

Split klimalarda kullanılan ısı değiştiricilerinde kanatçık etkisinin sayısal analizi

Numerical analysis of fin effect in heat exchangers used in split air conditioners

Berkay BALKANLI¹, Ali YURDDAŞ^{2*}, Yiğit AKSOY³

Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Manisa, Türkiye.
berkaybalkanli@gmail.com, aliyurddas@gmail.com, ygtaksoy@gmail.com

Geliş Tarihi/Received: 09.09.2019
Kabul Tarihi/Accepted: 15.11.2019

Düzeltilme Tarihi/Revision: 16.09.2019

doi: 10.5505/pajes.2019.64928
Araştırma Makalesi/Research Article

Öz

Bu çalışmada, gündelik hayatımızda en çok kullanılan iklimlendirme sistem uygulamalarından biri olan split klimalardaki ısı değiştiricileri ele alınmıştır. En yaygın kullanılan ısı değiştiricisi tipi ele alınmıştır. Oluşturulan matematiksel modelin doğrulaması yapılmıştır. Gerçek çalışma şartlarına en yakın koşullar altında inceleme yapılarak tasarım parametrelerinin ısı kapasiteye ve sistem verimliliğine olan etkileri sayısal olarak incelenmiştir. Tasarım parametreleri geniş bir çalışma alanına sahip olmakla birlikte, bu çalışma kapsamında; boru çapı, borular arası dikey/yatay mesafe, kanatlar arası boşluk ve kanat et kalınlığı değişimi durumları için inceleme yapılmıştır. Düz kanat borulu ısı değiştiricisi modelinde, laminar akış ve belirli sınır koşulları altında tasarımsal değişimlerin ısı transferi, basınç düşüşü ve akış hızı üzerindeki etkileri Sonlu Hacimler Metodu kullanılarak incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda bulunan Nusselt sayısı, taşınım katsayısına bağlı olarak gerçekleşen ısı transferi miktarına göre optimum tasarım parametreleri iyileştirme önerisi olarak sunulmuştur.

Anahtar kelimeler: Split klima, ısı değiştiricisi, Kanatçık etkisi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), Sonlu hacimler metodu.

Abstract

In this study, heat exchangers in split air conditioners which are one of the most used air conditioning system applications in our daily life are chosen as a subject. Most commonly used heat exchanger type is chosen. The mathematical model was validated. The effects of design parameters on thermal capacity and system efficiency have been examined numerically under real-like operating conditions. Although design parameters have a wide working area; variations on pipe diameter, horizontal and vertical distance between pipes, space between fins and fin thickness are examined in this study. The effects of the design variations on heat transfer, pressure decrease and flow velocity under laminar flow and certain boundary conditions were investigated using Finite Volume Methods software for this type of heat exchanger. Nusselt number and heat transfer amount depending on the convection coefficient are found after analyses. Considering these values new optimal design parameters are presented for revision of the heat exchangers.

Keywords: Split air conditioner, Heat exchanger, Fin effect, Computational fluid dynamics (CFD), Finite volume method.

1 Giriş

İklimlendirme sistemlerinden birisi olan split klimalar, kullanım alanı, estetik görünümü ve çok fonksiyonlu olmasından dolayı hayatımızın vazgeçilmez bir ihtiyacı haline gelmiştir. Split klimaların verimlilik, maliyet ve çalışma performansının belirlenmesinde en büyük rolü olan kısım ısı değiştiricileridir. Bu yüzden gelişen ürün çeşitliliği ile literatür çalışmalarında sıkça karşılaştığımız önemli bir sistem elemanı olmuşlardır. Tasarımlarının geliştirilmesi ile ortaya çıkan ürünlerde üst sınıf enerji verimliliğinin ve çalışma performansı artışı hedeflenmektedir.

Literatürde, ısı değiştiricilerinin farklı türlerine ait teorik, deneysel ve bilgisayar destekli sayısal çözümlerine yönelik çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Deneysel çalışmalarda birçok araştırmacı tarafından Split klimalarda kullanılan ısı değiştiricilerinin geometrik parametrelerinin ısı transferine etkileri incelenmiştir.

Kanat geometrisinin (patlatmalı, patlatmasız, düz, dalgalı...) çeşitli yapıları ele alınarak ısı transferine ve sistemin hidrodinamik davranışına etkileri deneysel olarak birçok araştırmacı tarafından ele alınmıştır [1]-[4].

Wang ve diğ. [1] ısı transferi değerleri yarıklı, patlatmalı ve düz kanat borulu ısı değiştiricileri arasında deneysel çalışmalarla karşılaştırmışlardır. Yarıklı ve patlatmalı kanat borulu tipin, düz kanat borulu tipe karşı üstün olduğunu belirtmişlerdir. Yun ve diğ. [2] farklı kanat geometrilerine göre ısı transferi kat sayısı ve basınç düşüşü değişimi deneysel çalışmalarla incelemişlerdir. Önce ölçeklendirilmiş modeller ile ısı transferi ve basınç düşüşü değişimi incelenmiştir. Sonra prototip çalışmaları ile doğrulanmış ölçekli modellerin çeşitlendirilme incelemesi yapılmıştır. Kanat geometrileri düz, kısa yarıklı, uzun yarıklı ve patlatmalı olmak üzere 4 çeşittir. Aynı sistem değerleri ile yapılan çalışma sonucu uzun yarıklı kanat borulu ısı değiştiricisi tasarımı optimum tasarım olarak seçilmiştir. Tang ve diğ. [3] ısı transferi ve sürtünme karakteristikleri beş farklı tip kanat borulu ısı değiştiricisinde Reynolds sayısının 4000-10000 arasında olduğu sistemlerde deneysel olarak incelemişlerdir. Yapılan çalışma sonucu patlatmalı kanat borulu ısı değiştiricisinin en iyi ısı transferi ve basınç düşüşü sağladığını belirtmişlerdir. Kim ve diğ. [5] düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde kanatlar arası mesafe, boru sıra sayısı ve boru hizalanmasının değişimi deneysel çalışmalarla incelemişlerdir. Boru sıra sayısı arttıkça ısı transferinin arttığı ifade edilmiştir. Rathod ve diğ. [6] ısı transferi değerleri düz, yuvarlak ve eliptik kanat borulu ısı değiştiricilerinde termal performans ölçümü

*Yazışılan yazar/Corresponding author

yapmışlardır. Düz kanat tipi en iyi ısı transferi değerini sağlamıştır. Kumlutaş ve diğ. [7] ince kesit alanlı kanat geometri üzerinde sıcaklık ve hız dağılımı incelemişlerdir. Çalışmalar sonucu sayısal ve deneysel çalışma sonucu split klimadaki modelde oluşan ısı transferi ve akış karakteri değerlerinin kabul edilebilir değerde olduğu gözlemlenmiştir.

Ancak çoğu çalışmalarda genel yöntem, ısı değiştiricilerinin elemanı oldukları sistemden ayrı olarak, girilen sınır koşulları ile çalışma şartlarının sağlanması şeklindedir. Buldukları sistem ile değerlendirilen, farklı geometri ve kapasitelere sahip ısı değiştiricilerinin incelenmesi; zaman, maliyet ve üretim yükü getireceği için hesaplamalı akışkanlar dinamiği geliştirilerek bu çalışmalar gerçekleştirilmelidir.

Şahin ve diğ. [8] düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde kanat açılarının değişimi ile ısı transferi ve basınç düşümü değerlerini Fluent programında hesaplanmışlardır. Analizler sonucu kanat açısı $\theta = 30^\circ$ değerinde en yüksek ısı transferi değeri hesaplanmıştır ve optimum açı olarak belirlenmiştir. Kanatlar arası mesafe azaltıldığında hava akış hızının arttığını gözlemlemişlerdir. Ereğ ve diğ. [9] düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde kanat boru merkezi, kanat yüksekliği, boru kalınlığı, boru eliptikliği, kanatlar arası mesafe değişiminin su ile hava arasındaki ısı transferi ve kanatlar arasındaki basınç düşüşü üzerindeki etkileri sayısal olarak incelemişlerdir. Jang ve diğ. [10] dalgali kanat borulu ısı değiştiricisinde boru sırası, dalga açısı ve dalga yüksekliğinin ısı transferi üzerindeki etkileri nümerik olarak incelemişlerdir. Boru sıra sayısının dalgali kanat tipinde, düz kanat tipine göre daha az etkili olduğu görülmüştür. Aynı dalga boyu için ortalama Nusselt sayısı ve basınç düşüşü katsayısı, dalga açısının artması ile artmaktadır. Eşit dalga açısı için de ortalama Nusselt sayısı ve basınç katsayısı, dalga yüksekliğinin artması ile azalmaktadır. Choi ve diğ. [11] ayrık düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi karakteristikleri, kanatlar arası mesafe, boru sıra sayısı, kanat hizalaması ve dikey kanat boşluğu değişimi ile incelemişlerdir. Aynı koşullarda ısı transferi katsayısının ayrık düz kanat tipinde, ayrık olmayan düz kanat tipine göre daha büyük olduğu görülmüştür. Lee ve diğ. [12] düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde ısı transferi karakteristikleri, kanatlar arası mesafe, boru sıra sayısı ve boru hizası değişimi ile donma koşulları altında incelemişlerdir. ısı transferinin kanatlar arası mesafenin azalması ve boru sıra sayısının artması ile arttığını belirtmişlerdir. Jang ve diğ. [13] ısı transferi değeri düz kanat borulu ısı değiştiricisinde sıkıştırılamaz, 3 boyutlu, laminar akış modelinde bilgisayar destekli ve deneysel çalışma yapılarak incelemişlerdir. Sayısal analizlerde ısı transferi, boru dizilimi hizalı tipte, eş merkezli tipten daha fazla olduğunu ifade etmişlerdir. Bahirat ve diğ. [14] düz kanat borulu ısı değiştiricisinde farklı hava hızında, laminar ve türbülanslı, belirli giriş ve çıkış sınır koşullarında Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak analizi yapmışlardır. Altı farklı kanat açıları kullanılmıştır. Gori ve diğ. [15] ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerini düz kanat borulu ısı değiştiricisinde Fluent programı kullanılarak çalışma yapmışlardır. Reynold sayısı 330-7000 arasındadır. Laminer ve türbülanslı akış modelleri kullanılmıştır. Laminer, SST k-omega ve k-epsilon modelleri kullanılarak analizler yapılmıştır. Sonuçta laminar akış ısı transferi için en doğru sonucu, geçiş akışında SST k-omega daha doğru, k-epsilon ise en iyi ısı transferi değerini vermektedir. Liu ve diğ. [16] kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde üç katmanlı ve yarım yay şeklindeki geometriler üzerinde hava akış hızı değiştirilerek akış karakteristiği ve ısı transferi değişimleri incelemişlerdir. Yarım

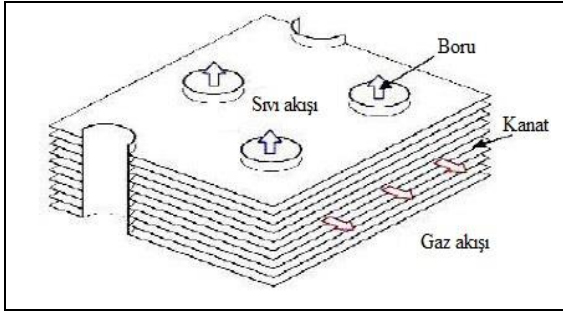
yay geometrisinde ısı transferinin daha homojen ve girdap sayısının az olduğu görülmüştür. ısı transferi performansının üç katmanlı geometriye göre daha yüksek olduğu görülmüştür. Özer ve diğ. [17] split klimalar içindeki çapraz akış fanının akış üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sarmal eğilim, dil açısı, girdap duvar kalınlığı ve girdap duvar uzaklığı değiştirilecek parametreler olarak seçmişlerdir. Bhuiyan ve diğ. [18] dalgali kanatlı ısı değiştiricilerinde termal ve hidrolik karakteristikler incelemişlerdir. ANSYS programı kullanılarak çalışma yapılmıştır. Türbülanslı akış durumu seçilmiştir. Kanat kalınlıklarının ve dalga açılarının ısı transferine etkilerinin büyük olduğunu belirtmişlerdir. Bacellar ve diğ. [19] kanatsız ve kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde hava tarafındaki basınç düşüşü ve ısı transferi katsayısı üzerindeki etkileri incelemişlerdir. Kanatlı borulu ısı değiştiricisinin kanatsız boruluya göre yüksek ısı transferi katsayısı oluşturduğu görülmüştür. Khudheer ve diğ. [20] iki sıralı kanatlı borulu ısı değiştiricisinde ısı transferi ve akışkan anış karakteristikleri HAD kullanılarak araştırmışlardır. Reynolds sayısının 330-7000 arasında değişmesiyle ısı transferi ve basınç düşüşü karakteristiklerindeki değişimler gözlemlenmiştir. Çarija ve diğ. [21] çift kanatlı borulu ısı değiştiricilerinde akış analizi yapmışlardır. Düz ve patlatmalı kanat tipleri kullanılmıştır. Patlatmalı kanat tipi düz olana göre çok daha iyi ısı transferi ve biraz daha fazla basınç düşüşü sağladığı görülmüştür. Manjunath ve diğ. [22] patlatmalı kanat borulu ısı değiştiricilerinde HAD kullanılarak patlatma açısı ve genişliği parametrelerinin termal hidrolik performans üzerindeki etkileri incelemişlerdir. Patlatma açısı arttıkça ısı transferi katsayısı ve basınç düşüşünün arttığı gözlemlenmiştir. Patlatma genişliği arttıkça da basınç düşüşünün arttığı gözlemlenmiştir. Wang ve diğ. [23] düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde boru sıra sayısı, kanatlar arası boşluk ve kanat kalınlığı değiştirilerek ısı transferi üzerindeki etkileri karşılaştırmışlardır. Kanatlar arası boşluğun ısı transferini çok etkilemediği, boru sıra sayısının sürtünme katsayısı üzerinde önemsiz etkisini olduğu ve kanat kalınlığının ısı transferi katsayısı ve sürtünme katsayısı üzerinde çok etkisini olmadığı görülmüştür.

Yukarıda yapılmış olan çalışmalar incelendiğinde hepsinin ısı değiştiricilerinin geometrik durumları ve kanatçık yapısının ısı transferine etkilerini deneysel ve nümerik olarak incelediklerini görmekteyiz. Ancak bu çalışmalar kısıtlı değişimleri ele almışlar ve o değişimlerin ısı performans etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada kanatçık etkisinin ısı performans etkisini incelemek amacıyla bu geometrik parametrelerin çoğunluğu ele alınmıştır. Birbirleri arasındaki değişimin oluşturduğu kısıtlamalar tespit edilmiş ve sistemin ısı performans ile hidrodinamik davranışa etkileri incelenmiştir. Ele aldığımız düz kanat borulu ısı değiştiricisi modelinde, laminar akış ve belirli sınır koşulları altında tasarimsal değişimlerin ısı transferi, basınç düşüşü ve akış hızı üzerindeki etkileri Sonlu Hacimler Metodu ile ANSYS Fluent programı kullanılarak incelenmiştir. Yapılan analizler sonucunda bulunan Nusselt sayısı, taşınım katsayısına bağlı olarak gerçekleşen ısı transferi değerlerine göre, optimum tasarım parametreleri iyileştirme önerisi sunulmuştur.

2 Geometri, sınır şartları ve ağ yapısı

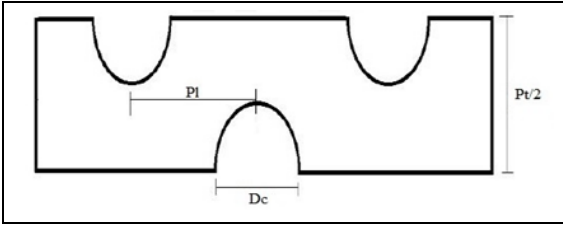
2.1 Geometri

Bu çalışmada, düz kanat borulu ısı değiştiricisi modeli ele alınmıştır. Şekil 1'de tez çalışmasında kullanılacak olan ısı değiştiricisinin modeli gösterilmektedir [13].



Şekil 1. Modellenen ısı değiştiricisi.
Figure 1. Modeled heat exchanger.

Sistemde alüminyum borular içerisinde su, boru ve alüminyum kanatçıklar etrafından da hava akışı olmaktadır. Şekil 2’de ilgili ısı değiştiricisinin geometrik kanat ölçüleri belirtilmektedir.

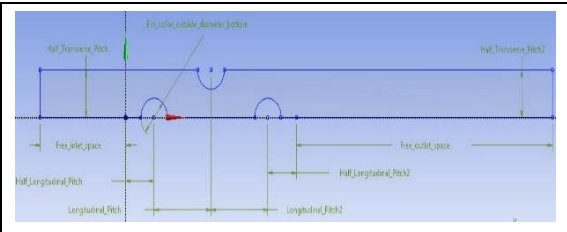


Şekil 2. Kanatçık geometrisi.
Figure 2. Fin geometry.

Doğrulamanın yapılacağı çalışmanın geometrik ölçüleri [13];

- Boru çap $D_c = 10.23$ mm,
- Boru merkezleri arası yatay mesafe $P_l = 22$ mm (Toplam kanat boyu 66 mm),
- Boru merkezleri arası dik mesafe $\frac{P_t}{2} = 12.7$ mm,
- Kanatlar arası mesafe $F_p = 2.24$ mm,
- Kanat cidar kalınlığı $\Delta_k = 0.130$ mm,
- Boru cidar kalınlığı $\Delta_b = 0.336$ mm.

Şekil 3’te kanat geometrisinin parametrelere bağlantısı gösterilmektedir. Giriş (inlet) kısmı kanat boyunun yarısı, Çıkış (outlet) kısmı ise kanat boyunun 3/2’si olarak alındı. Bütün parametreler çeşitli toleranslarda değiştirilerek en iyi tasarım bulunmaya çalışılmıştır.

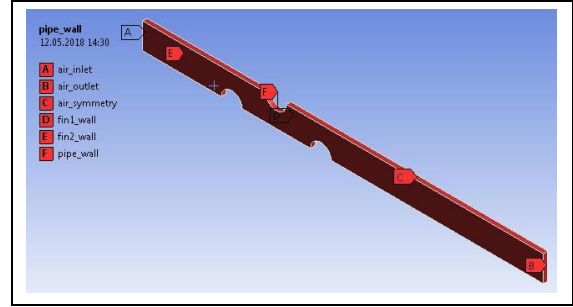


Şekil 3. Analizi yapılan kanat geometrisi.
Figure 3. Fin geometry analyzed.

2.2 Sınır şartları

Oluşturulan sınır bölgeleri kanat geometrisi üzerinde tanımlanmış olup geometri üzerindeki sınır şartları, yapılan bütün analizlerde aynı kullanılmıştır.

Şekil 4’te geometri üzerindeki gerekli olan sınır şartları oluşturulmuş olup bunların hangi yüzeylere ait olduğu gösterilmektedir.



Şekil 4. Sınır koşulları.

Figure 4. Boundary conditions.

Hava giriş bölgesi (A): Havanın giriş akışı; seçili bölgeye dik, doğrusal.

$$V_{h,g} = 0.3 \text{ m/s}$$

$$P_{h,g} = 0 \text{ Pa (gösterge basıncı)}$$

$$T_{h,g} = 278 \text{ K}$$

Hava çıkış bölgesi (B): Havanın geri akışı; seçili bölgeye dik, doğrusal

$$P_{h,\zeta} = 0 \text{ Pa (gösterge basıncı)}$$

$$T_{h,\zeta} = 300 \text{ K}$$

Simetri bölgesi (C)

Kanat 1 bölgesi (D): Kanat 1; sabit, sürtünmesiz yüzey

$$T_{k1} = 333 \text{ K}$$

$$\Delta_k = 0.13 \text{ mm}$$

$$q_{k1} = 0 \text{ W/m}^3$$

Kanat 2 bölgesi (E): Kanat 2; sabit, sürtünmesiz yüzey

$$T_{k2} = 333 \text{ K}$$

$$\Delta_k = 0.13 \text{ mm}$$

$$q_{k2} = 0 \text{ W/m}^3$$

Boru bölgesi (F): Borular; sabit, sürtünmesiz yüzey

$$T_{k1} = 333 \text{ K}$$

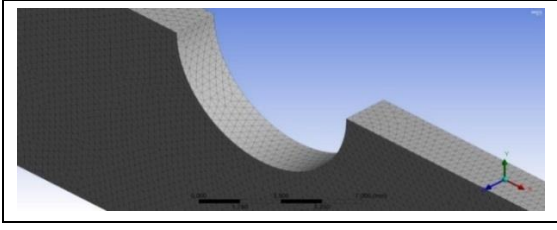
$$\Delta_b = 0.336 \text{ mm}$$

$$q_b = 0 \text{ W/m}^3$$

2.3 Ağ yapısı

Ağ yapısı tipi olarak; 4 Node Linear (Tetrahedron) ve 6 Node Linear Wedge (Prisma) kullanıldı.

Şekil 5’te oluşturulmuş ağ yapısı modeli gösterilmektedir. Kanatçıklar arası ve boru yüzeyi ağ yapısı görülmektedir.

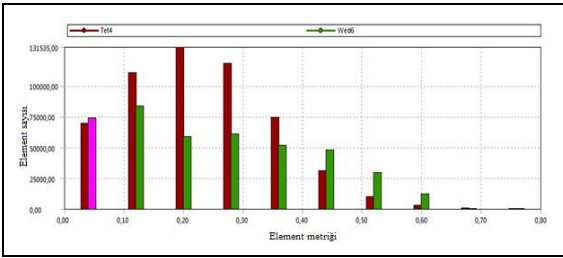


Şekil 5. Ağ yapısı.

Figure 5. Mesh.

Oluşturulan ağ modeli sonucu, 320867 node, 963068 element oluşturuldu. En yüksek skewness oranı 0.79 değerindedir. Grafikte ise skewness dağılımı oranının en çok 0.1-0.3 aralığında olduğu görülmektedir.

Şekil 6'da oluşturulmuş olan ağ yapısına ait skewness dağılımı grafiksel olarak belirtilmektedir.



Şekil 6. Ağ Yapısı istatistik verileri.

Figure 6. Mesh statistics data.

3 Analiz ve çalışmanın doğrulanması

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizleri için Sonlu Hacimler Metodunu kullanan ANSYS Fluent paket programında çözücü; basınç tabanlı, doğrusal hareket ve kararlı durum olarak ayarlanmıştır. Enerji denklemleri aktif olup, akış tipi Laminar akış durumu seçilmiştir.

Boruların ve kanatçıkların etrafından akan akışkan olarak sıkıştırılmaz hava; boru ve kanatçık katı malzemesi olarak alüminyum seçilmiştir. Tablo 1'de hava ve alüminyum özellikleri belirtilmektedir.

Basınç-hız çifti için SIMPLE düzen olarak seçildi. Basınç, momentum ve enerji denklemleri için çözüm metodları SECOND ORDER olarak seçildi. Çözümlerde kullanılan üç boyutlu model için kütle, momentum ve enerji denklemleri aşağıda belirtilmiştir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \nabla(\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla[\mu(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T)] \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla(\vec{u}(\rho E + p)) = \nabla(k \nabla T) \quad (3)$$

Nümerik olarak yapılmış tüm çalışmalarda mutlaka bir sonuç bulunur. Ancak bu sonucun doğruluğunun mutlaka sağlanması gerekmektedir. Bu doğruluğunu deneysel olarak yapılmış bir çalışma ile ya da doğruluğunu belirtmiş başka bir nümerik çalışma ile mutlaka gerçekleştirilmelidir. Tablo 2'de Bahirat ve Joshi [14] çalışması ile yapılan doğrulama çalışmasının analiz sonuçları yer almaktadır. Nusselt sayısının %1.5'lük sapma ile yakınsadığı görülmüştür. Buna bağlı olarak ısı taşınım katsayısı ve ısı transferi miktarının da aynı oranda yakınsadığı belirlenmiştir.

Şekil 7(a)'da doğrulama çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan hava hızı dağılımı gösterilmektedir. Hava hızının boru tepe noktasında kesit alanı daralmasından dolayı 0.8206 m/s maksimum değeri ulaştığı görülmektedir. Ortalama değeri ise 0.7385 m/s olarak bulunmuştur. Şekil 7(b)'de doğrulama çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan basınç düşüşü dağılımı gösterilmektedir. Hava hızının boru tepe noktasında kesit alanı daralması ile artmasından dolayı kanat sonuna doğru basıncın azalış gösterdiği görülmektedir.

Tablo 1. Hava-Alüminyum özellikleri.

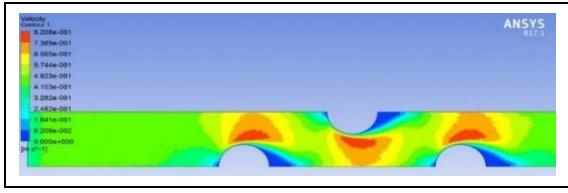
Table 1. Air-Aluminum properties.

Hava	Alüminyum
$\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 2719 \text{ kg/m}^3$
$C_p = 1225 \text{ J/kgK}$	$C_p = 871 \text{ J/kgK}$
$\mu = 1.7894 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$	$k = 202.5 \text{ W/mK}$
$k = 0.2419 \text{ W/mK}$	

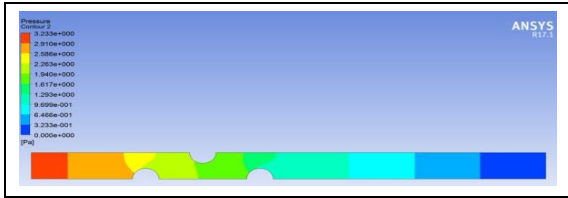
Tablo 2. Doğrulama çalışması sonuçları.

Table 2. Validation study results.

Çalışmalar	Tasarım Ölçüleri	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² .K)	Isı Transferi Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Subodh Bahirat P. V. Joshi	$D_c = 10.23 \text{ mm}$ $P_l = 22 \text{ mm}$ $\frac{P_t}{2} = 12.7 \text{ mm}$	101.000000	238.865000	9.58517472	0.7100	-
Doğrulama Çalışması	$F_p = 2.24 \text{ mm}$ $\Delta_k = 0.130 \text{ mm}$ $\Delta_p = 0.336 \text{ mm}$	102.649790	242.766753	9.74174428	0.7385	0.8206



(a)

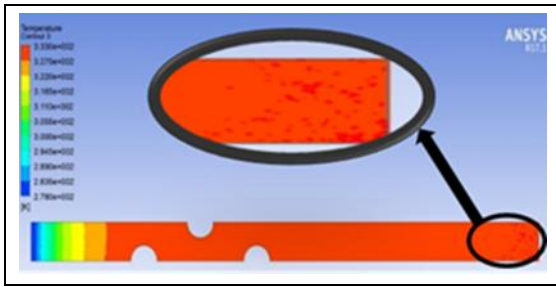


(b)

Şekil 7. Doğrulama çalışması hız, (a): ve basınç, (b): Dağılımı.

Figure 7. Validation study velocity, (a): and Pressure, (b): Contour.

Şekil 8’de doğrulama çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Hava sıcaklığının boru demetlerin yaklaşması ile rejim değerine geldiği görülmektedir. Kanat sonuna doğru en yüksek değerine ulaşmaktadır.



Şekil 8. Doğrulama çalışması sıcaklık dağılımı.

Figure 8. Validation study temperature contour.

4 Sonuçlar ve tartışma

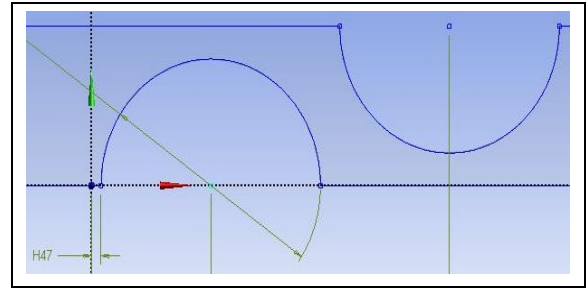
Optimizasyon çalışmasında; boru çapı, boru merkezleri arası yatay ve dik mesafe, kanatlar arası mesafe, kanat cidar kalınlığı

değerleri değiştirilerek bunların Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı, ısı transfer miktarı ile kanatlar arasından geçen hava hızı, sıcaklık değişimi ve basınç düşüşü üzerine etkileri incelenmiştir.

4.1 Boru çapı değişimi

Boru çapı (D_c) değeri, doğrulama çalışmasında 10.23 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak çap değeri, ± 2.5 mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır. Tablo 3’te boru çapındaki azalma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında azalma oluştururken çaptaki artış, bu parametrelerde de artış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, çapla doğru orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. ‘Tasarım 5’ çalışmasındaki çap değeri, tasarımsal limite ulaşıldığı için son artış değeri olarak kabul edilmiştir.

Şekil 9’da ‘H47’ değeri (0.885 mm), çap arttıkça azalmaktadır. Tasarım 5 çalışmasında bu parametre minimum değere ulaştığı görülmektedir. Çap, belirlenen tolerans kadar bir kez daha artarsa kanat başlangıcının boru çapı ile başlayacağı durumu oluşturur.



Şekil 9. Boru çapı (D_c) tasarımsal limit.

Figure 9. Pipe diameter (D_c) design limit.

4.2 Boru merkezleri arası yatay mesafe değişimi

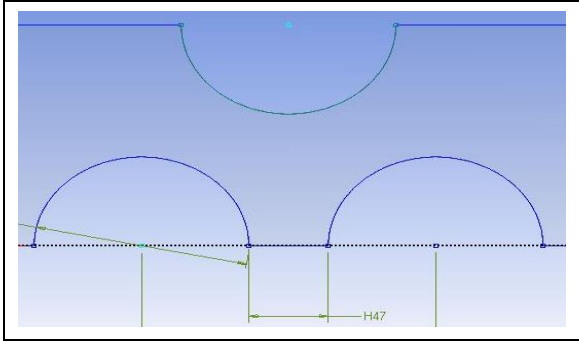
Boru merkezleri arası yatay mesafe (P_1) değeri, doğrulama çalışmasında 22.00 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak yatay mesafe değeri, ± 5 mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır.

Tablo 3. Boru çapı (D_c) değişimi.

Table 3. Pipe diameter (D_c) change.

Çalışmalar	D_c (mm)	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2.K$)	Isı Transfer Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Tasarım 1	7.730	101.687950	240.492002	9.65046305	0.65060	0.72280
Doğrulama Çalışması	10.230	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 2	12.730	104.047570	246.072503	9.87439740	0.85880	0.95420
Tasarım 3	15.230	105.824440	250.274801	10.04302720	1.04400	1.16000
Tasarım 4	17.730	107.995520	255.409405	10.24906860	1.41400	1.57200
Tasarım 5	20.230	110.922300	262.331240	10.52682798	1.99000	2.21100

Tablo 4'te boru merkezleri arası yatay mesafedeki azalma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında artma oluştururken mesafedeki artış, bu parametrelerde azalış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, mesafeyle ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. Tablo 4'te 'Tasarım 9' çalışmasındaki mesafe değeri, tasarımsal limite ulaşıldığı için son azalış değeri olarak kabul edilmiştir. Şekil 10'da 'H47' değeri (3.77 mm), mesafe azaldıkça azalmaktadır. Tasarım 9 çalışmasında bu parametre minimum değere ulaştığı görülmektedir. Mesafe, belirlenen tolerans kadar bir kez daha azalırsa boru çaplarının birbirleri üzerine geçeceği durumu oluşur.



Şekil 10. P_l Tasarımsal limit.

Figure 10. P_l Design limit.

4.3 Boru merkezleri arası dik mesafe değişimi

Boru merkezleri arası dik mesafe ($P_t/2$) değeri, doğrulama çalışmasında 12.70 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak dik mesafe değeri, ± 5 mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır. Tablo 5'te boru merkezleri arası dikey mesafedeki artma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında artma oluştururken mesafedeki azalış, bu parametrelerde de azalış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, mesafeyle ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. 'Tasarım 12' çalışmasında, dikey mesafedeki artış bir noktadan sonra Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transferi değerinde azalma oluşturduğu görülmektedir.

4.4 Kanatlar arası mesafe değişimi

Kanatlar arası mesafe (F_p) değeri, doğrulama çalışmasında 2.24 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak

kanat mesafe değeri, $\pm 1,00$ mm ve yakınsama çalışmaları için ± 0.20 mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır. Tablo 6'da kanatlar arası mesafedeki azalma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında artma oluştururken mesafedeki artış, bu parametrelerde de azalış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, mesafeyle ters orantılı olarak değiştiği gözlemlenmiştir. 'Tasarım 17' çalışmasında, kanatlar arası mesafedeki azalış bir noktadan sonra Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer hızı değerinde azalma oluşturduğu görülmektedir.

4.5 Kanat cidar kalınlığı değişimi

Kanat cidar kalınlığı (Δ_k) değeri, doğrulama çalışmasında 0.13 mm olarak alındı. Diğer tasarım parametreleri sabit tutularak kalınlık değeri, ± 0.10 mm değişim toleransı alınarak analizler yapılmıştır.

Tablo 7'de kanat cidar kalınlığındaki artma Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer miktarında artma oluştururken kalınlıktaki azalış, bu parametrelerde azalış oluşturduğu gözlemlenmiştir. Kanatlar arası hava hızı değişimi, kalınlıkla değişmediği gözlemlenmiştir. 'Tasarım 20' çalışmasında Nusselt sayısı ve ona bağlı olan taşınım katsayısı ile ısı transfer hızı değerinde artış 0.002'lik değerde olduğu için artışın yakınsadığı kabulü yapılmıştır.

4.6 Tasarım çalışmaları

Yapılan optimizasyon çalışmaları sonucu boru çapı ve boru merkezleri arası yatay mesafenin tasarımsal limite ulaşmasından dolayı iki parametrenin maksimum limitine göre iki ayrı tasarım çalışması yapılmıştır. Tablo 8'de bu çalışmada analizleri yapılan tasarım parametrelerinin karşılaştırma amacıyla tablosu verilmiştir.

Tablo 9'da 'Optimizasyon Çalışması 1', borular arası yatay mesafe parametresi maksimum değerde tutularak boru çapının tasarımsal uygun değeri ve diğer parametrelerin optimum değerleri seçilerek oluşturulan çalışmadır. 'Optimizasyon Çalışması 2' ise boru çapı parametresi maksimum değerde tutularak borular arası yatay mesafenin tasarımsal uygun değeri ve diğer parametrelerin optimum değerleri seçilerek oluşturulan çalışmadır.

Tablo 4. Boru merkezleri arası yatay mesafe (P_l) değişimi.

Table 4. Horizontal distance (P_l) change between pipe centers.

Çalışmalar	P_l (mm)	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² .K)	Isı Transfer Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Tasarım 9	7.000	111.755850	264.302585	10.60593414	1.44800	1.60900
Tasarım 8	12.000	108.978020	257.733017	10.34231052	0.92800	1.03100
Tasarım 7	17.000	105.676380	249.924639	10.02897590	0.76890	0.85440
Doğrulama çalışması	22.000	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 6	27.000	100.176080	236.916429	9.50698247	0.73520	0.81680

Tablo 5. Boru merkezleri arası dik mesafe ($P_t/2$) değişimi.
Table 5. Vertical distance ($P_t/2$) change between pipe centers.

Çalışmalar	$P_t/2$ (mm)	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2.K$)	Isı Transfer Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Tasarım 10	7.700	102.524040	242.469355	9.72981026	1.21100	1.34600
Doğrulama çalışması	12.700	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 11	17.700	105.531260	249.581430	10.01520362	0.68540	0.76160
Tasarım 12	22.700	103.447960	244.654425	9.81749278	0.66900	0.74340

Tablo 6: Kanatlar arası mesafe (F_p) değişimi.
Table 6. Distance change between fins (F_p).

Çalışmalar	F_p (mm)	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2.K$)	Isı Transfer Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Tasarım 17	0.640	120.929520	285.998315	11.47654038	0.72910	0.81020
Tasarım 16	0.840	125.513550	296.839546	11.91157729	0.77160	0.85730
Tasarım 15	1.040	120.714760	285.490407	11.45615907	0.75080	0.83430
Tasarım 14	1.240	118.413790	280.048613	11.23779076	0.73860	0.82060
Doğrulama	2.240	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 13	3.240	91.818516	217.150790	8.71382691	0.71800	0.79770

Tablo 7. Kanat cidar kalınlığı (Δ_k) değişimi.
Table 7. Fin wall thickness (Δ_k) change.

Çalışmalar	Δ_k (mm)	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2.K$)	Isı Transfer Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Tasarım 18	0.030	102.647210	242.760652	9.74149943	0.73850	0.82060
Doğrulama çalışması	0.130	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 19	0.230	102.652370	242.772855	9.74198913	0.73850	0.82060
Tasarım 20	0.330	102.654940	242.778933	9.74223303	0.73850	0.82060

Tablo 8. Tasarım parametrelerinin karşılaştırılması.
Table 8. Comparison of design parameters.

Çalışmalar	D_c (mm)	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı ($W/m^2.K$)	Isı Transfer Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Tasarım 1	7.730	101.687950	240.492002	9.65046305	0.65060	0.72280
Doğrulama	10.230	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 2	12.730	104.047570	246.072503	9.87439740	0.85880	0.95420

Tablo 8. Devamı.
Table 8. Continued.

Çalışmalar	D_c (mm)	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² .K)	Isı Transfer Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Tasarım 3	15.230	105.824440	250.274801	10.04302720	1.04400	1.16000
Tasarım 4	17.730	107.995520	255.409405	10.24906860	1.41400	1.57200
Tasarım 5	20.230	110.922300	262.331240	10.52682798	1.99000	2.21100
P_l (mm)						
Tasarım 9	7.000	111.755850	264.302585	10.60593414	1.44800	1.60900
Tasarım 8	12.000	108.978020	257.733017	10.34231052	0.92800	1.03100
Tasarım 7	17.000	105.676380	249.924639	10.02897590	0.76890	0.85440
Doğrulama	22.000	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 6	27.000	100.176080	236.916429	9.50698247	0.73520	0.81680
$P_t/2$ (mm)						
Tasarım 10	7.700	102.524040	242.469355	9.72981026	1.21100	1.34600
Doğrulama	12.700	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 11	17.700	105.531260	249.581430	10.01520362	0.68540	0.76160
Tasarım 12	22.700	103.447960	244.654425	9.81749278	0.66900	0.74340
F_p (mm)						
Tasarım 17	0.640	120.929520	285.998315	11.47654038	0.72910	0.81020
Tasarım 16	0.840	125.513550	296.839546	11.91157729	0.77160	0.85730
Tasarım 15	1.040	120.714760	285.490407	11.45615907	0.75080	0.83430
Tasarım 14	1.240	118.413790	280.048613	11.23779076	0.73860	0.82060
Doğrulama	2.240	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 13	3.240	91.818516	217.150790	8.71382691	0.71800	0.79770
Δ_k (mm)						
Tasarım 18	0.030	102.647210	242.760652	9.74149943	0.73850	0.82060
Doğrulama	0.130	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Tasarım 19	0.230	102.652370	242.772855	9.74198913	0.73850	0.82060
Tasarım 20	0.330	102.654940	242.778933	9.74223303	0.73850	0.82060

Tablo 9. Tasarım çalışmaları karşılaştırması.

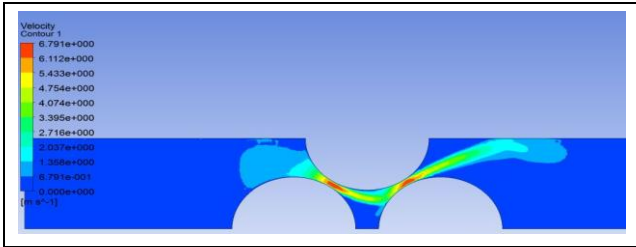
Table 9. Design studies comparison.

Çalışmalar	Tasarım Ölçüleri	Nusselt Sayısı	Isı Taşınım Katsayısı (W/m ² .K)	Isı Transfer Miktarı (W)	Hava Hızı (m/s)	Maks. Hava Hızı (m/s)
Doğrulama çalışması	$D_c = 10.23\text{mm}$ $P_t = 22\text{mm}$ $P_t/2 = 12.7\text{mm}$ $F_p = 2.24\text{mm}$ $\Delta_k = 0.130\text{mm}$ $\Delta_b = 0.336\text{mm}$	102.649790	242.766753	9.74174428	0.73850	0.82060
Optimizasyon Çalışması 1	$D_c = 12.23\text{mm}$ $P_t = 7\text{mm}$ $P_t/2 = 17.7\text{mm}$ $F_p = 0.84\text{mm}$ $\Delta_k = 0.330\text{mm}$ $\Delta_b = 0.336\text{mm}$	143.867560	340.246779	13.65342276	1.19500	1.32700
Optimizasyon Çalışması 2	$D_c = 20.23\text{mm}$ $P_t = 12\text{mm}$ $P_t/2 = 17.7\text{mm}$ $F_p = 0.84\text{mm}$ $\Delta_k = 0.330\text{mm}$ $\Delta_b = 0.336\text{mm}$	146.958130	347.555977	13.94672626	6.11200	6.79100

'Optimizasyon Çalışması 2' çalışmasının 'Optimizasyon Çalışması 1' çalışmasına göre daha yüksek Nusselt Sayısı elde edildiği buna bağlı olarak daha yüksek ısı transferine sahip olduğu görülmüştür.

'Optimizasyon Çalışması 2'de, Optimizasyon Çalışması 1'e göre kanatlar arası hava hızının daha yüksek olduğu görülmektedir.

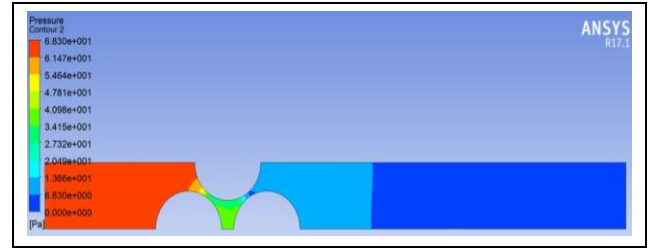
Şekil 11'de 'Optimizasyon Çalışması 2' çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan hava hızı dağılımı gösterilmektedir. Hava hızının boru tepe noktasında kesit alanı daralmasından dolayı 6.791 m/s maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Ortalama değeri ise 6.112 m/s olarak bulunmuştur. Doğrulama çalışmasında hava hızı ortalama değeri ise 0.7385 m/s olarak bulunmuştu. Yeni tasarımda kanatlar arasında oluşan hızda 8 kat kadar bir artış sağlanmıştır.



Şekil 11. 'Optimizasyon çalışması 2' hız dağılımı.

Figure 11. 'Optimization study 2' velocity contour.

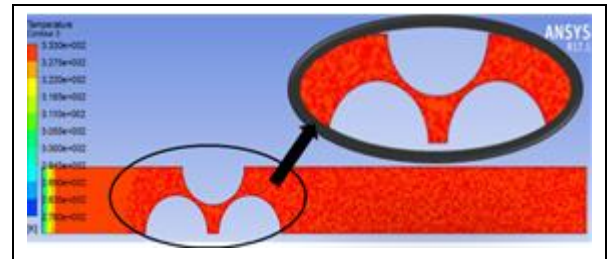
Şekil 12'de 'Optimizasyon Çalışması 2' çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan basınç düşüşü dağılımı gösterilmektedir. Hava hızının boru tepe noktasında kesit alanı daralması ile artmasından dolayı kanat sonuna doğru basıncın azalış gösterdiği görülmektedir. Doğrulama çalışmasına göre basınç düşüşü daha önce olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 12. 'Optimizasyon çalışması 2' basınç dağılımı.

Figure 12. 'Optimization study 2' pressure contour.

Şekil 13'te 'Optimizasyon Çalışması 2' çalışması analizi sonucu kanat geometrisi üzerinde oluşan sıcaklık dağılımı gösterilmektedir. Hava sıcaklığı kanat geometrisi başlangıcında rejim değerine geldiği görülmektedir. Boru demetlerine yaklaşımla yüksek sıcaklık dağılımının arttığı görülmektedir. Kanat sonuna doğru en yüksek sıcaklık dağılımına ulaşmaktadır. Doğrulama çalışmasına göre yüksek sıcaklık dağılımı daha önce olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 13: 'Optimizasyon çalışması 2' sıcaklık dağılımı.

Figure 13. 'Optimization study 2' temperature contour.

5 Sonuçlar

Bu çalışmada düz kanat borulu ısı değiştiricilerinde tasarım parametrelerinin Nusselt sayısı, ısı taşınım katsayısı ve ısı transferi hızı üzerindeki etkilerini gözlemleyerek ısı değiştiricisi üzerindeki hava hızı, basınç ve sıcaklık değişimleri

incelenmiştir. Yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda en uygun tasarım parametreleri bulunmuş olup, yeni tasarım parametreleri ile doğrulama çalışması kıyaslanarak yeni tasarımın verimliliği şekiller ve tablolar ile ortaya konulmuştur.

Isı değiştiricisinde kullanılan tasarım parametrelerinden; boru çapı, borular arası yatay, dikey mesafe ve kanatlar arası mesafenin, sistem hız, basınç ve sıcaklık değişimini önemli ölçüde etkilediği gözlemlenmiştir. Kanat ve boru kalınlığı etkisinin çok az olduğu görülmüştür. Tasarım parametrelerinin değişimi ile Nusselt sayısının değiştirilebildiği ve Nusselt sayısının direk olarak ısı taşınım katsayısını ve ısı transferi hızı kabiliyetini etkilediği görülmüştür.

Optimizasyon Çalışması 2 ile Nusselt sayısında %43.16'lük, ısı taşınım katsayısında ve ısı transferi miktarında da yaklaşık olarak aynı oranda artış sağlanmıştır. Optimizasyon Çalışması 1 ile Nusselt sayısında %40.15'lik, ısı taşınım katsayısında ve ısı transferi miktarında da yaklaşık olarak aynı oranda artış sağlanmıştır. Bu çalışma ile kanatlar arası ortalama hava hızında 8 katlık artış sağlanmıştır. Dolayısıyla kanatlar arası basınç düşüşü daha önce meydana geldiği gözlemlenmiştir.

Bu tür nümerik tasarım çalışmalarında yapılacak olan analizlerle ürünün performansı önceden görüleceği için maliyet ve zaman kaybı en aza indirebileceği ortaya konulmuştur.

6 Conclusions

In this paper, air velocity, pressure, and temperature variations are investigated by studying the effects of design parameters of a fin and tube heat exchanger on Nusselt number, convection heat transfer coefficient as well as heat transfer rates. As a result of optimization studies, optimum design parameters are found, and additionally, the efficiency of the current design is presented with figures and tables comparing with a verification study.

It is found that the pipe diameter, the spacing between pipes and fins has a significant influence on variations of velocity, pressure, and temperature of the system, whereas effects of thicknesses of pipe and fins are not. It is shown that altering design parameters Nusselt number varies and directly affects the convection heat transfer coefficient and ability of heat transfer rates.

In the optimization study #2, there is an increase around %43.16 in Nusselt number, and similar percentages in heat transfer coefficient and ability of heat transfer rate besides. In the optimization study #1, there is an increase around %40.15 in Nusselt number, and similar percentages in heat transfer coefficient and ability of heat transfer rate besides. There is an increase of eight times in the mean air velocity throughout fins. Thus, the pressure drop between the fins arises earlier.

From such numerical study, It is concluded that predicting the efficiency of a design, cost and time can be minimized in such numerical design approaches.

7 Kaynaklar

- [1] Wang CC, Lee WS, Sheu WJ. "A comparative study of compact enhanced fin-and-tube heat exchangers". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44(18), 3565-3573, 2001.
- [2] Yun JY, Lee KS. "Investigation of heat transfer characteristics on various kinds of fin-and-tube heat exchangers with interrupted surfaces". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 2375-2385, 1999.
- [3] Tang LH, Zeng M, Wang QW. "Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns". *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33, 818-827, 2009.
- [4] Wen MY, Ho CY. "Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design". *Applied Thermal Engineering*, 29, 1050-1057, 2009.
- [5] Kim Y, Kim Y. "Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch". *International Journal of Refrigeration*, 28, 851-858, 2005.
- [6] Rathod MK, Niyati KS, Prabhakaran P. "Performance evaluation of flat finned tube fin heat exchanger with different fin surfaces". *Applied Thermal Engineering*, 27, 2131-2137, 2007.
- [7] Kumlutas D, Karadeniz ZH, Kuru F. "Investigation of flow and heat transfer for a split air conditioner indoor unit". *Applied Thermal Engineering*, 51, 262-272, 2013.
- [8] Şahin HM, Dal AR, Baysal E. "3-D Numerical study on the correlation between variable inclined fin angles and thermal behavior in plate fin-tube heat exchanger". *Applied Thermal Engineering*, 27, 1806-1816, 2007.
- [9] Ereğ A, Özerdem B, Bilir L, İlken Z. "Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers". *Applied Thermal Engineering*, 25, 2421-2431, 2005.
- [10] Jang JY, Chen LK. "Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in a three-dimensional wavy-fin and tube heat exchanger". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(16), 3981-3990, 1997.
- [11] Choi JM, Kim Y, Lee M, Kim Y. "Air side heat transfer coefficients of discrete plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch". *Applied Thermal Engineering*, 30, 174-180, 2010.
- [12] Lee M, Kim Y, Lee H, Kim Y. "Air-side heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitches under frosting conditions". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 2655-2661, 2010.
- [13] Jang JY, Wu MC, Chang WJ. "Numerical and experimental studies of three-dimensional plate-fin and tube heat exchangers". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(14), 3057-3066, 1996.
- [14] Bahirat S, Joshi PV. "CFD analysis of plate fin tube heat exchanger for various fin inclinations". *International Journal of Engineering Research and Applications*, 4(8), 116-125, 2014.
- [15] Ghori MV, Kirar RK. "Numerical analysis of tube-fin heat exchanger using Fluent". *International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering*, 1(2), 37-44, 2012.
- [16] Liu N, Lai XL, Yan K, Zhang H. "Investigation of flow and heat transfer characteristics on different heat exchangers of air conditioner". *Applied Thermal Engineering*, 103, 428-433, 2016.
- [17] Özer Ö, Kumlutas D. "Experimental investigation on cross flow fan's casing parameters inside of a split air conditioner indoor unit by Stereo Particle Image Velocimetry". *Applied Thermal Engineering*, 124, 1233-1246, 2017.
- [18] Bhuiyan AA, Amin MR, Naser J, Islam AKMS. "Effects of geometric parameters for wavy finned-tube heat exchanger in turbulent flow: a CFD modeling". *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 6(5), 1-11, 2015.

- [19] Bacellar D, Aute V, Radermacher R. "CFD-based correlation development for air side performance of finned and finless tube heat exchangers with small diameter tubes". *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, West Lafayette, Indiana, USA, 14-17 July 2014,
- [20] Khudheyer AF, Mahmoud MS. "Numerical analysis of fin-tube plate heat exchanger by using CFD technique". *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, 6(7), 1-12, 2011.
- [21] Čarija Z, Franković B. "Heat transfer analysis of flat and louvered fin and tube heat exchangers using CFD". *6th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (HEFAT2008)*, Pretoria, South Africa. 30 June-2 July 2008,
- [22] Manjunath SN, Reddy SSM, Kumar S. "Numerical investigation of automotive radiator louvered fin compact heat exchanger". *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 5(7), 1-14, 2014.
- [23] Wang CC, Chang YJ. "Sensible heat and friction characteristics of plate fin and tube heat exchangers having plane fins". *International Journal of Refrigeration*, 19(4), 223-230, 1996.