



# Isı geri kazanımının sağlandığı sıcak su kutulu bir soğutucunun eko tasarımı

## The eco-design of a refrigerator with heat recovery and a hot water tank

Elif Merve Bahar<sup>1,\*</sup> , Mustafa Aktaş<sup>2</sup> 

<sup>1</sup> Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Hasan Ferdi Turgutlu Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 45400, Manisa, Türkiye

<sup>1</sup> Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 06560, Ankara, Türkiye

<sup>2</sup> Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü, 06560, Ankara, Türkiye

### Öz

Tüm sektörlerde enerji ihtiyacının ve birim fiyatlarının artmasından dolayı, yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelim ve enerji verimliliği çalışmalarında artış olmaktadır. Enerjiyi verimli hale getirmenin bir yolu ısı transferi miktarını artırmaktır. Isı transferi miktarını artırmak için kullanılan yöntemlerden birisi de genişletilmiş (kanatlı) ısı transferi yüzeyleridir. Bu çalışmada, kompresör basma hattındaki kızgın buhar fazındaki propanın (R290) ısısının bir kısmından yararlanılması için sıcak su kutusu içerisinde bulunan kanatlı borudan geçirilmektedir. Kanatlı borudan geçirilen propan sayesinde, kutudaki su ısınmaya başlayacaktır. Sistemde ısının gerekli olduğu durumlarda, enerji tüketmeden ısınan su (defrost, ürün ısıtma v.b.) kullanılmaktadır. Suyun, farklı sıcaklık farklarına göre kanat kalınlığının ve kanat aralarındaki mesafenin değişmesinin ısı transferine, kanat boyuna ve kanat sayısına etkisi incelenmiştir. Yapılan çalışma neticesinde; kanat kalınlığı ve kanatlar arasındaki mesafe arttıkça borudan yayılan ısı transferi miktarında azalma meydana gelmiştir. Kanat kalınlığı ve kanatlar arasındaki mesafe arttıkça boru boyunun uzadığı ve kanat sayısının azaldığı görülmüştür. Sıcaklık farkı 45°C olan su için hesaplamalar yapıldığında, 0.4 mm kanat kalınlığına sahip borunun boyu 16.98 cm olurken, kanat sayısı 58 adet olmaktadır. Kanatsız boru yerine kanatlı borunun kullanılması, boru boyunu kısaltmasının yanında aynı zamanda soğutucu şarj miktarını da azaltmaktadır.

**Anahtar kelimeler:** Mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimi, Kanatlı boru, Isı transferi

### 1 Giriş

Enerji, bizim yaşantımızda büyük yer tutmaktadır ve enerjiye olan gereksinimimiz gün geçtikçe artmaktadır. Günümüzde sektörlerde oluşan enerji ihtiyacının ve enerjinin birim fiyatının artış gösterdiği görülmektedir. Enerjideki fiyat artışlarının ve geleneksel enerji kaynaklarının yetersiz olması ve ülkelerin başka ülkelere bağımlı olması nedeniyle, mevcut enerjinin verimli halde kullanılması veya yenilenebilir enerji kaynaklarına yönelim yoluna gidilmektedirler [1]. Birçok sektörde enerjiyi verimli kullanabilmek için birçok çalışmalar yapılmış ve ekipmanlar

### Abstract

Due to the increasing energy demand and unit prices in all sectors, there is a growing trend towards renewable energy sources and an increase in energy efficiency efforts. One way to make energy more efficient is to increase the amount of heat transfer. One of the methods used to increase heat transfer is through extended (finned) heat transfer surfaces. In this study, the heat of the vapor phase propane (R290) in the compressor discharge line is utilized by passing through the finned tube inside the hot water tank. The propane passing through the finned tube will cause the water in the tank to start heating. In situations where heat is needed in the system, heated water (defrosting, product heating, etc.) is used without consuming additional energy. The study examined the effect of changes in fin thickness, fin spacing according to different temperature differentials on heat transfer, as well as the impact of fin length and fin count. As a result of the study, an increase in fin thickness and fin spacing led to a decrease in the amount of heat transfer from the tube. It was observed that as fin thickness and fin spacing increased, the tube length extended, and the number of fins decreased. For water with a temperature difference of 45°C, calculations revealed that a tube with a fin thickness of 0.4 mm has a length of 16.98 cm and a fin count of 58. The use of finned tubes, in addition to shortening the tube length, also reduces the refrigerant charge amount.

**Keywords:** Mechanical compression refrigeration cycle, Finned tube, Heat transfer

kullanılmıştır. Bu kullanılan ekipmanlardan biri de ısı değiştiricilerdir.

Farklı sıcaklıklara sahip iki veya daha fazla akışkanın arasındaki ısı transferinin gerçekleşmesini sağlayan ısı değiştiriciler, mühendislik konularındaki çalışmalarda en çok kullanılan konulardan birisi olmaktadır. Akışkanlar arasında gerçekleşecek olan ısı transferi miktarını artırmak için kullanılan yöntemlerden birisi, kanatlı genişletilmiş yüzeylerdir. Kanatlı yüzeyler sayesinde yüzey alanı arttığı için ısı transferinin taşınım yoluyla ısı ve kütle aktarımını artırmaktadır [2].

\* Sorumlu yazar / Corresponding author, e-posta / e-mail: elif.kalyoncu@cbu.edu.tr (E. M. Bahar)

Geliş / Received: 19.01.2024 Kabul / Accepted: 24.05.2024 Yayımlanma / Published: 15.07.2024

doi: 10.28948/ngumuh.1422751

Bu konuda birçok çalışma yapılmıştır. Watel ve diğerleri [3] çalışmasında tek bir halka şeklindeki kanatlı tüpten zorlanmış konvektif ısı transferi üzerinde akış hızı ve kanatçık aralığının etkisini araştırmışlardır. Sabit bir Reynolds sayısı (Re) için kanatçık aralığındaki azalmanın ısı transferinde bir azalmaya yol açtığını bulmuşlardır.

Leu ve diğerleri [4] çalışmasında, oval ve yuvarlak şekilli kanatlı boruya sahip ısı değiştiricisinde hava tarafındaki performansını sayısal olarak incelemişlerdir. Sonuçlara göre, basınç düşümünün kanat açısı ile arttığı, sürtünme ve ısı transferinin ise kanat uzunluğu ile arttığı gözlenmiştir.

Mon ve diğerleri [5] çalışmasında, çapraz ve sıralı düzenlemeleriyle 4 sıra halka şeklindeki kanatlı boru demetleri üzerindeki kanat aralığının etkisini 3 boyutlu sayısal analiz çalışmasıyla incelemişlerdir. Akış görselleştirme sonuçlarına göre, sınır tabakası gelişmelerinin ve kanatçıklar arasındaki at nalı girdaplarının büyük ölçüde kanat aralığı / yükseklik arasındaki orana ve Reynolds sayısına bağlı olduğu bulunmuştur. Çalışmada, boru çapı 24 mm, kanat yüksekliği 5 mm ve kanat aralıkları 1.6, 2 ve 4 mm seçilerek hesaplamalar yapılmıştır. Basınç düşüşü ve ısı transferi sonuçları, Reynolds sayısı ve kanat aralığı /yükseklik oranı ile karşılaştırılmıştır. Isı transfer katsayısının kanat aralığı / yükseklik oranı 0.32 değerine arttığı ve sonrasında, azalma eğilimi gösterip sabit kaldığı bulunmuştur.

Dixit ve Patil [6] çalışmasında, kanatlı genişletilmiş yüzeylerin üstüne çapraz, eğimli, V yivli ve çok-V yivli yapılarla sahip kanatlı ısı değiştiricilerde oluşan ısı transferinin özelliklerini bulmak için deneysel araştırma yapmıştır ve sonuçlarını sunmuşlardır.

Buyruk ve diğerleri [7] çalışmasında paralel ve ters akış için Reynolds sayısının farklı değerleri ve değişken kanat yükseklikleri, akışkanların sıcaklık dağılımları ve değişken kanat aralıkları için ısı transferi miktarındaki iyileştirmeleri incelemişlerdir.

Yogesh ve diğerleri [8], kanat borulu ısı değiştiricinin ısı transferi ve sürtünme özellikleri için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizi yapmış ve sürtünme faktörünün boru eğimiyle doğru orantılı olarak değiştiğini fakat Reynolds sayısının artmasıyla azaldığını bulmuşlardır.

Petrik ve diğerleri [9], çalışmasındaki analizini farklı kanat modelleriyle ilgili farklı hava hızlarında gerçekleştirmiş ve kanat eğimi oranının, kanat et kalınlığının, kanat sayısının, akış derinliğinin ve boru geometrisinin birbiriyle ilişkili olduğunu bulmuşlardır.

Buyruk ve diğerlerinin [10] başka bir çalışmasında ise ters ve paralel akışlar için, 300, 600 ve 900 Reynolds (Re) sayılarını dikkate alarak B tipi zikzak kanat ve C tipi iç zikzak-dış zikzak kanat çeşitleriyle ısı transferinin iyileştirilmesine etkisini incelenmiştir. Akışkanların kanalın üstündeki ve altındaki yüzeylerinde değişkenlik gösteren kanat yüksekliklerindeki değişiminin etkisini ve sıcaklık dağılımlarını incelenmiştir. Ters akış için zikzak (B tipi) tipli kanatlı kanalın, kanatsız kanala göre kanal çıkışındaki ısı transfer değerinin %9 arttığı gözlenmiştir.

Maakoul ve diğerleri [11], boyuna kanatlara sahip iki borulu ısı değiştiricinin termoakışkan özelliklerini araştırmışlardır. Çalışmalarında, kanat tipinin ısı transferine

etkisini görmek için boyuna bölünmüş kanatlar ve düz boyuna kanatlar ele alınmıştır. Çalışmanın sonuçlarına göre, boyuna bölünmüş kanatların olduğu durumdaki ısı transfer miktarının düz boyuna kanatlara göre %31-48 fazla olduğu hesaplanmıştır.

Babu ve diğerleri [12], üç sıralı kanatlı boru geçişleriyle tek boru sırasındaki ısı transferi performansı üzerine sayısal simülasyon gerçekleştirmiş ve ısı transferinin arttığını bulmuşlardır.

Zhang ve diğerleri [13], kanatlı borulu bir ısı değiştirici üzerinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği analizi gerçekleştirmiş ve farklı giriş havası akış hız profillerinin gaz soğutucu performansı üzerinde önemli etkileri olduğunu bulmuşlardır.

Işık ve Tuğan [14] çalışmasında borunun dış yüzeyine yerleştirilmiş olan, boyuna ve dalgalı boyuna kanatların ısı transferi üzerine etkisini incelemişlerdir. Boru üzerinde 18 adet kanat kullanılmış ve borudan 0.1 kg/s, 0.14 kg/s, 0.18 kg/s ve 0.22 kg/s kütleli debilere sahip dört farklı su akışkanı geçirilmiş ve ısı transferi miktarı karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonucuna göre, boyuna dalgalı kanatların boyuna düz kanatlara göre ısı transferi miktarını en az %8, en fazla %11 civarında arttırdığı gözlenmiştir.

Şahin [15] çalışmasında, üç farklı modelde plakalı ısı değiştiriciler tasarlayıp ve üretimini yapmışlardır. Tasarım çalışmalarını ticari tabanlı modelleme programı vasıtasıyla gerçekleştirmişlerdir. Analiz çalışmalarını ise Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği tekniğiyle ticari programla yapılmıştır. Geliştirdiği üç farklı modeldeki ısı değiştiriciyi termal ve hidrolik verimler açısından değerlendirdiğinde üçünde de verimlerin arttığı gözlenmiştir.

Zhang ve diğerleri [16] yaptıkları çalışmada, buz depolama ünitesinin iki boyutlu modelini kullanarak dairesel kanata sahip boruda, ısı transfer ortamı olarak etilen-glikol karışımı ve depolama ortamı olarak su kullanarak katılma karakteristiklerini incelemişler ve ısı transfer miktarındaki değişimleri araştırmışlardır. Dairesel kanatın yüksekliğinin ve kanat aralığının değişiminin, katılma hızı ve ısı transferini nasıl etkilediğini araştırmışlardır. Borudaki kanat aralığının azaltılması ve kanat yüksekliğinin artırılması buz depolanması ve katılma oranını arttırdığı aynı zamanda soğuk depolama kapasitesini iyileştirdiği gözlenmiştir. Kanat yüksekliği 50 mm olan borunun, katı faz fraksiyonu kanatsız boruya göre 4.96 kat fazla olduğu hesaplanmıştır. 50 mm kanat yüksekliğine sahip boru için buz depolama kapasitesi 480 dakikada, kanatları olmayan boruya göre 3.68 katından daha yüksek değerlere ulaştığı gözlenmiştir. Kanat aralığına 4 mm olan borunun, kanat aralığı 12 mm boruya göre %26.3 daha fazla soğuk depolama kapasitesi olduğunu hesaplanmıştır.

Banu ve diğerleri [17] borudaki kanat tarafındaki ısı transfer katsayısını ve kanat verimini, kütleli akış hızları ve geometrik şekil parametreleri ile değişimi gözlemlemişlerdir. Yapılan çalışmanın sonuçları Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği ile matematiksel simülasyonu karşılaştırmış ve doğrulanması yapılmıştır. Kanat veriminin artmasının sebeplerinden birisi boru uzunluğunun artması olduğunu belirtmişlerdir. Isı transfer katsayısının istenilen değerlere ulaşması için optimum kanat

aralığının 5 mm'den daha az alınarak hesaplamaların yapılması gerektiğini bulmuşlardır.

Çalışmanın amacı mekanik sıkıştırımlı soğutma çevriminde kondenser öncesindeki, kompresör basma hattındaki ısıyı etkin bir şekilde kullanacak yalıtımlı sıcak su kutusu tasarımı yapmaktır. Mevcut çalışmalarda, basma hattındaki sıcak su kutusunun defrost işlemlerinde kullanımı olmamaktadır.

Sıcak su kutusu, ihtiyaç duyulan sıcak suyun depolanması ve sağlanması için kullanılmaktadır. Sıcak su kutusu, suyu belirli sıcaklıkta tutarak ihtiyaç anında kullanılmasını sağlamaktadır. Ayrıca, suyun belirli sıcaklıkta tutulması sayesinde enerji tasarrufu sağlayarak, enerji maliyetlerini optimize etmektedir.

Suyun ısıtılması, basma hattının ısısının kullanılmasıyla olmaktadır. Eğer tasarlanan sıcak su kutusu olmasaydı soğutma sisteminde ısıya ihtiyaç duyulduğunda rezistanslar tarafından ısıtma sağlanacaktı. Bu tasarımı yapılan sıcak su kutusu ile gerektiğinde evaporatörde oluşan buzun çözülmesi yani defrost ısısının sağlanması mümkün olabilecektir. Bunun yanında plug in endüstriyel soğutucularda drenaj hattı olmadığından defrost sonrası oluşan suyun bu sıcak su kutusu ile edilen ısının kullanılarak buharlaştırılabilmesi mümkün olabilecektir.

Böylece, sıcak su kutusu sistemin elektrik tüketim maliyetlerini azaltacaktır. Sıcak su kutusunun tasarımı sayesinde karbon emisyonlarında azalmalar meydana gelecek, enerji verimliliği artacaktır ve endüstriyel soğutuculardaki işletme maliyetleri azalacaktır. Bu sistemde soğutma sisteminin çalışmasında bir değişiklik olmayıp sadece atılması gereken ısının bir kısmı sıcak su kutusunda atılacak bir kısmı ise kondenserdan atılacaktır. Sıcak su kutusu ile sistemin soğutma performansı değişmeksizin bu tasarım ile atık ısı sağlandığında, atık ısı kullanılarak enerjinin etkin kullanımını sağlayacak bir tasarım ortaya konmuştur. Sistem soğutmanın yanında ısıtma ihtiyacının da olduğu proseslerde kullanılabilir.

Çalışmada, yalıtımlı kutunun içinde bulunan kanatlı borunun tasarımı yapılarak, teorik hesaplamaları yapılmıştır.

## 2 Materyal ve metot

Şekil 1'de tasarlanan mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve sıcak su kutusu gösterilmiştir. Bu çevrimde buharlaştırıcı, kondenser, kompresör ve kılcal boru olmak üzere 4 ana ekipman bulunmaktadır.

Şekil 1'de gösterilen 1 numaralı kompresörden çıkan kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan, kompresörün basma hattıyla yoğuşturucuya gönderilmektedir. Yoğuşturucuya gönderilen kızgın buhar, yoğuşarak sıvı fazına geçiş yapmaktadır.

Sıvı fazına gelen akışkan kılcal boru vasıtasıyla basıncını düşürerek buharlaştırıcıya iletilir. Buharlaştırıcıda ısınarak, buhar fazına gelir ve tekrardan kompresöre gönderilerek çevrim tamamlanır.

Bu çalışmada ise, kompresör basma hattındaki kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkanın sıcaklığının bir kısmından faydalanmak için basma hattına kanatlı boru ilave edilerek, kanatlı borunun bulunduğunu yalıtımlı sıcak su kutusundaki suyun ısıtılması amaçlanmıştır. Isıtılan su gerektiğinde, ısıtma istenilen yerlerde ısısından faydalanmak üzere kullanılacaktır.

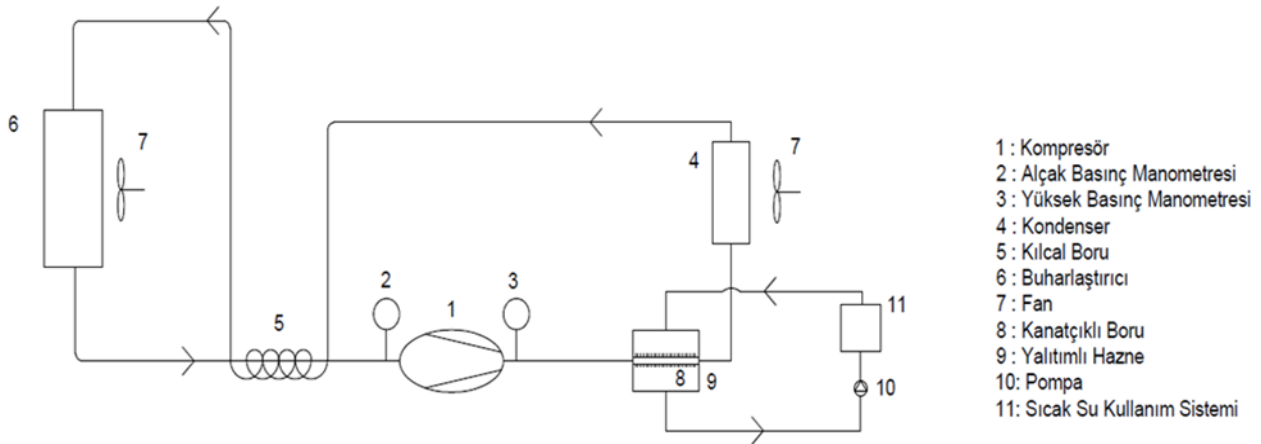
Çalışmada soğutucu akışkan olarak propan kullanılması karar verilmiştir. Propanın yüksek soğutma kapasitesine sahip, çevre dostu, enerjiyi verimli taşınması, düşük işletme maliyetli, taşınabilirliği ve depolanması kolay olması soğutucu akışkan olarak seçilmesinin ana nedenlerdir.

## 3 Teorik Analiz

Denklem (1) ile çevrimde dolaşan soğutucu akışkan propanın kütleli debisi ( $\dot{m}_{soğ}$ ), buharlaştırıcının soğutma gücünün ( $\dot{Q}_{buh}$ ), giriş ve çıkış entalpi (h) farkına oranıyla hesaplanabilir.

$$\dot{m}_{soğ} = \dot{Q}_{buh} / (h_1 - h_4) \quad (1)$$

Denklem (3)'teki kompresörün izantropik verimi ( $\eta_{izantropik}$ ), Denklem (2)'deki kompresör sıkıştırma oranından ( $\epsilon_{komp}$ ) hesaplanarak [18], kompresörün gerçek



Şekil 1. Mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve çalışmanın yapıldığı sıcak su kutusu içindeki kanatlı boru görünümü

gücü ( $W_{komp}$ ) ise **Denklem (4)**'teki gibi kompresör gücünün ( $P_{komp}$ ) izantropik verimle çarpılmasıyla bulunabilmektedir [19].

$$\varepsilon_{komp} = \frac{P_{yoğ}}{P_{buh}} \quad (2)$$

$$\eta_{izantropik} = 1 - 0.05 \times \varepsilon_{komp} \quad (3)$$

$$W_{komp} = P_{komp} \times \eta_{izantropik} \quad (4)$$

Kanatlı borunun bulunduğu yalıtılmış kutudaki su akışkanı durgun halde ve hareket etmeyecek şekilde kabul edilmiştir. Yapılan kabul neticesinde propandan suya gerçekleşen ısı transferi taşınım yoluyla olmaktadır. **Denklem (5)**'le Newton'un soğuma kanuna göre ısı transferi bulunabilmektedir. **Denklem (5)**'te  $\dot{Q}$  ısı transfer hızını,  $h$  ısı taşınım katsayısını,  $\Delta T$  ise sıcaklık farkını ifade etmektedir.

$$\dot{Q} = h \times A \times \Delta T \quad (5)$$

Boru içerisindeki propan ve su arasındaki ısı transferi sonucunda kutudaki suyun sıcaklık değerinde değişkenlik olacağı için  $\Delta T$  yerine **Denklem (6)**'daki gibi logaritmik sıcaklık fark değerinin ( $\Delta T_{ln}$ ) bulunması gerekmektedir [20].

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (6)$$

Silindirik şeklindeki cisimlerde Fourier kanunu ısı iletimi denkleminde yola çıkarak, boru içi ısı direnci ( $R_{eş,taş}$ ) **Denklem (7)**'den ve silindirik yüzeyin ısı direncini ( $R_{eş,ilet}$ ) ise **Denklem (8)**'den faydalanarak hesaplanır [21]. **Denklem 7**'de ve **8**'de  $T_1$  iç,  $T_2$  dış sıcaklığı,  $h$  ısı taşınım katsayısını,  $A$  alanı,  $L$  boru boyunu,  $k$  ısı iletim katsayısını ifade etmektedir.

$$R_{eş,taş} = \frac{(T_1 - T_2)}{h \times A} \quad (7)$$

$$R_{eş,ilet} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \times (T_1 - T_2)}{2 \times \pi \times L \times k} \quad (8)$$

Propan ile su arasındaki sıcaklıkları hesaplanırken **Şekil 2**'deki termal direnç yöntemi kullanılarak yapılmaktadır.

Propan akışkanının ısı taşınım katsayısını bulabilmek için **Denklem (9)** ve **(10)**'daki Reynolds ( $Re$ ) ve Nusselt ( $Nu$ ) sayılarından faydalanarak **Denklem (11)**'den taşınım katsayısı ( $h_{propan}$ ) bulunmaktadır [22]. **Denklem 9**'da  $\dot{m}$  kütleli debiyi,  $\mu$  dinamik viskoziteyi,  $D$  boru çapını ifade etmektedir.

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}}{\mu \times \pi \times D} \quad (9)$$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3} \quad (10)$$

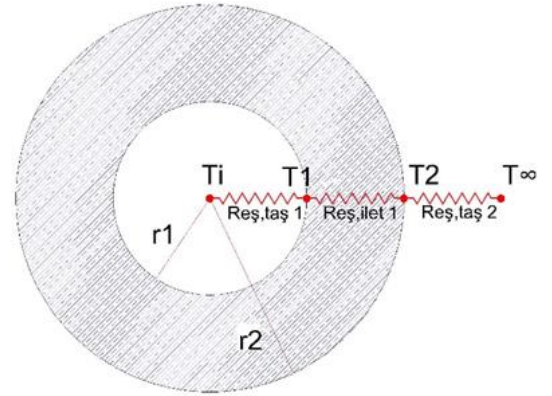
$$h_{propan} = \frac{Nu \times k}{D} \quad (11)$$

Su akışkanının ısı taşınım katsayısını bulabilmek için **Denklem (12)** ve **(13)**'teki Rayleigh ( $Ra$ ) ve Nusselt sayılarından faydalanarak **Denklem (13)**'ten taşınım katsayısı ( $h_{su}$ ) bulunmaktadır [23]. **Denklem (13)**'teki Nusselt sayısını bulmak için **Tablo 1**'deki değerler dikkate alınmaktadır [24]. **Denklem 12**'de  $g$  yer çekim ivmesini,  $\beta$  genleşme katsayısını,  $T_s$  yüzey sıcaklığı,  $T_\infty$  çevre sıcaklığı,  $S$  kanatlar arası mesafeyi,  $\vartheta$  kinematik viskoziteyi ifade etmektedir.

$$Ra = \frac{g \times \beta \times (T_s - T_\infty) \times S^3 \times Pr}{\vartheta^2} \times \frac{S}{D} \quad (12)$$

$$Nu = C \times Ra^n \quad (13)$$

$$h_{su} = \frac{Nu \times k}{D} \quad (14)$$



**Şekil 2.** Isı transferi hesaplamasında kullanılan direnç yöntemi gösterimi

**Tablo 1.** Rayleigh sayısına bağlı sabitler [24]

Ra	C	n
$10^{-10} - 10^{-2}$	0.675	0.058
$10^{-2} - 10^2$	1.020	0.148
$10^2 - 10^4$	0.850	0.188
$10^4 - 10^7$	0.480	0.250
$10^7 - 10^{12}$	0.125	0.333

Yüzey sıcaklığı  $T_s$  olan bir yüzey,  $T_\infty$  sıcaklığına sahip bir akışkanla temasta kaldığında,  $h$  akışkanın ısı transferi katsayısı ve  $A_b$  yüzey alanı ise, **Denklem (15)**'ten yüzeyden etrafındaki akışkana olan ısı transferi bulunabilmektedir [25].

$$\dot{Q} = h \times A_b \times (T_s - T_\infty) \quad (15)$$



$A_b$  alanına yüzey alanı kadar kanat eklendiğinde ve kanattaki noktaların sıcaklığı yüzey sıcaklığına eşit olduğunda Denklem (16)'daki gibi bulunabilmektedir [26].

$$\dot{Q}_{kanat,max} = h \times A_{kanat} \times (T_s - T_{\infty}) \quad (16)$$

Kanat sıcaklığı kanat boyunca düşmekte ve kanatın ucuna yaklaştıkça sıcaklık farkının azalması nedeniyle kanattan ısı transferi daha düşük miktarda olmaktadır. Sıcaklık değerindeki düşmenin ısı transferine olan etkisini hesaplamak için kanat verimliliğinden faydalanarak gerçek kanat ısı transferi Denklem (17)'deki gibi hesaplanabilmektedir [27].

$$\dot{Q}_{kanat} = \eta_{kanat} \times \dot{Q}_{kanat,max} \quad (17)$$

Kanatlı boruların performansları etkinlik katsayısı ( $\epsilon_{kanat}$ ) ile değerlendirilir (Denklem 18). Etkinlik katsayısı 1'e eşitse kanatların yüzey üzerinde olacak ısı transferine hiç etkisi olmadığını, etkinlik katsayısı 1'den büyük ise kanatın yüzeyden olacak ısı transferine etkisi olduğunu ve artırdığını göstermektedir.

$$\epsilon_{kanat} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanatsız}} \quad (18)$$

Yalıtılmış kutudaki suyu ısıtmak için gerekli ısı miktarı ( $\dot{Q}_{su}$ ) Denklem (19)'dan bulunmaktadır. Denklem 19'da  $\dot{m}$  suyun kütleli debisi,  $c_p$  özgül ısıyı,  $\Delta T$  suyun sıcaklık farkını ifade etmektedir.

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (19)$$

Su ısıtmak gerekli ısı kanatlı borudan geçen akışkandan karşılanacaktır. Kanatlı borunun uzunluğu su için gerekli ısı miktarı ile 1 metrelik kanatlı borudan yayılan ısı miktarının oranıyla bulunmaktadır.

### 3.1 Değerlerin alındığı soğutma çevrimi

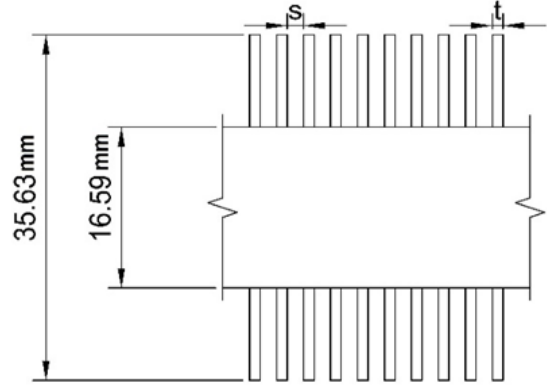
Çalışmada mekanik sıkıştırımlı soğutma çevrimi kullanılmıştır. Sistemde kompresör, kondenser, kılcal boru ve buharlaştırıcı bulunmaktadır ve propan soğutucu akışkan olarak kullanılmaktadır. Propanın kompresörden çıkış sıcaklığı, su dolu kutudan geçirildikten sonraki sıcaklığı ölçülmüştür. Tasarıma ait parametreler Tablo 2'de verilmiştir.

**Tablo 2.** Tasarıma ait parametreler

Parametreler	Değerler
Soğutucu Akışkan	R290
Buharlaştırıcı	1200 W
Soğutucu akışkanın kompresöre giriş/çıkış sıcaklığı	-5 °C/65.79 °C
Kanatlı borudan çıkış sıcaklığı	45 °C
Aşırı ısıtma ve soğutma sıcaklıkları	5 °C / 5 °C
$\dot{m}_{su}$	7.5 kg

Endüstriyel sistemlerde bazı durumlarda ısı transferinin artırılması gerekmektedir. Her zaman cismin boyutunu büyütme mümkün olmadığından o cismin temas alanını

artırmak gerekmektedir. Bu alanın genişletilmesi için kanatlar kullanılmaktadır. Bu kanatların kullanılması sayesinde ısı transferi artırılmış olmaktadır. Şekil 3' de kanatlı borunun kesiti bulunmaktadır ve ölçüleri verilmiştir.

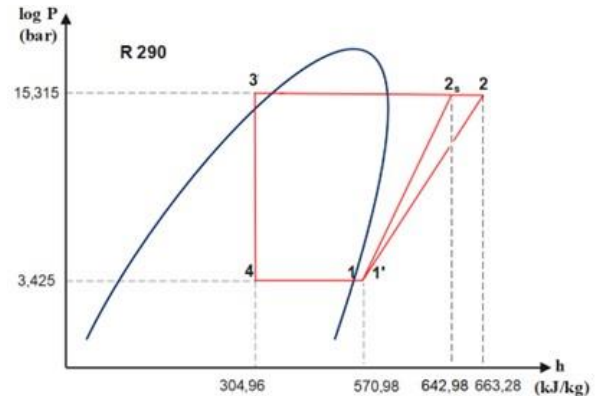


**Şekil 3.** Kanat yerleşimli bakır borunun kesiti

Hesaplamalarda kullanılan kompresörden çıkan soğutucu akışkan ( $T_g=65.79^\circ\text{C}$ ), içerisinde durgun su bulunan yalıtımlı kutuya girmektedir. Propan akışkanı ısıyı kutuda bulunan suya aktarmaktadır. Kanatlı borudan çıkan propan akışkanı, sıcaklığı ( $T_c$ )  $45^\circ\text{C}$ 'ye azaltılmış halde kondensere girmektedir. Yalıtımlı kutuda, alüminyum kanatlı çapı 6.53'' bakır boru bulunmaktadır. Kanat kalınlığı ve kanat aralarındaki boşlukların değişiminin kanatlı boru boyuna, ısı transferi miktarına ve kanat adedine etkisi incelenmek istenmiştir. Ayrıca yalıtımlı kutuda bulunan suyun ilk ve son sıcaklıklarının değişiminin etkisi incelenmiştir.

## 4 Bulgular ve tartışmalar

Şekil 4'te, 1 noktası kompresör girişini, 2s noktası kompresör çıkışını, 3 noktası kondenser çıkışını ve 4 noktası buharlaştırıcının girişini göstermektedir. 2 noktası kompresörün gerçek durumu, 2s noktası kompresörün ideal durumundaki değeri olmaktadır.



**Şekil 4.** Soğutma çevrimi logP-h diyagramı

Denklem 1'den sistemdeki soğutucu akışkan propanın kütleli debisi  $4.511 \times 10^{-3}$  kg/s olarak hesaplanmıştır. Soğutma sisteminde kompresörün basma hattının yalıtımlı kutudaki borudan geçirilmesiyle; teorik hesaplamalar

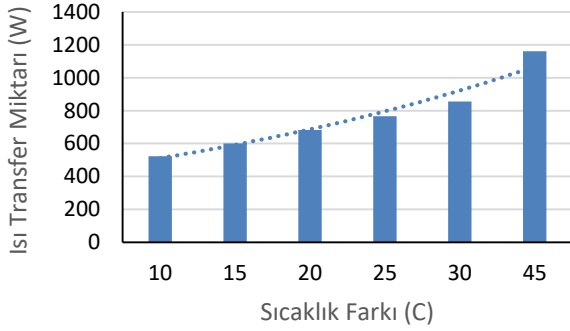
sonucunda 1 metrelik boruda 153.38 W ısı transferinin gerçekleştiği belirlenmiştir.

Kanat kalınlıkları ve kanat aralarında mesafe Tablo 3'teki gibi alınmıştır.

**Tablo 3.** Kanat ölçülerindeki değişim

Kanat kalınlığı (mm)	Kanatlar arası mesafe (mm)
0.4	2.54
0.6	3.04
0.8	3.54
1	4.04
1.2	4.54
1.4	5.04
1.6	5.54
1.8	6.04
2	6.54
2.2	7.04

Yapılan hesaplamalar sonucunda kanat kalınlığı 0.4 mm ve kanat arasındaki mesafe 2.54 mm olan kanatlı borudan geçen propan akışkanı, farklı ilk ve son sıcaklık değerlerine sahip olan suyu ısıtması için yaptığı ısı transfer miktarı Şekil 5'te gösterilmiştir.



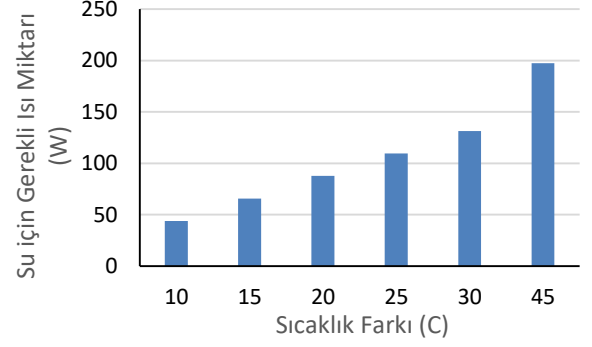
**Şekil 5.** 0.4 mm kanat kalınlığındaki borudan yayılan ısı transfer miktarı

Literatürde Jubear'ın [28] çalışmasında sıcaklık farkının artmasının ısı transferi miktarını artırdığı görülmektedir. Şekil 5'te gösterildiği gibi ısı transferi miktarı arttıkça, ısıtılması gereken suyun ilk ve son sıcaklık farkının arttığı görülmektedir. Suyun son sıcaklığının yüksek olması için gerekli ısının fazla olması ve bununda boru boyu ve kanat sayısını etkileyebileceği söylenmektedir. İlk sıcaklığı 5°C ve son sıcaklığı 50°C olan su için hesaplamalar yapıldığında borudan yayılan toplam ısı transfer miktarı 1161.69 W olduğu görülmektedir.

Şekil 6'da kanat kalınlığı 0.4 mm ve kanat arasındaki mesafe 2.54 mm olan kanatlı borunun çevresinde olan suyun ısınması için gereken ısı miktarının suyun sıcaklık farkına göre değişimini göstermiştir.

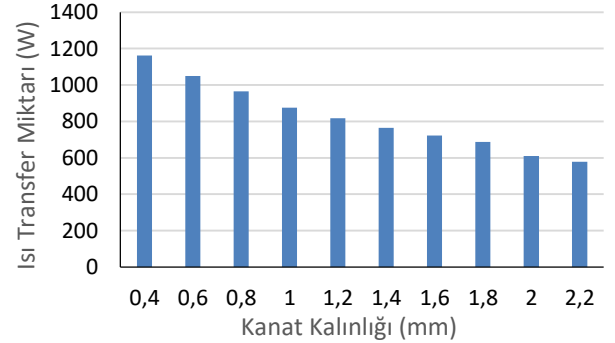
Şekil 6'da görüldüğü üzere suyun ilk ve son sıcaklığı arasından fark arttıkça onu ısıtmak için gerekli ısı miktarı artmaktadır. İlk sıcaklığı 5°C ve son sıcaklığı 50°C olan suyun 2 saatte ısınması gereken ısı miktarı 197.34 W hesaplanmıştır. Tasarlanan sistemde 1 saatte kompresörün basma hattının sıcak su kutusundan geçirilmesiyle, sıcak su

kutusunda depolan ısı miktarı 98.67 W, kompresörün 1 saatlik elektrik tüketimi 476 W hesaplanmıştır. Bu durumda üretilen termal enerjinin, tüketilen enerjiye oranı dikkate alındığında, kompresörde harcanan enerjinin %19.5'i atık ısının depolanmasıyla tasarruf sağlamaktadır.



**Şekil 6.** 0.4 mm kanat kalınlığındaki borunun etrafındaki suyun ısınması için gerekli ısı miktarı

Farklı kanat kalınlıklarına sahip olan borularda gerçekleşen ısı transferinin değişimini Şekil 7'de gösterilmektedir.

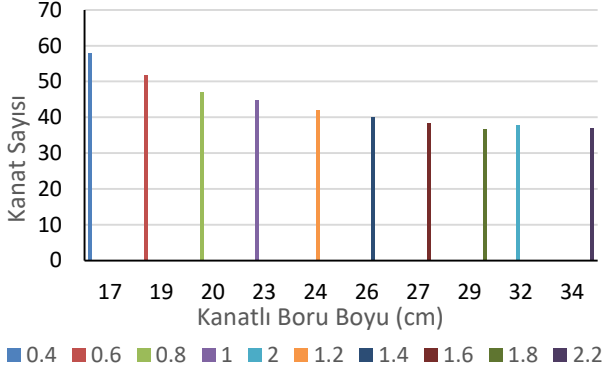


**Şekil 7.** Kanat kalınlığının ısı transferine etkisi

Kanat kalınlığı değişimi literatürde çalışılmış olup, El-Shorbagy ve diğerlerinin [29] çalışmasında kanat aralıkları değiştirilmeden, sadece kanat kalınlıkları artırılmıştır ve çalışmasının sonucunda kanat kalınlığının artması ısı transferi miktarını artırdığı gözlenmiştir. Ayrıca, Jubear'ın [28] çalışmasında kanatlar arasındaki mesafenin artmasının ısı transferi miktarını azalttığı görülmektedir. Şekil 7'de gösterildiği üzere kanat kalınlığı ve iki kanat arasındaki mesafe arttıkça borudan yayılan ısı transferi miktarında azalma olmaktadır. Bunun sebebi, kanat kalınlığı ve arasındaki boşluk arttıkça borudaki kanat sayısında azalma meydana gelmektedir. Böylece ısı transferinin meydana geleceği alanda azalmalar olacağından ısı transferinde de azalmalar olacaktır. Su sıcaklık farkı 45°C olan durumda kanat kalınlığı 0.4 mm olan borudaki ısı transfer miktarı 1161.69 W, kanat kalınlığı 1 mm olan borudaki ısı transfer miktarı 875.44 W ve kanat kalınlığı 2.2 mm olan borudaki ısı transfer miktarı 577.52 W hesaplanmıştır. Su sıcaklık farkı 45°C olan durumda kanatsız borudaki ısı transfer

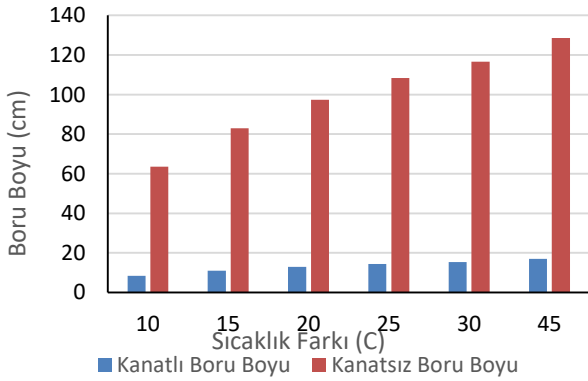
miktarı 153.376 W değerinde hesaplanmıştır. Kanatlı boru kullanıldığında kanat etkinlik değeri 7.57 olarak bulunmaktadır.

Şekil 8’de suyun ısınması için gerekli kanatlı borunun boyunu göre kanat sayısındaki değişim gösterilmiştir.



Şekil 8. Su için gerekli kanatlı boru boyuna göre kanat sayısı değişimi

Şekil 8’de su sıcaklık farkının 45°C olduğu durumdaki farklı kanat kalınlığına ve kanatlar arasındaki mesafeye göre boru boyları hesaplanmış ve üzerinde bulunması gereken kanat sayısı gösterilmiştir. Örneğin 0.4 mm kanat kalınlığına sahip borunun boyu 16.98 cm olurken, kanat sayısı 58 adet olmaktadır. 1 mm kanat kalınlığına sahip borunun boyu 22.54 cm olurken, kanat sayısı 45 adet olmaktadır. Kanat kalınlığı arttıkça boru boyunun uzadığı ve kanat sayısının azaldığı görülmüştür. Literatürde Kayansayan [30] çalışmasında kanatlar arasındaki mesafenin artması, kanat sayısını azalttığından bahsetmiştir.



Şekil 9. 0.4 mm kanat kalınlığındaki borunun etrafındaki suyun ısınması için gerekli ısı miktarı

Şekil 9’da sıcaklık farkına göre kanatlı ve kanatsız boru boyunun değişimi gösterilmiştir. Su sıcaklık farkının 45°C olduğu durumdaki kanatlı boru boyu 16.98 cm olurken kanatsız boru boyu 128.66 cm hesaplanmıştır. Boruda kanat kullanmak, boru boyunu kısalttığı gibi, soğutucu akışkanın şarj miktarını da azaltmaktadır.

## 5 Sonuçlar

Bu çalışmada, enerji verimliliğini sağlamak için mekanik sıkıştırılmalı soğutma çevriminde bulunan kompresör basma hattının geçirileceği yeni bir kanatçıklı boru tasarımı yapılarak, soğutucu akışkanın ısısından faydalanarak su kutusunda bulunan suyu ısıtmak amaçlanmıştır. Suyun, farklı sıcaklık aralıklarına göre kanat kalınlığının ve kanat aralarındaki mesafenin değişmesinin ısı transferine, kanat boyuna ve kanat sayısına etkisi incelenmiştir. Kanatsız boru ve kanatlı borunun karşılaştırılması yapılmıştır.

Yapılan çalışma neticesinde;

- Enerji verimliliği sağlanmış olacaktır.
- Yeni bir kanatçıklı boru tasarımı yapılmıştır.
- İlk sıcaklığı 5°C ve son sıcaklığı 50°C olan suyun 2 saatte ısınması için gereken ısı miktarı 197.34 W hesaplanmıştır.
- İlk sıcaklığı 5°C ve son sıcaklığı 50°C olan su için hesaplamalar yapıldığında 1 metrelik kanatlı borudan yayılan toplam ısı transfer miktarı 1161.69 W olduğu görülmektedir.
- Kanat kalınlığı ve kanatlar arasındaki mesafe arttıkça borudan yayılan ısı transferi miktarında azalma meydana gelmektedir.
- Kanat kalınlığı ve kanatlar arasındaki mesafe arttıkça boru boyunun uzadığı ve kanat sayısının azaldığı görülmektedir.
- İlk sıcaklığı 5°C ve son sıcaklığı 50°C olan su için hesaplamalar yapıldığında, kanatsız boru kullanılması durumunda 128.66 cm boru gerektiği hesaplanmıştır. 0.4 mm kanat kalınlığına sahip boru kullanıldığında boru boyu yaklaşık %87 oranında kısaltıldığı görülmektedir.
- Kanatsız boruya göre kanatlı boru kullanmak, boru boyunu kısaltmış, soğutucu akışkan şarj miktarını azaltmış, daha hızlı ısı transferini sağlamıştır.
- Kompresörde harcanan enerjinin %19.5’i atık ısının depolanmasıyla tasarruf edilmektedir.

Soğutma çevriminde sıcak su deposunun kullanılması ile kompresör basma hattındaki soğutucu akışkanın sıcaklığının azalması sağlamaktadır. Böylece kondenserde atılması gereken ısı miktarı azalacaktır. Çevreye yayılacak atık ısının azalması ve sıcak su deposunun elektriksiz ısıtılmasıyla sistemin verimi artacaktır ve dolayısıyla işletme giderleri azalacaktır. Bu sistemde soğutma sisteminin çalışmasında bir değişiklik olmayıp sadece atılması gereken ısının bir kısmı sıcak su kutusunda atılacak bir kısmı ise kondenserden atılacaktır. Böylece endüstriyel soğutucularda defrost için gerekli ısı, proste plug in soğutucularda oluşan suyun buharlaştırılması için gereken ısı ya da proses ısısı sağlanacaktır. Sıcak su kutusu ile sistemin soğutma performansı değişmeksizin bu tasarım ile atık ısı sağlandığında, atık ısı kullanılarak enerjinin etkin kullanımını sağlayacak bir tasarım ortaya konmuştur. Sistem soğutmanın yanında ısıtma ihtiyacının da olduğu proseslerde kullanılabilir. Bu sistemde kanatlı boru kullanmak enerji verimliliğine olumlu katkı sağlayacaktır. Farklı kanat şekilleri kullanılarak çalışmanın geliştirilmesi önerilmektedir.

## Çıkar çatışması

Yazarlar çıkar çatışması olmadığını beyan etmektedir.

## Benzerlik oranı (iThenticate): %0

## Kaynaklar

- [1] N. Bilim, Türkiye'nin elektrik enerjisi üretimindeki dışa bağımlılığın azaltılması için uygulanması gereken politikalar. *SUJEST*, 4, 2, 2016.
- [2] E.F. Akyürek, K. Geliş, M. Yoladı, Farklı tip ısı değiştiriciler için termodinamik analiz. *Iğdır Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 10 (2), 1202-1212, 2020.
- [3] B. Watel, S. Harmand and B. Desmet, Influence of flow velocity and fin spacing on the forced convective heat transfer from an annular-finned tube. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, 42, 56-64, 1999. <https://doi.org/10.1299/jsmeb.42.56>.
- [4] J. S. Leu, M. S. Liu, J. S. Liaw, and C. C. Wang, A numerical investigation of louvered fin and tube heat exchangers having circular and oval tube configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 4235 – 4243, 2001. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(01\)00081-3](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(01)00081-3).
- [5] M. S. Mon and U. Gross, Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47 (8-9), 1953-1964, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2003.09.034>.
- [6] A. Dixit and K. Patil, Heat transfer characteristics of grooved fin under forced convection. *Heat Transfer Engineering*, 36 (16), 1409-1416, 2015. <https://doi.org/10.1080/01457632.2015.1003726>.
- [7] E. Buyruk and K. Karabulut, Enhancement of heat transfer for plate fin heat exchangers considering the effects of fin arrangements. *Heat Transfer Engineering*, 39 (15), 1392-1404, 2018. <https://doi.org/10.1080/01457632.2017.1366238>.
- [8] S. S. Yogesh, A. S. Selvaraj, D. K. Ravi and T. K. R. Rajagopal, Heat transfer and pressure drop characteristics of inclined elliptical fin tube heat exchanger of varying ellipticity ratio using CFD code. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 119, 26–39, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.11.094>.
- [9] M. Petrik, G. Szepesi and K. Jármai, CFD analysis and heat transfer characteristics of finned tube heat exchangers. *Pollack Periodica*, 14 (3), 165–176, 2019. <https://doi.org/10.1556/606.2019.14.3.16>.
- [10] E. Buyruk and K. Karabulut, Research of heat transfer augmentation in plate fin heat exchangers having different fin types. *Journal of Engineering Thermophysics*, 29 (2), 316-330, 2020. <https://doi.org/10.1134/S1810232820020137>.
- [11] A. E. Maakoul, K. Feddi, S. Saadeddine, A. B. Abdellah and M. E. Metoui, Performance enhancement of finned annulus using surface interruptions in doublepipe heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 210, 112710, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.112710>.
- [12] C. R. Babu, P. Kumar, S. Roy and D. Kanungo, CFD analysis of an economizer for heat transfer enhancement using serrated finned tube equipped with variable fin segments. *Materials Today: Proceedings*, 45, 222-230, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.10.422>.
- [13] X. Zhang, Y. Ge and J. Sun, CFD performance analysis of finned-tube CO<sub>2</sub> gas coolers with various inlet air flow patterns. *Energy Built Environment*, 1 (3), 233–241, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.enbenv.2020.02.004>.
- [14] E. Işık ve V. Tuğan, Dairesel bir boruda kullanılan boyuna dalgalı kanatçıkların ısı transferine etkisinin sayısal olarak incelenmesi. *International Journal of Pure and Applied Sciences*, 7 (1), 19-26, 2021. <https://doi.org/10.29132/ijpas.907077>.
- [15] M. Şahin, Plakalı ısı değiştiricilerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyle performans değerlerinin incelenerek optimizasyonu ve yüksek verimli plaka tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Türkiye, 2021.
- [16] Y. Zhang, G. Yuan, Y. Wang, P. Gao, C. Fan and Z. Wang, Solidification of an annular finned tube ice storage unit. *Applied Thermal Engineering*, 212, 118567, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118567>.
- [17] P. A. Banu, D. R. Lohith, M. P. Kalyan, D. S. Vempati and B. H. Sai, Simulation of fin and tube heat exchanger and validation with CFD analysis. *Materials Today: Proceedings*, 66, 1471-1476, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.05.552>.
- [18] A. Akın, R134a kullanılan otomobil klima sisteminde R1234yf'nin, sıvı hattına eklenen bir ısı değiştiricisi ile deneysel olarak incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Yalova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Türkiye, 2017.
- [19] M. Aktaş, Z. Deniz, Y. Güven, V. Durak, M. Ulular ve D. Gökben, Nozul soğutma sisteminde verimliliğin artırılmasına yönelik bir araştırma. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C Tasarım ve Teknoloji*, 11 (2), 455-463, 2023. <https://doi.org/10.29109/gujsc.1298220>.
- [20] A. Balıkcı, B. Çeri ve T. Koca, Kendinden kanatlı (finli) borulu ekonomizerlerin termal performansa etkisi. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 33, 400-406, 2022. <https://doi.org/10.31590/ejosat.1051048>.
- [21] T.L. Bergman, F.P. Incropera, D.P. Dewitt and A.S. Lavine, *Fundamentals of Heat And Mass Transfer*. John Wiley and Sons, 2011.
- [22] Ş. Karagöz, H. Abdi ve G. Ömeroğlu, Experimental investigation of the effect of turbulators on heat transfer in horizontal tubes. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 17, 025905, 810-814, 2017. <https://doi.org/10.5578/fmbd.59695>.
- [23] H. Nemati, M. Moradaghay, S.A. Shekoochi, M.A. Moghimi and J.P. Meyer, Natural convection heat



- transfer from horizontal annular finned tubes based on modified rayleigh number. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 110, 104370, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104370>.
- [24] E.S. Öz, T. Menlik ve M. Aktaş, Güneş enerjili tabii sirkülasyonlu endirekt sıcak su hazırlama sistemlerinde kanatçık kullanmanın ısı analiz. *Teknoloji Dergisi*, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Dergisi, 7 (2), 189-195, 2004.
- [25] Y.A. Çengel and A.J. Ghajar, *Heat Conduction Equation. Heat Transfer A Practical Approach*, McGraw-Hill Higher Education, 61-126, 2002.
- [26] M. A. Hussein, V. M. Hameed and H. T. Dhaiban, An implementation study on a heat sink with different fin configurations under natural convective conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*, 30, 101774, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101774>.
- [27] L. Awad, İ. Koç ve S. Jawad, Farklı malzemelerin yüzey şekli ve pürüzlülüğünün termal temas iletkenliğine etkisi için deneysel bir çalışma. *AURUM Mühendislik Sistemleri ve Mimarlık Dergisi*, 4 (2), 185-199, 2020.
- [28] A. J. Jubear, Experimental study for optimum fin spacing of rectangular fin arrangements under the influences of free convection. *Journal of Engineering Science and Technology*, 15 (6), 4075-4090, 2020.
- [29] M.A. El-Shorbagy, E.A. Algehyne, M. Ibrahim and V. Ali, Effect of fin thickness on mixed convection of hybrid nanofluid exposed to magnetic field-enhancement of heat sink efficiency. *Case Studies in Thermal Engineering*, 26, 101037, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101037>.
- [30] N. Kayansayan, Thermal characteristics of fin-and-tube heat exchanger cooled by natural convection. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 7, 177-188, 1993. [https://doi.org/10.1016/0894-1777\(93\)90001-Y](https://doi.org/10.1016/0894-1777(93)90001-Y).

