. Türbülanslı akışı çözmek için ise sınır tabaka akışlarında ve



düşük Reynolds sayılarında başarılı sonuçlar veren Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmış ve kanat üzerindeki laminer bölgeyi hassas bir şekilde dikkate alabilmek için “Enhanced Wall Treatment” (Geliştirilmiş Duvar Fonksiyonu) yöntemi kullanılmıştır. Girişte, türbülans yoğunluğu %5 olarak kabul edilmiştir. Panjur kanat üzerinde ağ tabakasındaki birinci katmanda $y^+ < 1$ olarak elde edilmiştir.

Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıda verilmiştir.

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (2)$$

Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j - \tau_{ij}) = \frac{\partial p}{\partial x_j} + S_i \quad (3)$$

$$\tau_{ij} = 2\mu S_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (4)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (5)$$

Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i h - \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (6)$$

Akışın türbülanslı olduğu koşullar için türbülans etkileri Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılarak hesaba katılmıştır. Realizable $k-\varepsilon$ türbülans modelinde k ve ε için modellenmiş transport denklemleri [15]:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + S_\varepsilon \quad (8)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + S_\varepsilon \quad (9)$$

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (10)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (11)$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (12)$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (13)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = -3\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (14)$$

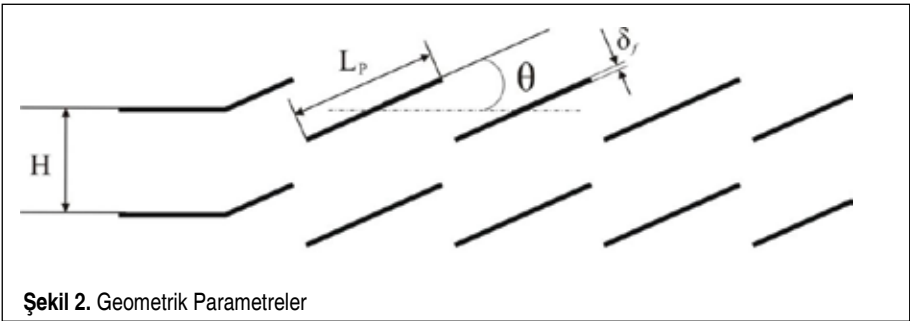
Burada G_k , ortalama hız gradyanlarından ötürü türbülans kinetik enerjinin üretimini temsil eder. Y_m , sıkıştırılabilir türbülanstaki dalgali genişlemenin toplam dağılıma oranına katkısını temsil eder. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$ ve $C_{3\varepsilon}$ sabitlerdir. S_k ve S_c ise kullanıcı tarafından tanımlanan kaynak terimleridir.

Model sabitleri $A_0=4.04$ ve $A_s = \sqrt{6} \cos \phi$

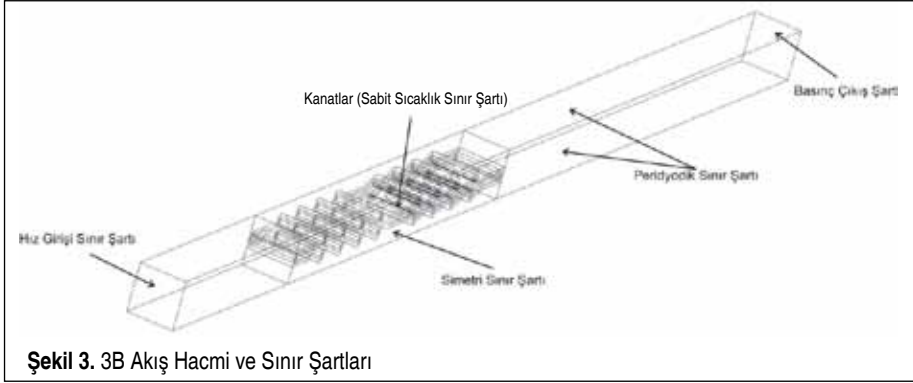
Burada:

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (15)$$

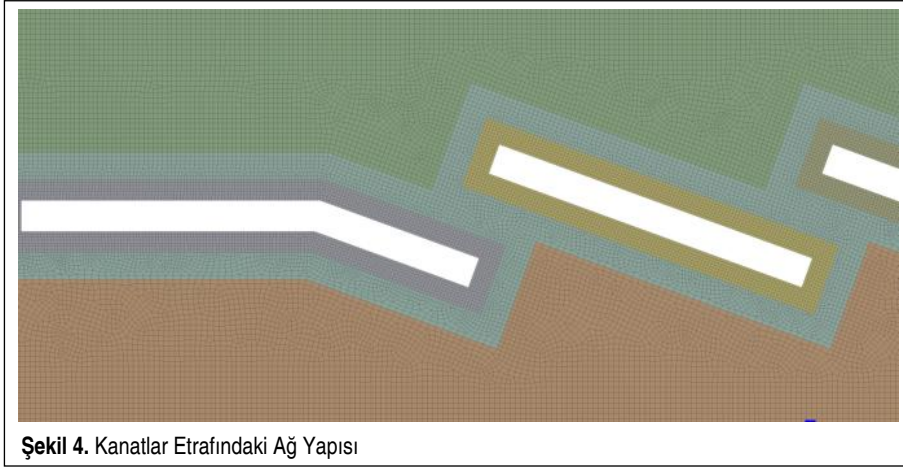
Momentum denklemlerindeki basınç gradyanı ikinci dereceden ayrıklaştırma yöntemi ile çözülmüştür. Süreklilik denklemlerinde yakınsama kriteri değeri 10^{-6} olarak alınmıştır. Havanın termo-fiziksel özellikleri ortalama sıcaklık değerlerine göre sabit olarak kabul edilmiştir: $C_p=1.007$ (kJ/kg K), $\mu=0.00001895$ (kg/ms), $\lambda=0.02625$ (W/mK). Hava yoğunluğu ise sıkıştırılmaz ideal gaz denkleminde göre belirlenmiştir. Girişte hız sınır şartı uygulanmış, çıkışta ise gösterge basıncı 0 Pa olarak ayarlanmıştır.



Şekil 2. Geometrik Parametreler



Şekil 3. 3B Akış Hacmi ve Sınır Şartları



Şekil 4. Kanatlar Etrafındaki Ağ Yapısı

Tablo 2. Sayısal Çalışmalarda Kullanılan Geometrik Parametreler ve Çalışma Şartları

Panjur Adımı (L_p)	1.6 mm
Kanat Adımı (H)	2 mm
Panjur Açısı (θ)	15°- 40°
Kanat Kalınlığı (δ)	0.15 mm
Akış Uzunluğu (L)	17.2 mm
Giriş Sıcaklığı (T_g)	303.15 K
Hava Hızı (U)	1-6 m/s
Panjur Sıcaklığı (T_w)	313.15 K



Akış hacminin üst ve alt kısımlarına periyodik sınır şartı tanımlanmış, yan yüzeye ise simetri sınır şartı uygulanmıştır.

2.2.1 Sayısal Yöntem Verilerinin İşlenmesi

Reynolds Sayısı:

$$Re = \frac{\rho U L_p}{\mu} \quad (16)$$

Burada U , hava giriş hızı; ρ , havanın yoğunluğu; L_p , panjur uzunluğu ve μ ise viskozitedir.

Isı Taşınım Katsayısı:

$$h = \frac{q''}{T_w - T_b} \quad (17)$$

$$T_b = \frac{T_g + T_\varphi}{2} \quad (18)$$

Burada q'' , T_b ve T_w sırasıyla ısı akısı, giren ve çıkan akışkanların ortalama sıcaklığı ve panjurlu kanat cidar sıcaklığıdır.

Colburn faktörü j , sürtünme faktörü f ve ısıl hidrolik performansı veren JF faktörü:

$$j = \frac{Nu}{Re.Pr^{1/3}} = \frac{h}{\rho.U.C_p}.Pr^{2/3} \quad (19)$$

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{2} \cdot \rho.U^2} \cdot \frac{H}{4.L} \quad (20)$$

$$JF = j / f \quad (21)$$

Burada L , panjurlu bölgenin giriş ve çıkışı arasındaki uzunluktur.

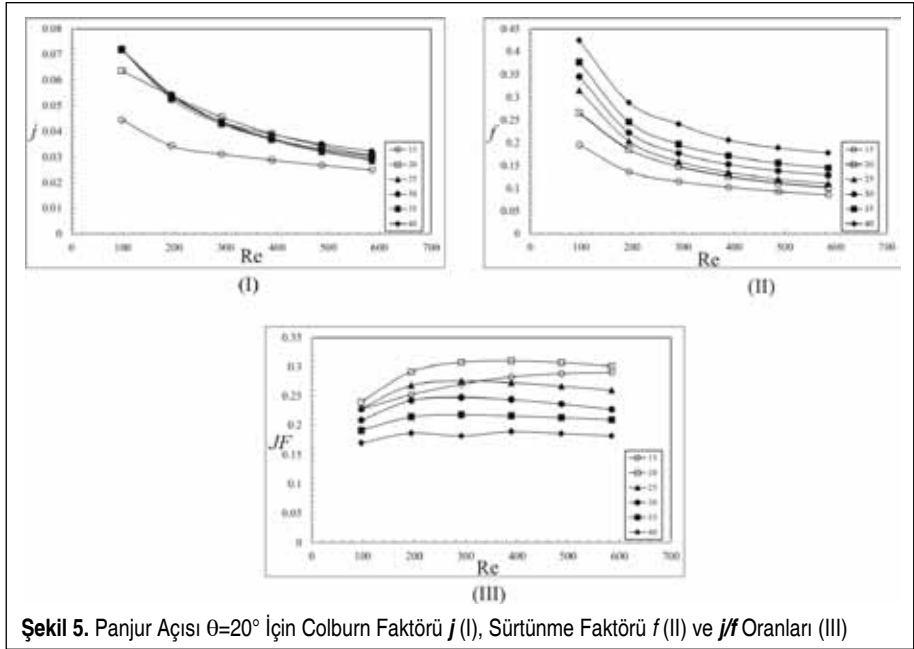
3. SONUÇ

Panjur kanatlı ısı değiştiricilerinde ısıl–hidrolik performansın iyileştirilmesi ve değerlendirilmesi için akış görselleştirme yöntemi iyi bir olanak sağlamaktadır. Akış yapısının bütün çözüm hacmi için anlaşılması daha ayrıntılı bir bakış açısına sahip olmayı olanaklı kılmaktadır. Bu nedenle akım çizgileri, hız vektörleri ve sıcaklık eş düzey eğrileri, Colburn j faktörü ve sürtünme faktörü f ile birlikte sunulmuştur.



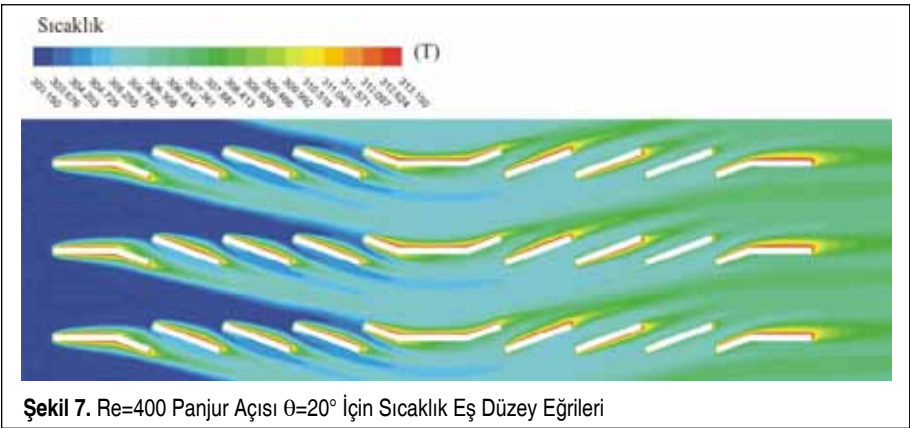
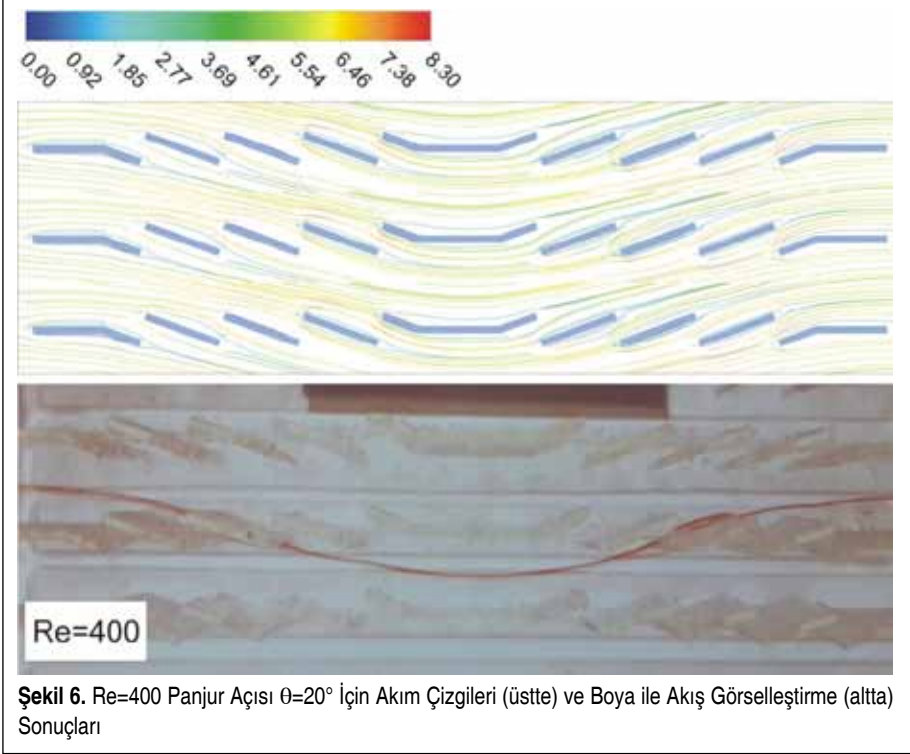
Şekil 5'te, farklı panjur açılarında ve farklı Re sayılarında Colburn faktörü j (I), sürtünme faktörü f (II) ve JF faktörü (III) sunulmuştur. Isı transferi karakteristiği olan Colburn faktörü j sonuçları incelendiğinde, bütün Re sayılarında en yüksek j değerleri panjur açısının $\theta=20^\circ$ olduğu durumda elde edilmiştir. Isı transferi performansının en zayıf olduğu durum ise panjur açısının $\theta=15^\circ$ olduğu durumdur. Diğer açılar arasında j değerlerinde kayda değer bir fark ortaya çıkmamıştır. Panjur açısı $\theta=15^\circ$ 'den $\theta=40^\circ$ 'ye doğru artırıldığında ısı performans 20° 'de ani bir artış göstermiş ve daha sonra ise tekrar düşmeye başlamıştır. Basınç düşüşleri ise panjur açısının artması ile artmaya devam etmiştir. En yüksek basınç düşüşü panjur açısının $\theta=40^\circ$ olduğu durumda oluşurken, en az düşüşün de panjur açısının $\theta=15^\circ$ olduğu durumda elde edilmiştir. Basınç düşüşü ve ısı transferi performanslarının birlikte değerlendirildiği JF faktörü panjur açısının toplam performans üzerine etkisi hakkında daha gerçekçi bilgiler sunmaktadır. Elde edilen sonuçlar göstermiştir ki en yüksek JF faktörü değerlerine panjur açısının 20° olduğu durumda ulaşılırken, en düşük değerlere panjur açısının 40° olduğu durumda ulaşılmıştır. Panjur açılarının $\theta=20^\circ$, 25° , 30° ve 35° olduğu durumlarda Re sayısının 300 değerinden sonra ısı-hidrolik verimin düşmeye başladığı görülmüştür. Panjur açısının 15° olduğu durumda ise JF faktörü Re sayısı ile artmaya devam etmiştir.

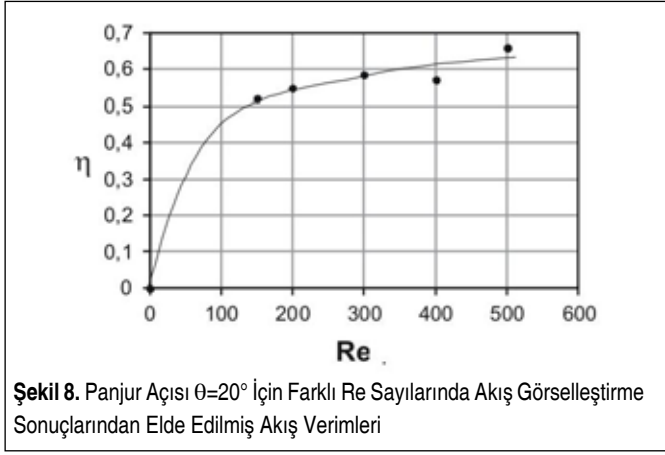
Şekil 6'da, Reynolds sayısı $Re=400$ ve en yüksek ısı-hidrolik performansın elde edildiği panjur açısı $\theta=20^\circ$ için akım çizgileri ve boya ile akış görselleştirme sonuçları su-



Şekil 5. Panjur Açısı $\theta=20^\circ$ için Colburn Faktörü j (I), Sürtünme Faktörü f (II) ve JF Oranları (III)

nulmuştur. Akım çizgileri ve boya akış görselleştirme sonuçları akış yapısının deneysel ve sayısal sonuçlar için örtüştüğünü göstermektedir. Şekil 7’de, $Re=400$ ve panjur açısı $\theta=20^\circ$ için sıcaklık eş düzey eğrileri gösterilmiştir. Panjurlar kanatlar arasında akışın hareket edebilmesini ve sıcak akışkanla soğuk akışkanın daha iyi karışmasını





sağlamaktadır. Kesintili yüzey oluşturan panjur yapıları ısı sınır tabakasının sürekli olarak büyümesini engelleyerek incelmelerini sağlamakta, dolayısıyla taşınım ile olan ısı transferini artırmaktadır. Şekil 8’de, panjur açısı $\theta=20^\circ$ için farklı Re sayılarında akış görselleştirme sonuçlarından elde edilmiş akış verimleri sunulmuştur. Akış verimleri akışın panjurlar tarafından ne kadar yönlendirilebildiğini gösteren nicel bir ifadedir. 20° panjur açısında Re sayısı arttıkça akış veriminin arttığı görülmüştür.

SEMBOLLER

A	Alan (m^2)
C_p	Özgül ısı ($J/kg \text{ } ^\circ C$)
f	Fanning sürtünme faktörü
h	Isı taşınım katsayısı ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$)
j	Colburn faktörü
L	Akış uzunluğu (m)
L_p	Panjur adımı (m)
N_u	Nusselt sayısı
q''	Isı akısı (W/m^2)
R_e	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık (K)
T_b	Ortalama sıcaklık (K)
T_c	Akışkan çıkış sıcaklığı (K)
T_g	Akışkan giriş sıcaklığı (K)



T_w	Cidar sıcaklığı (K)
U	Hava giriş hızı (m/s)
Δp	Basınç düşüşü (Pa)

Yunanca Semboller

μ	Dinamik viskozite (kg/m s)
δ_f	Panjur kanat kalınlığı (m)
η	Akış verimi
θ	Panjur açısı ($^\circ$)
λ	Isı iletim katsayısı(W/m K)
ρ	Akışkan yoğunluğu (kg/m ³)
R_e	Reynolds sayısı

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Yıldız Teknik Üniversitesi ve FRİTERM A.Ş ortaklığı ile gerçekleştirilen, T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen 0649.STZ.2014 numaralı SANTEZ projesinden üretilmiştir. Desteklerini esirgemeyen kurum ve kuruluşlara teşekkür ederiz.

KAYNAKÇA

1. **Lyman, A. C., Stephan, R. A., Thole, K. A., Zhang, L. W., Memory, S. B.** 2002. "Scaling of Heat Transfer Coefficients along Louvered Fins," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 26, no. 5, p. 547–563.
2. **Wang, C.-C., Lee, C.-J., Chang, C.-T., Lin, S.-P.** 1999. "Heat Transfer and Friction Correlation for Compact Louvered Fin-and-Tube Heat Exchangers," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 42, no. 11, p. 1945–1956.
3. **Zhang, X., Tafti, D. K.** 2001. "Classification and Effects of Thermal Wakes on Heat Transfer in Multilouvered Fins," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 44, no. 13, p. 2461–2473.
4. **Kim, M. H., Bullard, C. W.** 2002. "Air-Side Thermal Hydraulic Performance of Multi-Louvered Fin Aluminum Heat Exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 25, no. 3, p. 390–400.
5. **DeJong, N. C., Jacobi, A. M.** 2003. "Flow, Heat Transfer, and Pressure Drop in the Near-Wall Region of Louvered-Fin Arrays," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 27, no. 3, p. 237–250.
6. **DeJong, N. C., Jacobi, A. M.** 2003. "Localized Flow and Heat Transfer Interactions in Louvered-Fin Arrays," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 46, no. 3, p. 443–455.
7. **Perrotin, T., Clodic, D.** 2004. "Thermal-Hydraulic CFD Study in Louvered Fin-and-Flat-Tube Heat Exchangers," *Int. J. Refrig.*, vol. 27, no. 4, p. 422–432.
8. **Hsieh, C. T., Jang, J. Y.** 2006. "3-D Thermal-Hydraulic Analysis for Louver Fin Heat



Exchangers with Variable Louver Angle,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 26, no. 14–15, p. 1629–1639.

9. **Huisseune, H., T’Joen, C., De Jaeger, P., Willockx, A., De Paepe, M.** 2010. “Study of Junction Flows in Louvered Fin round Tube Heat Exchangers Using the Dye Injection Technique,” *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 34, no. 8, p. 1253–1264.
10. **Vaisi, A., Esmailpour, M., Taherian, H.** 2011. “Experimental Investigation of Geometry Effects on the Performance of a Compact Louvered Heat Exchanger,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 31, no. 16, p. 3337–3346.
11. **Okbaz, A., Olcay, A. B., Pınarbaşı, A.** 2014. “Numerical Investigation of Fin Rows Number Effects on Thermal and Hydraulic Characteristics of Louvered Fin Heat Exchangers for Experimental Designs,” *Experimental Fluid Mechanics*, 18-21 November 2014, Czech Republic, p. 393–399.
12. **Okbaz, A., Pınarbaşı, A., Olcay, A. B.** 2016. “3D Computational Analysis of Thermal and Hydraulic Performance of Louvered Fin Heat Exchanger with Variable Louver Angle and Louver Pitch,” *Proceedings of the ASME 2016 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 11-17 November 2016, Phoenix, Arizona, USA.
13. **Okbaz, A., Olcay, A. B., Cellek, M. S., Pınarbaşı, A.** 2017. “Computational Investigation of Heat Transfer and Pressure Drop in a Typical Louver Fin-and-Tube Heat Exchanger for Various Louver Angles and Fin Pitches,” *EPJ Web Conf.*, vol. 143.
14. **Sahnoun, A., Webb, R. L.** 1992. “Prediction of Heat Transfer and Friction for the Louver Fin Geometry,” *ASME*, vol. 114 (4), p. 893–900.
15. *ANSYS Fluent Theory Guide*, vol. 15317, no. November, p 724–746.