



## ANALYSIS OF WASTE HEAT RECOVERY WITH FINNED PIPE DESIGN IN CONDENSATE PAN FOR RDCs: EFFECTS ON ENERGY EFFICIENCY

Zafer Deniz<sup>1</sup> , Mustafa Aktaş<sup>2</sup> , Süleyman Erten<sup>3</sup> , Fatma Nur Erdoğan<sup>3</sup> , Melis Öder<sup>\*3</sup> 

<sup>1</sup>Gazi University, Institute of Science, Energy Systems Engineering, Ankara, Türkiye.

<sup>2</sup>Gazi University, Technology Faculty, Energy Systems Engineering, Ankara, Türkiye.

<sup>3</sup>Nurdil Refrigeration Inc., Ankara, Türkiye.

### Abstract

Original scientific paper

Plug-in refrigerated display cabinets are widely used in supermarkets. Since these cabinets do not have a drainage system connected to the mains, the accumulated defrost water is removed with the help of PTC resistance. The energy consumption of the PTC resistor constitutes nearly 20% of the total energy consumption. Considering that the final energy consumption is met from primary energy sources; With the decrease in fossil fuels and the increase in energy costs, it is necessary to use the consumed energy more efficiently. In this study, the refrigerant in superheated vapor state at the compressor outlet was passed through the compressor discharge line pipes and the stagnant water in the condensation pan. By adding additional fins to the discharge pipes in the condensation pan, heat transfer is increased and energy consumption is reduced. In this way, the energy consumption of the cabinet was reduced, and the energy class, which was "E" in the current system, was upgraded to the "D" class with the new design. Thus, an environmentally friendly design has been introduced and 11.138 kg/day CO<sub>2</sub> emissions for 1 refrigerator have been reduced by reducing primary energy consumption.

**Keywords:** Refrigerated display cabinet, finned pipe, energy efficiency, energy labelling, carbon tax.

## TTS'LER İÇİN YOĞUŞMA TAVASINDA KANATÇIKLI BORU TASARIMI İLE ATIK ISI GERİ KAZANIMININ ANALİZİ: ENERJİ VERİMLİLİĞİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİ

### Özet

Orijinal bilimsel makale

Süpermarketlerde teşhir tipi plug-in soğutucular yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu soğutucularda şebekeye bağlı drenaj sistemi bulunmadığından, biriken yoğuşma suyu PTC rezistans yardımı ile uzaklaştırılmaktadır. PTC rezistansının enerji tüketimi toplam enerji tüketiminin yaklaşık %20'sini oluşturmaktadır. Nihai enerji tüketiminin birincil enerji kaynaklarından karşılandığı düşünüldüğünde; fosil yakıtların azalması ve enerji maliyetlerinin artması ile tüketilen enerjinin daha verimli kullanılması gerekmektedir. Bu çalışmada, kompresör çıkışında kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan kompresör basma hattı boruları ile yoğuşma tavaasında bulunan durgun su içerisinden geçirilmiştir. Yoğuşma tavaası içerisinde bulunan basma borularına ilave kanatçıklar eklenerek ısı transferi artırılmış ve enerji tüketimi azaltılmıştır. Bu sayede soğutucunun enerji tüketimi azaltılarak mevcut sistemde "E" olan enerji sınıfı yeni tasarım ile "D" sınıfına yükseltilmiştir. Böylece çevre dostu bir tasarım ortaya koyulmuş ve birincil enerji tüketimi düşürülerek 1 adet soğutucu için 11.138 kg/gün CO<sub>2</sub> emisyonu azaltılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Teşhir tipi soğutucu, kanatçıklı boru, enerji verimliliği, enerji etiketi, karbon vergisi.

### 1 Giriş

Enerji hayatımızda önemli yer tutmakta ve enerjiye olan ihtiyacımız her geçen gün artmaktadır. Günümüzde Türkiye'de ve dünyadaki tüm sektörlerde enerji kullanımı ve enerji birim fiyatları her geçen gün artış göstermektedir. Birim fiyatlardaki artışlar ve enerji kaynakları kısıtlı ve dışa bağımlı ülkeler, yenilenebilir enerji kaynaklarına veya mevcut enerjinin en verimli şekilde kullanılması yoluna gitmektedirler. Enerji hayatımızdaki en önemli

faktörlerden biri olup, birçok sektörde enerji verimli sistemler tasarlanıp kullanılmaktadır [1]. Enerji tüketimindeki büyük paylardan bir tanesi de soğuk zincire aittir. Gıdanın üretiminden başlayıp depolama (soğuk depo), taşıma ve teşhir edilme yani satış süreçlerinde soğuk zincir halkalarına büyük görev düşmektedir. Bu çalışmada soğuk zincirin önemli halkalarından biri olan teşhir tipi soğutucular için enerji verimli bir tasarım yapılmış ve bu tasarımın etkileri incelenmiştir.

\* Corresponding author.

E-mail address: melisoder@nurdil.com.tr (M. Öder)

Received 12 September 2022; Received in revised form 25 January 2023; Accepted 27 February 2023

2587-1943 | © 2023 IJIEA. All rights reserved.

Doi: <https://doi.org/10.46460/ijiea.1187987>

Günümüzde enerji fiyatlarındaki artış ve fosil kaynakların kısıtlı olmasından dolayı enerji verimliliği çalışmaları hız kazanmış, tüketilen enerjinin azaltılması ve verimlilik çalışmalarının artırılması gereklilik haline gelmiştir. 1 Mart 2021 tarihinde Avrupa Birliği'nde piyasaya sürülen endüstriyel teşhir tipi soğutucular için enerji etiketi uygulaması zorunlu hale getirilmiş ve enerji etiketlemesinde A'dan G'ye kadar sınıflandırma yapılmaya başlanmıştır [2].

Teşhir tipi soğutucular (TTS) süpermarket ve gıda sektöründe bozulabilir ürünlere erişimi kolaylaştırmak ve ürünlerin bozulmadan muhafazasını sağlamak için yaygın olarak kullanılmaktadır. TTS'ler temel olarak remote (kompresör ve kondenseri soğutucu kabin dışında bulunan) ve plug-in (kompresör ve kondenseri soğutucu kabin bünyesinde bulunan) olarak ikiye ayrılmaktadır [3]. İş mekanı sürekli değişen ticarethanelerde satış politikalarına göre yer değişimine olanak sağlayan plug-in TTS'ler süpermarketlerde sıklıkla tercih edilmektedir. Plug-in TTS'lerin avantajları olduğu gibi dezavantajları da mevcuttur.

TTS'lerde ortam havası içerisinde bulunan su taneçikleri havanın çiy noktası sıcaklığının altına düşmesiyle evaporatör yüzeyinde yoğunlaşma gerçekleşmektedir. Bu yoğunlaşma ile evaporatör yüzeyi kar veya buz ile kaplanmaktadır. Evaporatör yüzeyinde biriken kar veya buzun eritilmesi işlemine defrost adı verilmektedir. Açık tip TTS'lerin bulunduğu ortamın sıcaklık ve bağıl nemin yüksek olması durumunda defrost işleminin daha sık gerçekleşmesi gerekmektedir. Defrost işlemi hem merkezi hem de plug-in sistemlerde uygulanmaktadır. Plug-in soğutucular market içerisinde sabit olmadığı için atık su şebekesine bağlı drenaj sistemi mevcut değildir. Bu yüzden plug-in sistemlerde defrost sonrası oluşan suyun çeşitli teknikler ile uzaklaştırılması için yoğunlaşma tavaları kullanılmaktadır. TTS'lerde defrost işlemi sonrası yoğunlaşma tavaasında biriken suyun uzaklaştırılması için PTC rezistanslar kullanılmaktadır. PTC rezistanslar su sıcaklığına göre gün içerisinde devreye daha fazla girerek suyun uzaklaştırılmasını sağlamaktadır. Ancak soğutucunun enerji tüketimini ilave olarak artırmaktadır. Ayrıca bağıl nemin yüksek olduğu ortam koşullarında kullanılan TTS'lerde yoğunlaşma tavaasında biriken suyun mevcut rezistans ile uzaklaştırılması güçleşmekte ve yoğunlaşma tavaasındaki su taşabilmektedir. Bu gibi problemlerin önüne geçilebilmesi için sistemde verimlilik çalışmalarının yapılması gereklidir.

Bu konuda yapılan çalışmalar araştırılmıştır. Mon ve ark. (2004) kanat aralığının, kademeli ve sıralı düzenlemelerde dört sıralı dairesel kanatlı boru demetleri üzerindeki etkilerini üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile sayısal olarak analiz etmişlerdir. Akış görselleştirme sonuçları, dairesel kanatlı boru demetlerinin yerel ısı transferi ve akış özelliklerinin önemli yönlerini ortaya koymaktadır. At nalı girdap etkisi, en büyük kanat aralığında ve yüksek hızda daha belirgindir. Kanat ve boru yüzeylerindeki hız ve sıcaklık sınır tabakaları, kanatlar arasındaki boşluğa ve karşılık gelen hıza büyük ölçüde bağlıdır. Sabit kanat yüksekliği 5 mm, boru çapı 24 mm ve her ikisinde üç farklı kanat aralığı 1.6, 2 ve 4 mm olarak belirlenmiştir. Isı transferi ve basınç düşüşü sonuçları, parametre olarak Re (Reynolds sayısı) sayısı ve kanat aralığı-yükseklik oranı ( $s / hf$ ) ile karşılaştırılmıştır. Isı

transfer katsayısının  $s / hf = 0.32$ 'ye kadar arttığı ve daha sonra, bir miktar azalma eğilimi ile (yaklaşık %1.4) sonraki artışlar için neredeyse sabit kaldığı bulunmuştur [4].

Ouyang ve ark. (2022) dairesel kanatlı borunun ısı transferi deneyini yapmışlardır. Modeli doğrulamak için aynı model ve sınır koşullarında sayısal simülasyon yapmışlardır. Kademeli oluklu kanatlı boruların ve eşit mesafeli oluklu kanatlı boruların hava tarafındaki ısı transferi ve akış özelliklerini simüle etmişlerdir. Oluk sayısı, oluk yüksekliği ve kabuk tarafındaki hava ısı transferi ve basınç düşüşü arasındaki ilişkiler elde edilmiştir. Simülasyonda kullanılan modelin koşulu altında, ısı transferi ve basınç düşüşü dikkate alındığında eşit mesafeli kanatlı boru için kapsamlı ısı transferi performansı oluk sayısı 21 adet ve oluk yüksekliği 1.504 mm olduğunda en iyisi, kademeli kanatlı boru için oluk sayısı 24 adet ve oluk yüksekliği 1.248 mm olduğunda kapsamlı ısı transfer performansı en iyisi olduğunu bildirmişlerdir. 69.14 mm boru çapına ve 0.38 mm kanat kalınlığına sahip simüle edilmiş oluklu kanatlı boru için, düz kanatlı boruya kıyasla, oluk sayısının 6–27 arasında ve yüksekliğin 0.992–1.76 mm arasında artmasıyla, ısı transferi yassı kanatlı borudan daha güçlüdür ve ısı transferi yassı kanatlı boru ile karşılaştırıldığında %1 - %68 oranında arttığını belirtmişlerdir. Bununla birlikte, basınç düşüşü de düz kanatlı borununkinden daha yüksektir ve basınç düşüşü, düz kanatlı borununkinden %1 - %305 daha yüksek olduğunu bildirmişlerdir [5].

Okbaz ve ark. (2020) çalışmada, farklı boru sıra sayılarına, kanat aralıklarına ve çalışma koşullarına sahip panjurlu ve dalgalı kanatlı ısı eşanjörlerinin basınç düşüşü ve ısı transferi özelliklerini belirlemek ve karşılaştırmak için deneysel araştırmalar yapmışlardır. Üretilen ısı eşanjörleri, şartlandırılmış bir odada rüzgar tüneline test edilmiştir. Isı transfer katsayısı, Stanton sayısı, Colburn (j) faktörü, boyutsuz basınç düşüşü katsayısı ( $C_p$ ), Fanning sürtünme faktörü (f) incelemişlerdir. Panjurlu kanatlı ve yuvarlak borulu ısı eşanjörleri (LFRTHX) Colburn (j) faktörleri, Fanning sürtünme faktörleri (f) sırasıyla Reynolds sayısına bağlı olarak dalgalı kanatçıklı ve yuvarlak borulu ısı eşanjörlerine (WFRTHX) göre sırasıyla %6.9-16.4, %8.2-19.9, %4.1-9.6 oranında daha yüksek olduğunu bildirmişlerdir [6].

Sadeghianjahromi ve ark. (2020) dalgalı kanatlı borulu ısı değiştiricinin hava tarafının büyütülmesini sayısal olarak incelemişlerdir. Yüksekliğin ve ondülasyon açısının  $15^\circ$ 'den az olacak şekilde kanat aralığına eşit veya daha az olmalı olduğunu belirtmişlerdir. Dalgalı kanatçıkların üzerine yarıkların açılması ile %10'a kadar iyileştirme sağlayabildiğini bildirmişlerdir. Boyuna girdap oluşturuca kullanmak, termal dirençte %7 azalma sağlamakta ve bileşik tasarımları kullanmak, orijinal kasaya göre yaklaşık %16 iyileştirme sağladığını belirtmişlerdir [7].

Zhang ve ark. (2022) yaptıkları çalışmada depolama ortamı olarak su ve ısı transfer ortamı olarak etilen glikol ile katılma karakteristیکlerini ve ısı transfer oranlarını araştırmak için dairesel kanatlı boruda buz depolama ünitesinin iki boyutlu bir aksel simetrik geçici modelini kullanmışlardır. Modeli, deneysel verilerle doğrulamışlardır. Dairesel kanat yüksekliği ve kanat aralığının faz değişimi ve katılma ön hızı üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Kanat yüksekliğinin artırılması ve kanat aralığının azaltılmasının hem buzun depolanma ve

katılaşma oranını arttırdığını hem de soğuk depolama kapasitesini iyileştirdiğini gözlemlemişlerdir. 50 mm'lik bir kanat yüksekliğinde katı faz fraksiyonu kanatsız borudan 4.96 kat daha fazla olduğunu bildirmişlerdir. 50 mm yüksekliğindeki kanatlarla buz depolama kapasitesi, 480 dakikada kanatsız borudan 3.68 katından fazla olduğunu belirtmişlerdir. 4 mm kanat aralığı 12 mm kanat aralığına göre %26.3 daha fazla soğuk depolama kapasitesine sahip olduğunu bildirmişlerdir [8].

Banu ve ark. (2022) kanat tarafı ısı transfer katsayıları ve kanat verimi gibi ısı transfer parametrelerinin kütle akış hızları ve geometrik parametreler ile değişimi gözlemlemişlerdir. Elde edilen sonuçlar HAD analizi ile matematiksel simülasyon doğrulanmıştır. Tüplerin uzunluğunun artmasıyla kanat veriminin artacağı ve daha iyi ısı transfer katsayısı için optimum kanat aralığının 5 mm'den az olması gerektiğini belirtmişlerdir [9].

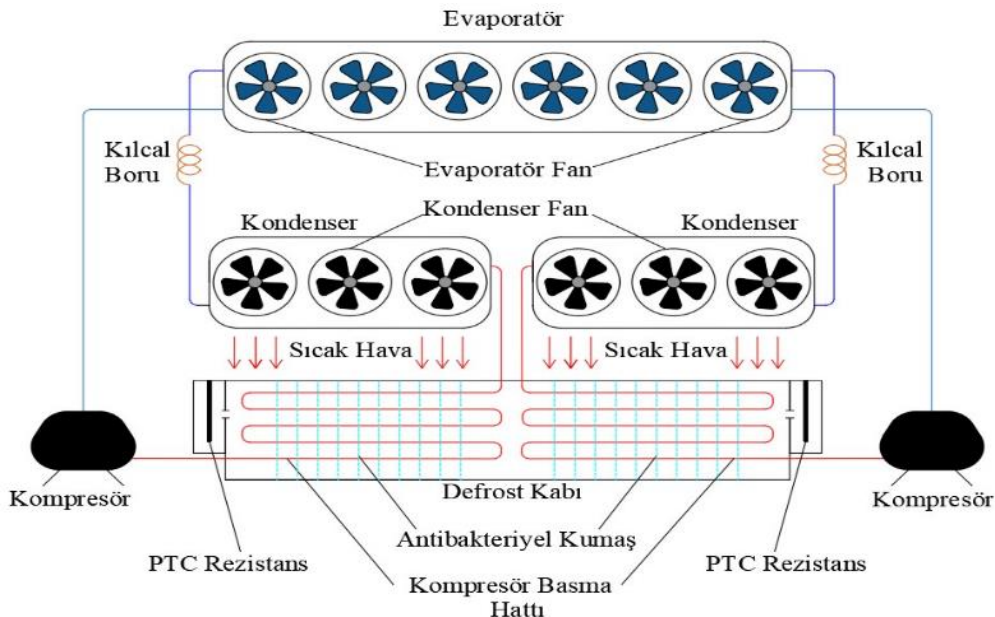
Tahrour ve ark. (2022) deniz araçlarında ve okyanuslardaki su altı elektrik santrallerinde ısı transferi problemlerinin artmasıyla, verimli bir kanatlı borulu ısı eşanjörü arayışının önemli olduğunu belirtmişlerdir. Beş farklı kanat tasarımı arasındaki termal değişim ve akış özelliklerini analiz etmiş ve karşılaştırmışlardır. Eşmerkezli dairesel kanatlı boru, eksantrik dairesel kanatlı boru, delikli dairesel kanatlı boru, tırtıklı dairesel kanatlı boru ve yıldız şeklinde kanatlı boru yapılarını incelemişlerdir. Kanatçık aralığı 2 mm'den 7 mm'ye değiştirildiğinde incelenen tüm durumlar için Colburn faktöründe bir artış, sürtünme faktörü ve kanat performanslarında bir azalma gözlemlenmiştir. En verimli kanat tasarımını seçmek için üç kriteri kontrol etmişlerdir: performans değerlendirme kriteri, global performans kriteri ve kütle global performans kriteri. Reynolds sayısının değeri ne olursa olsun, geleneksel eşmerkezli dairesel kanatlı boru en düşük performans değerlendirme kriterini sağlarken, tırtıklı dairesel kanatlı boru en yüksek performans değerlendirme kriterini sağladığını bildirmişlerdir. Toplu küresel performans kriteri açısından yıldız şeklinde kanatlı boru en yüksek performansı sağlamıştır [10].

Kiatpachai ve ark. (2022), kanat desenlerinin, yeni bir tip ısı eşanjörünün panjurlu spiral kanatlı ve borulu ısı eşanjörlerinin hava tarafındaki performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Radyal, kavisli ve karışık panjurlu spiral kanatçıklar olmak üzere üç tip kanat deseni araştırılmış ve özelliklerini düz spiral kanatçıkla karşılaştırılmıştır. Kıvrımlı alüminyum kanat tabanlı, iki sıra çelik borulu ve kanat aralığı 8.45 mm olan ısı eşanjörleri üretilmiştir. Tüm ısı eşanjörleri hem çok geçişli paralel hem de karşı çapraz akış düzenlemelerine sahiptir. Ortalama ısı aktarım hızı, ısı aktarım katsayısı ve basınç düşüşü ön hava hızı ile artmıştır. Panjur-spiral kanatçık, düz-spiral kanattan ortalama ısı aktarım hızı ve ortalama ısı aktarım katsayısı bakımından yaklaşık %9.7-%15.6 ve %13.4-%27.1 daha fazladır. Panjur-spiral kanatçıkların Colburn faktörleri (j), düz kanatla karşılaştırıldığında yaklaşık %10.4-%13.1, karışık panjurlu spiral kanatçıklar için %7.7-%8.8 ve %2.1-%5.1 kavisli spiral kanatçıklar için daha büyük olduğunu belirtmişlerdir [11].

Plug-in soğutucularda defrost işleminden sonra oluşan su yoğunlaşma tavaasında toplanmaktadır. Burada kompresör basma hattı borularının yoğunlaşma tavaasından geçirilmesi, antibakteriyel kumaşlar ve kondenser atık havasının kullanılması veya PTC rezistans ile yoğunlaşma suyunun uzaklaştırılması gibi çeşitli teknikler kullanılmaktadır. Ancak bu teknikler enerji tüketimini olumsuz etkilemekte ve bazı koşullarda yetersiz kalmaktadır. Bu çalışmada, yoğunlaşma tavaasındaki yoğunlaşma suyunun uzaklaştırılmasında yeni tasarımlar ile enerji verimliliği sağlanması, TTS'nin EVE (Enerji Verimlilik Endeksi) değerinin azaltılarak etiket sınıfının yükseltilmesi hedeflenmiştir.

## 2 Materyal ve Metod

Mevcut bir soğutucunun soğutma çevrimi Şekil 1'de verilmiştir. Bu sistem kompresör, kondenser, genişleme elemanı (kılcal boru) ve evaporatör olmak üzere 4 temel ekipmandan oluşmaktadır.



Şekil 1. Mekanik buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi ve deneysel verilerin alındığı yoğunlaşma tavaası görünümü.

Mevcut soğutucularda Şekil 1'de verilen kompresörden çıkan kızgın soğutucu akışkan, kompresör basma hattı boruları ile yoğuşma tavası içerisinde durgun haldeki suyun içerisinde geçirilmiştir. Bu sayede yoğuşma suyu ısıtılarak buharlaşma hızlandırılmıştır. Ayrıca antibakteriyel kumaşlar sayesinde yoğuşma suyunun bir kısmı kumaşlar tarafından emilmiş ve kondenserden çıkan atık sıcak hava ile kurutulmuştur. Bu sayede antibakteriyel kumaşlar daha hızlı kurutulmuş aynı zamanda kondenserden atılan ısı da değerlendirilmiştir. Ancak bu teknikler yetersiz kalmakta ve PTC rezistans devreye girecek kalan suyu uzaklaştırmaktadır.

Açık TTS'lerde farklı iklim şartları, ürün yükleme durumuna ve kullanım şekline göre yukarıda bahsedilen teknikler yetersiz kalmaktadır. Elektrikli rezistans devreye girmekte ve fazla miktarda güç tüketmektedir. Ayrıca havanın bağıl neminin yüksek olduğu iklim bölgelerinde yoğuşma suyunun miktarı daha fazla olmaktadır. Bu yüzden kullanılan rezistansın gücünün artırılması gerekmektedir.

Bu çalışmada, TTS'lerde enerji verimliliğinin artırılması, toplam enerji tüketiminin azaltılması, elektrikli ısıtıcının devreye girme süresinin düşürülmesi ve suyun taşmasının engellenmesi için kompresör basma hattında yeni bir tasarım yapılmıştır. Yoğuşma tavasındaki kompresör basma hattı borularına yüzey alanının artırılmasını sağlamak için boru dış yüzeyine kanat tasarımı yapılmıştır. Bu sayede kanatçıklı bakır boru ile ısı transferinin artırılabilmesi için yüzey alanı genişletilmiştir. Basma hattı borularında yoğuşma suyu daha fazla ısı transferi gerçekleşmiş ve buharlaşma hızlandırılmıştır. Bu sayede enerji verimliliği sağlanmış ve suyun taşma probleminin de önüne geçilmiştir. Aynı zamanda kondenser öncesindeki basma hattı sıcaklığı düşürülerek, kondenserin ısı atımı performansına da katkı sağlanması amaçlanmıştır.

### 3 Matematiksel ve Deneysel Modelleme

Sistemde dolaşan soğutucu akışkan R290'ın kütleli debisi eşitlik 1 yardımı ile hesaplanır:

$$\dot{m} = \frac{\dot{W}_c}{(h_2 - h_1)} \quad (1)$$

Evaporatörün soğutma gücü eşitlik 2 ile bulunur [12].

$$\dot{Q}_E = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2)$$

Yoğuşma tavasında bakır borudan suya aktarılan maksimum ısı ise eşitlik 3 yardımı ile bulunur.

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m} c \Delta T \quad (3)$$

Yoğuşan su damlalarının yoğuşma tavasına düşmesi sonucu oluşan hareketler ihmal edilerek kap içerisindeki su, durgun ve hareketsiz kabul edilmiştir. Bu kabul doğrultusunda soğutucu akışkandan suya olan ısı transferi taşınım ile gerçekleşmektedir.

Newton'un soğuma kanuna göre denklem 4 bulunur.

$$\dot{Q} = h A \Delta T \quad (4)$$

Boru içerisindeki soğutucu akışkan ve su arasındaki ısı transferi sonucunda yoğuşma suyu sıcaklığında değişim olacağı için sıcaklık farkı yerine logaritmik sıcaklık değişimi eşitlik 5 yardımı ile bulunur [13].

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (5)$$

Silindirik cisimlerde ısı iletimi Fourier'in ısı iletimi denklem 6, 7 ve 8 kullanılarak hesaplanmaktadır [14].

$$\dot{Q}_{iletim} = -k A \frac{dr}{dr} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{iletim} = 2\pi Lk \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right)} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{iletim} = \frac{(T_1 - T_2)}{R_{eş}} \quad (8)$$

Isıl direnci eşitlik 9 yardımı ile hesaplanabilmektedir.

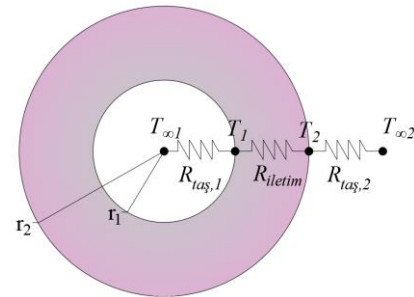
$$R_{eş} = \frac{(T_1 - T_2)}{hA} \quad (9)$$

Silindirik yüzeylerin ısı direnci eşitlik 10 yardımı ile bulunur [15].

$$R_{eş} = \frac{\ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) (T_1 - T_2)}{2\pi Lk} \quad (10)$$

Soğutucu akışkan ile yoğuşma suyu arasındaki toplam ısı transferini belirlerken Şekil 2'deki termal direnç yöntemi kullanılmaktadır. Soğutucu akışkan ile durgun su arasındaki direnç denklem 11 yardımı ile bulunabilmektedir [15].

$$R_{toplam} = R_{taş,1} + R_{iletim} + R_{taş,2} \quad (11)$$



Şekil 2. Isı transferinin hesaplanması için elektrik direnç yöntemi boru kesitinde gösterimi.

Denklem 10'da termal dirençler yerine yazılıp düzenlendiğinde denklem 12 elde edilir [16].

$$\frac{1}{U_0 A_0} = \frac{1}{h_{R290} A_{R290}} + \frac{1}{2\pi Lk} \ln \left( \frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{1}{h_{su} A_{su}} \quad (12)$$

Suyun ısı iletim katsayısı zorlanmış taşınım için 300-1000 W/m<sup>2</sup>K ve suyun hareketsiz olduğu durumda doğal taşınım ısı transferi katsayısı 30-300 W/m<sup>2</sup>K olarak deneysel olarak ölçülmüştür. Hesaplamalarda durgun

suyun ısı taşınım katsayısı 195 W/m<sup>2</sup>K olarak hesaplanmıştır.

Buhar halindeki soğutucu akışkan R290'dan durgun suya olan ısı transferi denklem 13'ten hesaplanmaktadır.

$$Q = h_2 \pi r_2 L \Delta T_{ln} \quad (13)$$

Isı taşınım katsayısı (h) değeri genellikle kanatçık tabanında kanat ucunda olduğundan çok daha düşüktür. Çünkü sıvı, kanat tabanın yakınında katı yüzeylerle çevrilidir. Bu durum sıvı hareketini ciddi şekilde etkilemektedir. Bir yüzeye çok fazla kanat eklemek, yüzey alanını artırmasına karşın akışkanın hareketini olumsuz etkilediğinden ısı transfer katsayısında azalmaya sebep olmaktadır [15].

$$\dot{Q}_{iletim,x} = \dot{Q}_{iletim,x+\Delta x} + \dot{Q}_{taşınım} \quad (14)$$

Burada x noktasındaki ısının iletim ile transferi, x+Δx mesafedeki iletim ve taşınım ile ısı transfer miktarına eşit olacaktır. Denklem düzenlenirse kanatçıktan oluşan ısı transferi eşitlik 15 ile hesaplanabilir [17].

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \alpha^2\theta = 0 \quad (15)$$

Burada

$$\alpha = \frac{hp}{kA_c} \quad (16)$$

ve  $\theta = T - T_\infty$  kanat tabanında  $\theta_b = T_b - T_\infty$  şeklinde yazılır. 15 numaralı diferansiyel denklem çözümlerse aşağıdaki çözüm elde edilir [17];

$$\theta(x) = C_1 e^{\alpha x} + C_2 e^{-\alpha x} \quad (17)$$

Farklı durumlarda, farklı sınır şartları kullanılarak çözümlenirse uzun kanat, kısa kanat ve yalıtılmış kanat ucuna sahip kanatlar için sıcaklık dağılımı ve ısı transferi denklemleri elde edilir.

Uzun kanat için eşitlik 18 kullanılır.

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-\alpha x} = e^{-x\sqrt{hp/kA_c}} \quad (18)$$

Adyabatik kanat ucu için eşitlik 19'dan faydalanılır.

$$\frac{T(x) - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh\alpha(L-x)}{\cosh\alpha L} = e^{-x\sqrt{hp/kA_c}} \quad (19)$$

T<sub>b</sub> sıcaklığındaki bir yüzey T<sub>∞</sub> sıcaklığında yüzey sıcaklığındaki bir akışkana maruz bırakılırsa, h akışımın ısı transferi katsayısı ve yüzey alanı A<sub>s</sub>=A<sub>b</sub> kanat eklenecek alan ise yüzeyden radyasyon ile ısı transferi ihmal

edildiğinde, yüzeyden etrafına olan ısı transferi eşitlik 20'deki gibi ifade edilir [15].

$$\dot{Q} = h A_b (T_s - T_\infty) \quad (20)$$

A<sub>b</sub> alanına L uzunluğunda ve A<sub>b</sub> yüzey alanı kadar kanat eklenirse ve kanatın tüm noktalarında taban sıcaklığına eşit ise Denklem 20'deki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{kanat,max} = h A_{kanat} (T_b - T_\infty) \quad (21)$$

Gerçekte, kanatçık sıcaklığı kanat boyunca düşecek bu nedenle, kanat ucuna doğru azalan sıcaklık farkı T<sub>(x)</sub> - T<sub>∞</sub> nedeniyle kanattan ısı transferi daha az olacaktır. Sıcaklıktaki bu düşüşün ısı transferi üzerindeki etkisini hesaplamak için kanat verimliliği olarak aşağıda verilen ifade kullanılır [18].

$$\eta_{kanat} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanat,max}} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{kanat} = \eta_{kanat} \dot{Q}_{kanat,max} \quad (23)$$

$$\dot{Q}_{kanat} = \eta_{kanat} h A_{kanat} (T_b - T_\infty) \quad (24)$$

Kanatçıkların performansı kanatçıklı ve kanatçiksiz durumun ısı transferindeki artışı temelinde değerlendirilir. Kanat etkinlik katsayısı denklem 25 ile ifade edilir [19].

$$\varepsilon_{kanat} = \frac{\dot{Q}_{kanat}}{\dot{Q}_{kanatsiz}} \quad (25)$$

$\varepsilon_{kanat}=1$  ise eklenen kanatın yüzeyden olan ısı transferine etkisi olmadığını,  $\varepsilon_{kanat}>1$  ise ısı transferine kanatın katkısının olduğunu ve artırdığını göstermektedir.

Enerji etiket sınıfı denklem 26, 27 ve 28 kullanılarak hesaplanmaktadır [2].

$$EVE = AE/SAE \quad (26)$$

$$AE = 365 x E_{günlük} \quad (27)$$

$$SAE = 365x Px (M + (Nx TDA))x C \quad (28)$$

### 3.1 Deneysel Verilerin Alındığı Açık Tip Soğutucu

Deneysel çalışmalarda açık tip TTS kullanılmıştır. Bu TTS çift sisteme (kompresör, kondenser ve kılcal boru 2'şer adet ve 2 giriş-çıkışa sahip evaporatör) sahip olup soğutucu akışkan olarak R290 kullanılmaktadır. TTS üzerinden kompresör çıkışı sıcaklığı, soğutucu akışkan R290'ın yoğuşma tavasındaki durgun sudan geçirildikten sonraki soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı ölçümü yapılmıştır. Şekil 1'de kullanılan PTC rezistansın gücü 350 W tır.

Deney düzeneğine ait özellikler Tablo 1'de verilmiştir.

**Tablo 1.** Açık TTS ve deneysel parametreler.

Parametreler	Değerler
İklim sınıfı (Test Odası)	Sınıf 3 ( 25°C sıcaklık, % 60 bağıl nem şartlarında)
Soğutucu akışkan	Propan (R290)
Kompresör	2 adet; 0.9 kW x 2= 1.8 kW
Kondenser	2 adet; 2.5 kW x 2= 5 kW
Kondenser Fan	4 adet; 13 W x 4= 52 W
Soğutucu akışkan kompresör girişi /çıkışı Sıcaklığı	15 °C / 80 °C
Yoğuşma tavaşı çıkış sıcaklığı	50 °C
Buharlaşma sıcaklığı	-10 °C
Enerji Verimlilik Endeksi Değeri (EVE)	50.1
Enerji sınıfı	E
Toplam enerji tüketimi	30 kWh/24h

Sistemde kanatçiksız bakır boru kullanılması durumunda aktarılan ısı ile yoğuşma suyunun tamamının buharlaştırılmasında yetersiz kaldığı görülmüştür. Bu yüzden PTC rezistans devreye girmektedir. Boru üzerine dairesel kanat tasarımı yapılarak ısı transfer yüzeyinin genişletilmesi ile ısı transferi daha hızlı gerçekleştirilecektir. Bu sayede elektrikli ısıtıcının devrede kalma süresi ve kondenser fanlarının çalışma periyodu azalacaktır.

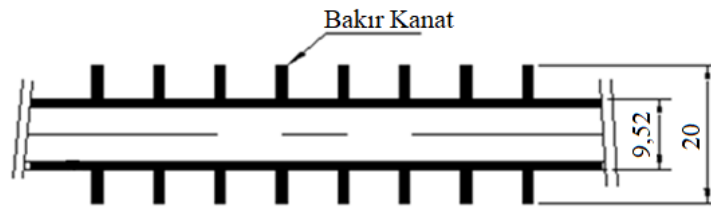
### 3.2 Isı Transferinin İyileştirilmesi ve Kanatçıklı Boru Kullanımı

Endüstriyel uygulamaların pek çoğunda ısı transferinin artırılması gerekmektedir. Fakat ısı transferinin artırılması için cismin boyutunun büyütülmesi mümkün olmayabilir. Bunun yerine cisim ile akışkan arasındaki temas alanının genişletilmesi için kanatçıklar kullanılmaktadır. Bu sayede ısı transferinin gerçekleşeceği yüzey alanının artırılması sağlanır.

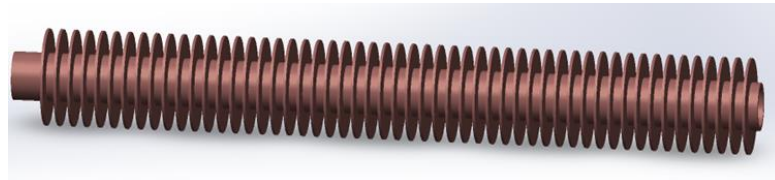
Kanatın başından sonuna kadar sıcaklık değişiminin az olması için kanat malzemesi olarak ısı iletim katsayısı yüksek malzemeler tercih edilmelidir. Endüstriyel

uygulamalarda kanat geometrileri çok farklı olabildiği gibi kanatçık malzemesi ile yüzey malzemesi aynı malzemeden veya farklı malzemeler de kullanılabilir. Kanatçık ile yüzey malzemeleri birbirinden farklı olarak kullanıldığında kanatçığın yüzeye sıkı geçmesi için lehim ve kaynak ile tutturulmalıdır. Bu durumda da ısıl temasın iyi olması gereklidir. Aksi halde ısıl direnç yaratacaktır. Yapılan analizler neticesinde boru üzerine Şekil 3a ve 3b'de görüldüğü gibi 205 adet dairesel bakır kanat yerleştirilmiştir. Şekil 3c'de ise klasik ve 3d'de yeni tasarımın yoğuşma tavaşı içerisindeki yerleşimi görülmektedir.

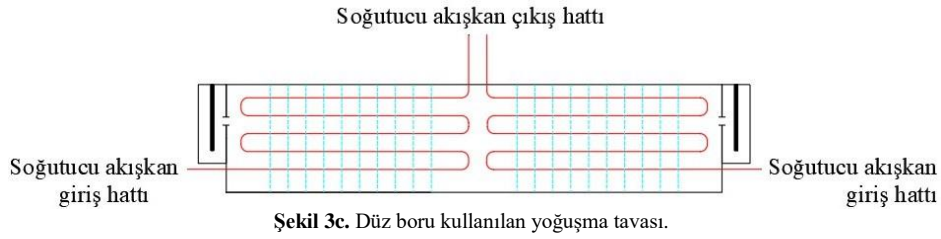
Analitik çözüm de kullanılan model Şekil 3d'de görülmektedir. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan ( $T_g=80^\circ\text{C}$ ), içerisinde durgun su ( $T_{su}=5^\circ\text{C}$ ) bulunan yoğuşma tavaşına girmektedir. Soğutucu akışkan ısısını defrost kabındaki suya aktarmaktadır. Yoğuşma tavaşından çıkan soğutucu akışkan, sıcaklığı ( $T_\phi=50^\circ\text{C}$ ), düşürülmüş bir şekilde kondensere girmektedir. Yoğuşma tavaşında bulunan durgun su içerisindeki 3/8" bakır borunun uzunluğu  $L=1440$  mm ve boru üzerinde toplam 205 adet bakır kanat bulunmaktadır.



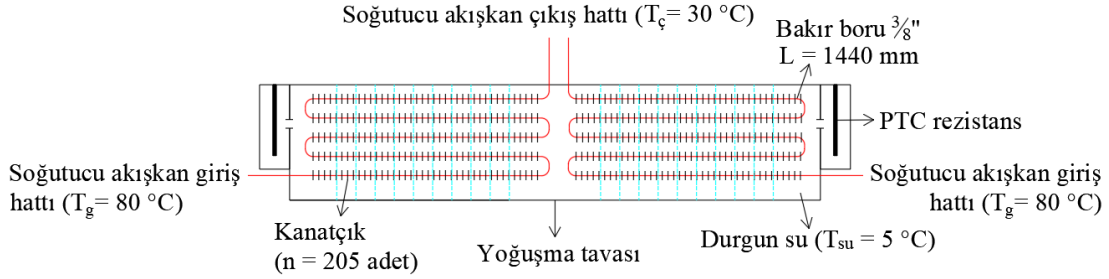
Şekil 3a. Kanatçık yerleşim bakır boru kesiti.



Şekil 3b. Boru üzerine kanatçık yerleşim görüntüsü.



Şekil 3c. Düz boru kullanılan yoğuşma tavası.



Şekil 3d. Kanatçıklı boru kullanılan yoğuşma tavası.

### 3.3 Enerji Etiket Sınıfının Tespiti

1 Mart 2021 tarihinde Avrupa Birliği'nde piyasaya sürülen TTS'ler için enerji etiketi uygulaması zorunlu hale getirilmiş ve A'dan G'ye kadar sınıflandırma yapılmaya başlanmıştır [2].

Doğrudan satış işlevli soğutma cihazlarının enerji verimliliği sınıfı Tablo 2'de görüldüğü gibi EVE değerine göre belirlenmektedir.

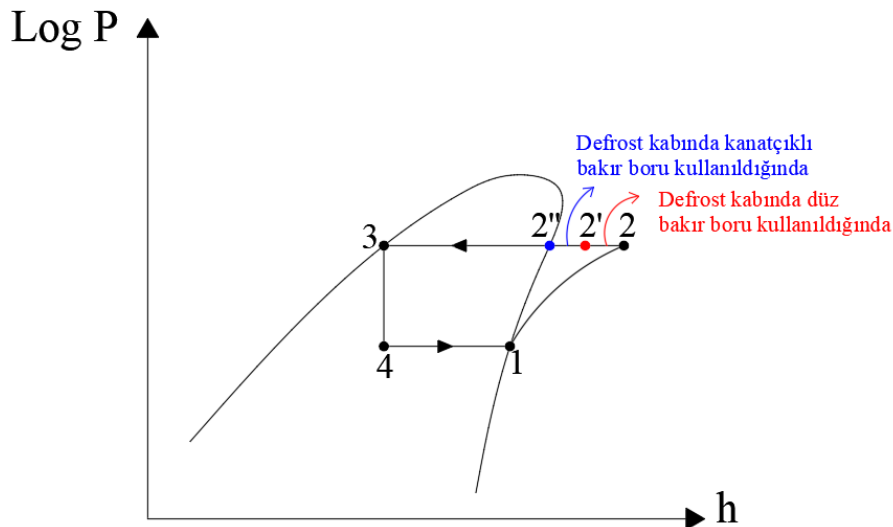
Tablo 2. Doğrudan Satış İşlevli Soğutma Cihazlarının Enerji Verimliliği Sınıfı [2].

Enerji verimlilik sınıfı	Enerji verimlilik endeksi (EVE) değeri
A	$EVE < 10$
B	$10 \leq EVE < 20$
C	$20 \leq EVE < 35$
D	$35 \leq EVE < 50$
E	$50 \leq EVE < 65$
F	$65 \leq EVE < 80$
G	$EVE \geq 80$

## 4 Bulgular

Şekil 4'te; 1- Kompresör girişi/Evaporatör çıkışı 2- Kompresör çıkışı /kondenser girişi 3- Kondenser çıkışı/Genleşme valfi girişi 4- Genleşme valfi çıkışı/Evaporatör girişidir. Yoğuşma tavasında bulunan

suyun miktarına bağlı olarak Şekil 4'te 2 noktasında yer alan soğutucu akışkan kondenser fanları çalıştırılmadan ıslak buhar bölgesine doğru ok yönünde kayacaktır.



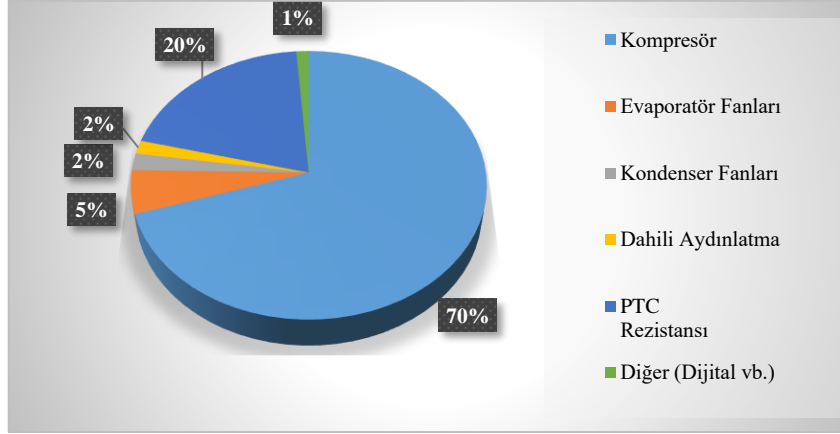
Şekil 4. Soğutma Çevrimi LogP - h diyagramı.

Soğutma sisteminde soğutucu akışkan kütleli debisi Eşitlik 1'den  $6,4 \cdot 10^{-3}$  kg/s olarak hesaplanmıştır. Mevcut sistemde kompresör basma hattı bakır borusunun yoğuşma tavaşından geçirilmesiyle; deneysel ölçümlere dayanarak 357 W, teorik hesaplamalar sonucunda ise 348 W ısı transferinin gerçekleştiği belirlenmiştir. Teorik olarak hesaplanan değerlerin, deneysel sonuçlardan %2.5 oranında hata payına sahip olduğu görülmüştür. Fakat mevcut sistemde basma hattı borularının yoğuşma tavaşında dolaştırılması elektrikli ısıtıcının devreden çıkarılmasına yeterli olmamaktadır.

Kanatlı durumda 348 W ısı transferi sağlanırken boru üzerine 205 adet dairesel kanat yerleştirilmesi

durumunda ısı transferi 1164 W olarak hesaplanmıştır. Yeni tasarım için kanat etkinliği 3.347 olarak bulunmuştur.

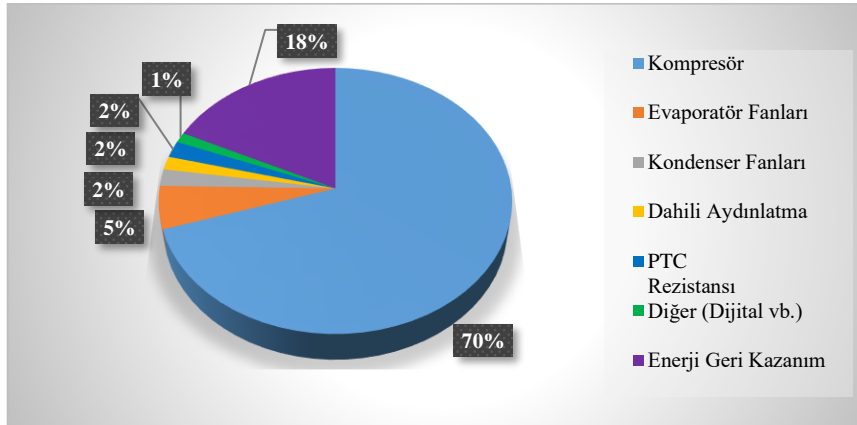
Mevcut açık TTS'nin günlük enerji tüketiminin ekipmanlara göre dağılımı Şekil 5'te görülmektedir. Şekil 5 incelendiğinde toplam enerji tüketiminin %70'lik kısmının kompresör tarafından harcadığı görülmekte, toplam tüketimin 30 kWh olduğu TTS'de, kompresörün harcadığı enerji 21.03 kWh/24h olmaktadır. Kompresör sonrasında ise %20 enerji tüketimi ile PTC rezistans takip etmektedir. Diğer sistemlerin enerji tüketimleri ise %1 ile %5 arasında değişmektedir.



Şekil 5. Kanatlıksız borulu sistemin enerji tüketimi dağılımı.

Kanatlı boru kullanımı ile ısı transferi hızı 816 W artırılmış ve bir günlük çalışma periyodunda 19.584 Wh'lik enerji aktarımı sağlanmıştır. Giriş gücü 350 W olan PTC rezistansın günlük 17 saat çalıştığı ve bu çalışma süresinde 5950 Wh'lik enerji tükettiği deneysel olarak belirlenmiştir. Kanatlı bakır boru kullanımı ile suya aktarılan enerjide %330 lük bir enerji artışı

sağlanabileceği hesaplanmıştır. Yeni tip kanatlı boru tasarımı uygulanarak test edilmiştir. Yapılan testlerde kanatlı borulu sistemde PTC elektrikli ısıtıcının daha az çalışarak günlük enerji tüketiminde 5.355 kWh tasarruf edilmiştir. Enerji tasarrufuna bağlı olarak günlük 11.138 kg/1 adet soğutucu CO<sub>2</sub> salımı engellenmiştir.



Şekil 6. Kanatlı borulu sistemin enerji tüketimi dağılımı ve enerji tasarrufu.

Kanatlı boru kullanıldığında soğutucunun enerji tüketiminin dağılımı ve yapılan enerji tasarrufu Şekil 6'da görülmektedir. Kanat kullanılmadığı durum Şekil 5 ile kıyaslandığında yaklaşık %18 tasarruf sağladığı görülmektedir. PTC ısıtıcının tüketim yüzdesi %2'ye düşürülmüştür.

Küresel ısınma, çevre kirliliği ve sera gazları gibi çevresel etkenler tüm dünyayı etkisi altına almaktadır. Bunlar arasında en fazla katkı yapan sera gazı ise %80 gibi

yüksek bir paya sahip olan karbondioksit gazıdır. Bu problemler ülkelerin alacakları önlemleri de etkilemiştir. Bazı ülkeler tarafından kullanılan karbon vergisi de bu önlemlerden birisidir [20].

Üreticiler çevreye saldıkları karbondioksit gazı için vergiye tabi tutulmaktadır. Böylelikle firmalar vergi mükellefi konumuna geçmişlerdir. Bu durum devlet bütçesine ek gelir sağlamakta ve firmalara sosyal sorumluluk yüklemektedir [20].



Bu çalışmada karbon vergisi uygulaması yürürlükte olan İngiltere üzerinden hesaplama yapılmıştır. İngiltere’de karbon vergisi 2022-2023 yılları arasında 24 ABD\$/tCO<sub>2</sub> olarak uygulanmaktadır [21]. PTC elektrikli ısıtıcı çalıştırılmayarak bir soğutucu için günlük 11.138 kg CO<sub>2</sub> salımının önüne geçildiği görülmüştür. Bu bilgilere dayanılarak yıllık karbon vergisi hesaplandığında 97.57 ABD\$’a tekabül etmektedir. Böylece yapılan tasarım ile karbon vergisi maliyetinden de tasarruf edilmiştir.

Deneysel ölçümlerde kullanılan açık TTS’nin enerji verimlilik endeksi (EVE) değeri 50.1 ve enerji sınıfı E olarak hesaplanmıştır. PTC rezistans devreden çıkarılarak EVE değeri 41.09 değerine düşürülmüştür. EVE değerine

göre açık TTS dolabı enerji sınıfı E’den D sınıfına yükselmiştir.

Enerji verimlilik çalışmalarında yaşam standartlarından taviz vermeden enerji tüketiminin azaltılması hedeflemektir. Yapılan çalışma sonrasında aynı kalite standartlarında cihazın enerji tüketiminde %18 tasarruf sağlanmıştır. Yapılan çalışmalar ile cihaz enerji sınıfı bir seviye yükselerek D sınıfına yükseltilmiştir.

Durgun suya aktarılan ısının deneysel verileri ile teorik sonuçları kıyaslandığında Tablo 3’te görüldüğü gibi %2.5 hata olduğu görülmüştür.

**Tablo 3.** Aktarılan ısının teorik ve deneysel verileri.

	Teorik	Deneysel	Hata Oranı
Durgun suya aktarılan ısı (Watt)	348	357	% 2.5

## 5 Sonuçlar

Bu çalışmada, açık tip TTS’lerde yoğuşma tavasındaki kompresör basma hattı boruları üzerine kanatlar yerleştirilerek ısı transferini artırabilmek için yapılan yeni kanatçıklı boru tasarımı ile;

- Soğutucu akışkandan suya aktarılan toplam ısı 357 Watt olarak hesaplanmıştır. Aktarılan ısı ile suyun sıcaklığının artması sağlanmış ve bu sayede buharlaşma hızı artırılmıştır.
- Yapılan testler neticesinde yoğuşma tavasında kullanılan elektrikli ısıtıcının çalışmadığı gözlemlenmiş ve cihazın toplam enerji tüketiminin %18 oranında azaltılmıştır. Bu sayede enerji verimliliği sağlanmıştır.
- İlave olarak suya aktarılan ısı ile yoğuşma tavasında biriken suyun buharlaştırma hızının artırılması ve bağıl nemin yüksek olduğu iklim bölgelerinde yoğuşma tavasında biriken suyun taşmasının önlenmesi sağlanmıştır.
- Kanatların kullanıldığı durumun kullanılmadığı mevcut duruma göre ısı transferi 3.347 kat artırılmıştır.
- Soğutucunun enerji tüketimi azaltılarak mevcut sistemde “E” olan enerji sınıfı yeni tasarım ile “D” sınıfına yükseltilmiştir.
- Nihai enerji tüketimi ve buna bağlı olarak birincil enerji kaynaklarının tüketiminde de tasarruf sağlanmıştır. Enerji tüketimi yanında 1 adet soğutucuda günlük 11.138 kg CO<sub>2</sub> emisyonu azaltılarak çevre dostu bir tasarım ortaya konulmuştur. Bu sayede bir soğutucu için yıllık 97.57 ABD\$ karbon vergisi de azaltılmıştır. Kanatçıklı boru kullanılarak enerjinin tüketimin azaltılması ekosistemin korunmasına da katkı sağlamış olacaktır.

Mekanik buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde hem kompresör basma hattının hem de kondenser ısısının geri kazanılarak gerektiğinde bu ısı depolanarak kullanılması enerji verimliliğine olumlu katkı sağlayacaktır. Bu noktada enerji depolama malzemeleri ve bu malzemelerin hızlı ısı şarjı ve deşarjı önerilmektedir.

Bu çalışma, enerji verimliliği konusunda olumlu katkılar sağlamıştır.

## Simgeler

A	Alan (m <sup>2</sup> )
A <sub>kanat</sub>	Kanat alanı (m <sup>2</sup> )
a	Isıl yayılım katsayısı (m <sup>2</sup> /s)
C	Belirsiz integral sabiti
c	Özgül ısı (kJ/kg °C)
h	Entalpi (kJ/kg)
h	Isı taşınım katsayısı (W/m <sup>2</sup> °C)
k	Isı iletim katsayısı (W/m °C)
L	Uzunluk (m)
$\dot{m}$	Kütleli debi (kg/s)
p	Kanat çevresi (m)
r	Boru çapı (m)
R <sub>eş</sub>	Eşdeğer ısı direnci (°C/W)
R <sub>taş</sub>	Taşınım ısı direnci (°C/W)
$\Delta T$	Sıcaklık farkı (°C)
$\Delta T_{ln}$	Logaritmik sıcaklık farkı (°C)
T <sub>b</sub>	Kanat taban sıcaklığı (°C)
T <sub>s</sub>	Yüzey sıcaklığı (°C)
T <sub>∞</sub>	Akışkan sıcaklığı (°C)
U	Toplam ısı transfer katsayısı (W/m <sup>2</sup> °C)
$\dot{Q}$	Isı transfer hızı (W)
$\dot{Q}_e$	Evaporatör soğutma gücü (W)
$\dot{Q}_{iletim}$	Isı iletim hızı (W)
$\dot{Q}_{iletim,x}$	x noktasındaki ısı iletim hızı (W)
$\dot{Q}_{iletim,x+\Delta x}$	x + Δx noktasındaki ısı iletim hızı (W)
$\dot{Q}_{kanat}$	Kanatta gerçekleşen ısı transferi (W)
$\dot{Q}_{kanat,max}$	Kanatta gerçekleşen maksimum ısı transferi (W)
$\dot{Q}_{kanatsız,max}$	Kanatsız yüzeyde gerçekleşen maksimum ısı transferi (W)
$\dot{Q}_{max}$	Soğutucu akışkandan suya aktarılan toplam ısı (W)
$\dot{Q}_{taşınım}$	Isı taşınım hızı (W)
$\epsilon_{kanat}$	Kanat etkinlik katsayısı
$\eta_{kanat}$	Kanat verimi (%)
$\theta$	Kanat ile ortam arasındaki sıcaklık farkı (°C)

**Kısaltmalar**

ABD\$	ABD doları
AE	Yıllık enerji tüketimi (kWh/yıl)
C	Sıcaklık katsayısı
EVE	Enerji Verimlilik Endeksi değeri
$E_{günlük}$	Günlük toplam enerji tüketimi kWh/24h
HAD	Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
M	Teşhir alanı veya hacmini dikkate alan modelleme parametreleri
N	Teşhir alanı veya hacmini dikkate alan modelleme parametreleri
P	Erişebilir veya bütünlük dolaplar için düzeltme katsayısı
PTC	Pozitif sıcaklık katsayısı
SAE	Teşhir tipi soğutucu yıllık enerji tüketimi (kWh/yıl)
TDA	Toplam teşhir alanı (m <sup>2</sup> )
TTS	Teşhir Tipi Soğutucu

**İndisler**

b	Taban
e	Evaporatör
eş	Eşdeğer
günlük	Günlük değer
iletim	İletim ile ısı transferi
iletim,x	x mesafede iletim ile ısı transferi
iletim,x+Δx	x+Δx mesafede iletim ile ısı transferi
kanat	Kanat yer alan sistem
kanatsız	Kanat yer almayan sistem
max	Maksimum
s	Yüzey
taş, taşınım	Taşınım ile ısı transferi

**Bilgilendirme**

Bu çalışmada Etik Kurul Onay belgesine gerek yoktur.

**Referanslar**

- [1] Çalışkan, S., Altunok, T., Başkaya, Ş., & Güngüneş, H. M. (2011). Numerical analysis of a commercial display cabinet with air curtain. *Journal of The Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 26(2), 414-424.
- [2] Commission Delegated Regulation (EU) 2017/1369 of the European Parliament and of the Council with regard to energy labelling of refrigerating appliances with a direct sales function (Text with EEA relevance). *Office Journal of the European Union* (L 315). Retrieved June 11, 2021 from [http://data.europa.eu/eli/reg\\_del/2019/2018/oj](http://data.europa.eu/eli/reg_del/2019/2018/oj)
- [3] International Standard (2015). *ISO 23953-1: Second edition, Refrigerated Display Cabinets*.
- [4] Mon, M. S., & Gross, U. (2004). Numerical study of fin-spacing effects in annular-finned tube heat exchangers. *International journal of heat and mass transfer*, 47(8-9), 1953-1964.
- [5] Ouyang X., Hu H., "Simulation Study on Optimal Structure of Circular Corrugated Finned Tube", *International Journal of Thermal Science*, 179, 107622, 2022.
- [6] Okbaz, A., Pınarbaşı, A., & Olcay, A. B. (2020). Experimental investigation of effect of different tube row-numbers, fin pitches and operating conditions on thermal and hydraulic performances of louvered and wavy finned heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences*, 151, 106256.
- [7] Sadeghianjahromi, A., Kheradmand, S., Nemati, H., & Wang, C. C. (2020). Heat transfer enhancement of wavy fin-and-tube heat exchangers via innovative compound designs. *International Journal of Thermal Sciences*, 149, 106211.
- [8] Zhang, Y., Yuan, G., Wang, Y., Gao, P., Fan, C., & Wang, Z. (2022). Solidification of an annular finned tube ice storage unit. *Applied Thermal Engineering*, 212, 118567.
- [9] Banu, P. A., Lohith, D. R., Kalyan, M. P., Vempati, D. S., & Sai, B. H. (2022). Simulation of fin and tube heat exchanger and validation with CFD analysis. *Materials Today: Proceedings*, 66, 1471-1476.
- [10] Tahrouz, F., Ahmad, H., Ameer, H., Saeed, T., Abu-Zinadah, H., & Menni, Y. (2023). 3D numerical study and comparison of thermal-flow performance of various annular finned-tube designs. *Journal of Ocean Engineering and Science*, 8(3), 294-307.
- [11] Kiatpachai, P., Keawkamrop, T., Asirvatham, L. G., Mesgarpour, M., Dalkılıç, A. S., Ahn, H. S., ... & Wongwises, S. (2022). An experimental study of the air-side performance of a novel louver spiral fin-and-tube heat exchanger. *Alexandria Engineering Journal*, 61(12), 9811-9818.
- [12] Devocioğlu A. G., & Oruç V. (2021) "Soğutma sistemlerinde R454C kullanılmasının deneysel incelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 1-1.
- [13] Balıkcı, A., Çeri, B., & Koca, T. (2022). Kendinden Kanatlı (Finli) Borulu Ekonomizerlerin Termal Performansa Etkisi. *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (33), 400-406.
- [14] Bergman, T. L., Bergman, T. L., Incropera, F. P., Dewitt, D. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- [15] Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2002). Heat Conduction Equation. Heat Transfer A Practical Approach, 2nd ed. McGraw-Hill Higher Education, 61-126.
- [16] Tawat S., Tanongkiat K., & Atipoang N. (2014). Enhancement of fin efficiency of a solid wire fin by oscillating heat pipe under forced convection. *Case Studies in Thermal Engineering* 2, 36-41.
- [17] Cuce E. (2020). Boyuna Uzatılmış Yüzeylerde Dikdörtgenel Oyukların Isı Atımına Etkisi: Bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analizi. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 20(5), 931-940.
- [18] Hussein, M. A., Hameed, V. M., & Dhaiban, H. T. (2022). An implementation study on a heat sink with different fin configurations under natural convective conditions. *Case Studies in Thermal Engineering*, 30, 101774.
- [19] Awad L., İbrahim Koç İ., & Jawad S. (2020). Farklı Malzemelerin Yüzey Şekli ve Pürüzlülüğünün Termal Temas İletkenliğine Etkisi İçin Deneysel Bir Çalışma. *AURUM Mühendislik Sistemleri ve Mimarlık Dergisi*, 4(2), 185-199.
- [20] Organ, İ., & Çiftçi, T. E. (2013). Karbon vergisi. Niğde Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi Dergisi, 6(1), 81-95.
- [21] The World Bank (2023). Carbon Pricing Dashboard Retrieved June 21, 2021 from [https://carbonpricingdashboard.worldbank.org/map\\_data](https://carbonpricingdashboard.worldbank.org/map_data)