



# Kahramanmaraş Sutcu Imam University

## Journal of Engineering Sciences



Geliş Tarihi : 13.10.2018  
Kabul Tarihi : 13.11.2019

Received Date : 13.10.2018  
Accepted Date : 13.11.2019

### SOĞUTUCULARDA AKIŞKAN MİKTARI VE KILCAL BORU EBATLARININ ODA SICAKLIĞINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

### INVESTIGATION OF THE EFFECT OF REFRIGERANT MASS CHARGE AND CAPILLARY PIPE SIZES ON ROOM TEMPERATURE IN REFRIGERATORS

Mustafa ATMACA <sup>1</sup> (ORCID: 0000-0003-3906-9606)

Savaş EKŞİOĞLU <sup>2</sup> (ORCID: 0000-0002-3106-6139)

<sup>1</sup> Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul Türkiye

<sup>1</sup> TÇMB Mesleki ve Teknik Anadolu Lisesi, İstanbul Türkiye

\*Sorumlu Yazar / Corresponding Author: Mustafa ATMACA, matmaca@marmara.edu.tr

#### ÖZET

Kılcal borular küçük soğutma sistemlerinde soğutucu akış kontrol cihazı olarak yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada, farklı soğutucu akışkanları kullanılarak soğutucu akışkan şarj miktarının ve kılcal boru ebatlarının oda sıcaklığına etkisi incelenmiştir. Farklı çaplı kılcal borulardan, farklı kütlelerde R410 ve R32 soğutucu akışkanları geçirilerek deneyler yapılmıştır. Deneyler, R410 ve R32 soğutucu akışkanlar ile çalışabilen bir deney düzeneğinde yapılmıştır. Deneyler sonucunda, sürekli döngülü bir ev buzdolabında kılcal boru çapına ve soğutucu kütle şarjına bağlı olarak oda sıcaklığı değerleri sunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Soğutucu, Kütle şarjı, Kılcal borular, R410, R32

#### ABSTRACT

Capillary tubes are widely used as coolant flow controllers in small cooling systems. In this study, the effect of capillary tube sizes and refrigerant mass charge on the room temperature was investigated by using different refrigerants. Experiments were performed by passing R410 and R32 refrigerants from different capillary tubes in different mass charge. Experiments were carried out in a test setup which can work with R410 and R32 refrigerants. As a result of the experiments, room temperature values were presented depending on the diameter of the capillary tube and the refrigerant mass charge distribution in a steadily cycling domestic refrigerator.

**Keywords:** Refrigerant, Mass charge, Capillary tubes, R410, R32

#### 1. GİRİŞ

Ozon tabakasının incelenmesi ve küresel ısınma gibi çevresel kaygılar nedeniyle, CFC (kloroflorokarbon) ve HCFC (hidrokloroflorokarbon) kullanımı soğutma endüstrisinden aşamalı olarak azaltılmaktadır. Bunun sonucu olarak HFC (hidroflorokarbon), HC (hidrokarbon), ve HFC karışımları R-12 ve R22'nin bir alternatifi olarak ortaya çıkmışlardır. Bir kılcal boru sabit bir alan genişleme cihazı olup yaygın olarak küçük buhar sıkıştırımlı soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılır. Uygun bir şekilde boyutlandırılmamış kılcal boru, bir soğutma sisteminin performansını önemli ölçüde azaltabilir (Bansal and Rupasinghe, 1996; Choi and Kim, 2002). Kılcal boru, herhangi bir soğutucu içindeki soğutucuyu genişletmek için bir kondenser ve evaporatör arasına bağlanır. Bu kılcal boruların iç çapları 0.5 mm den 2.30 mm ye kadar değişmekte olup, içinden geçen akışkanın cinsine göre değişmektedir (Zhang, 2014; Altınok, 2008; Stoecker and Jones, 1982). Geçmişte kılcal borular üzerinde birçok teorik çalışma yapılmıştır. (Melo ve arkadaşları, 1999; Bittle ve Pate, 1996; Bolstad ve Jordan, 1949; Dirik ve arkadaşları, 1994; Wong ve Ooi, 1996; Escanes ve arkadaşları, 1995)

Soğutucu akışkan kondenser serpantininde yüksek basınç altında olduğundan, kılcal borular aracılığıyla evaporatöre hareket eder. Daha büyük çaplı tüpten (kondenser tüpü) daha küçük çaplı (kılcal boru) soğutucu akışkan hareketi

nedeniyle basınç değişimi meydana gelir. Yüksek basınç altındaki soğutucu, minimum basınç düşüşü ile kılcal boruda hareket eder. Soğutucu, kılcal borudan (daha küçük çaplı) evaporatöre (daha büyük çaplı) gelir; bu değişim, buradaki değişme sıcaklığını azaltarak soğutucu basıncını düşürür. Bu düşük sıcaklıktaki soğutucu artık odadan ısı alabilir ve buharlaşabilir. Döngü bu şekilde devam eder (Yakut, 2014; EES, 2012; Bolaji, 2010).

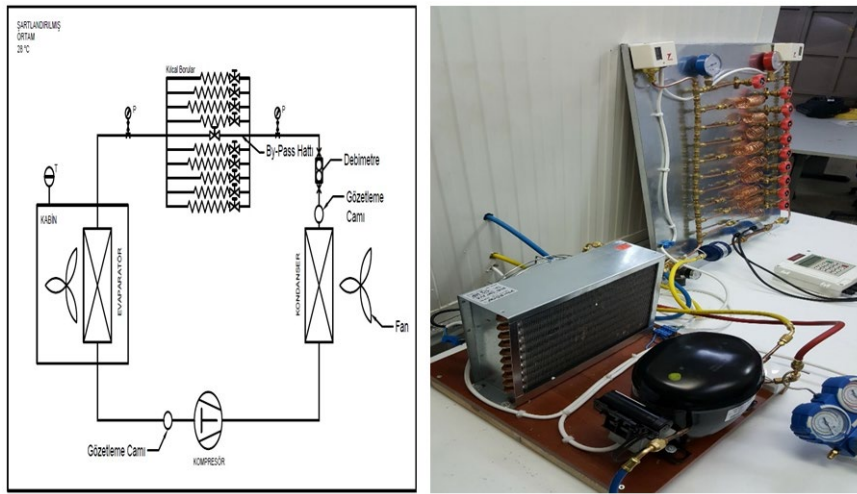
## 2. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada farklı kılcal boru ebatlarının ve farklı miktarlarda değişen R410a ve R32 soğutucu akışkanlarının soğutma sistemi üzerindeki performanslarını incelemek üzere bir deney seti oluşturulmuştur. Deney düzeneği; Kompresör, kondansör, evaporatör, çeşitli ebatlarda kılcal borular, alçak ve yüksek basınç manometreleri, alçak ve yüksek basınç prosestatları, gözetleme camı, ultrasonik debimetre, soğutma kabini, vanalar, pirinç ve bakır fittings malzemeleri, şarj manifoldu, hassas terazi, termometre, ampermetre, R32 ve R410a soğutucu akışkan tüpleri kullanılarak oluşturulmuştur.

- Deneysel çalışmalara ait çıktılar ise aşağıda sıralanmıştır;
- Kılcal borunun boy uzunluğunun etkisi
- Kılcal borunun iç çapının etkisi
- Soğutucu akışkan şarj miktarının etkisi
- Soğutucu akışkan tipinin etkisi

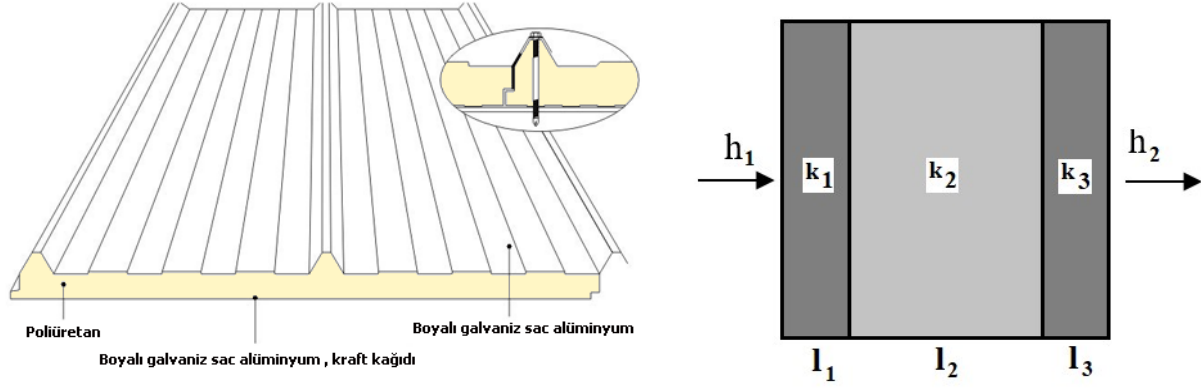
### 2.1. Deney Düzeneği

Deneysel çalışmalar için bir deney tertibatı kurulmuştur. Bu deney düzeneğinde içinden R410 ve R32 soğutucu akışkan geçen kılcal boru deneyleri yapılmıştır. Oluşturulan deney düzeneğinin şematik resmi şekil 1’de gösterilmiştir.



Şekil 1. Oluşturulan Deney Düzeneği

Soğuk odanın iç hacim 1 m<sup>3</sup> olup Şekil 2’de görüldüğü gibi 100 mm kalınlığında poliüretan paneller kullanılmıştır. Soğutma yükü hesabı Şekil3’de ekran görüntüsü verilen Cool Pack isimli programla gerçekleştirilmiştir. Sonrasında ise aynı program kullanılarak sistemin dizaynı yapılmıştır.



Şekil 2. Poliüretan Panelin Yapısı.

Soğuk oda dış hacim ölçüleri 1,2x1,2x1,2 metre iken;

Soğuk oda iç hacim ölçüleri 1x1x1 metredir

h: Isı taşınım katsayısı

k: Isı iletim katsayısı

l: Uzunluk

$h_1 = 20 \text{ kcal/m}^2 \text{ hK} = 17,18 \text{ W/m}^2 \text{K}$

$h_2 = 7 \text{ kcal/m}^2 \text{ hK} = 6,013 \text{ W/m}^2 \text{K}$

$k_1 = k_3 = 16 \text{ W/mK}$  (Galvanizli sac ısı iletim katsayısı)

$k_2 = 0,024 \text{ W/mK}$

$l_1 = 0,55 \text{ cm} = 0,0055 \text{ m}$

$l_2 = 9 \text{ cm} = 0,09 \text{ m}$

$l_3 = 0,45 \text{ cm} = 0,0045 \text{ m}$

$1/K = 1/h_1 + l_1/k_1 + l_2/k_2 + l_3/k_3 + 1/h_2$

(1)

$1/K = 1/17,18 + 0,0055/16 + 0,09/0,024 + 0,0045/16 + 1/6,013$

$K = 0,25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Yapılan hesaplamalarda toplam ısı transfer katsayısı K değeri 0,25 W/m<sup>2</sup> K olarak bulunmuştur. Bulunan K değeri, dış ortam sıcaklığı 28 °C ve iç ortam sıcaklığı -4 °C olacak şekilde Cool Pack programına işlenerek soğutulacak olan 1 m<sup>3</sup>'lük hacmin soğutma yükü hesaplanarak Şekil 3'de görüldüğü gibi 317 Watt olarak bulunmuştur.

COOLING DEMAND FOR A COLD ROOM							
<b>HEAT TRANSFER THROUGH BUILDING PARTS</b>							
	k-value [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	T [°C]	L [m]: 1	W [m]: 1	H [m]: 1	Volume: 1 [m <sup>3</sup> ]	Q <sub>TRANS</sub> : 0,048 [kW]
WALL 1	0,25	28,0					
WALL 2	0,25	28,0					
WALL 3	0,25	28,0					
WALL 4	0,25	28,0					
FLOOR	0,25	28,0					
CEILING	0,25	28,0					
<b>AIR CHANGE (natural infiltration only)</b>							
T <sub>AIR,IN</sub> [°C]: 28,0	RH <sub>AIR,IN</sub> [%]: 50	Volume flow [m <sup>3</sup> /h]: 1					Q <sub>INFILT</sub> : 0,019 [kW]
ACF: 24,0 [room vol. pr 24 hour] (ACF recommended: 70,0) Volume flow: 1 [m <sup>3</sup> /h]							
<b>COOLING AND FREEZING OF GOODS</b>							
Quantity [kg]	T <sub>IN</sub> [°C]	T <sub>COOL</sub> [h]	Type	Q <sub>MAX</sub> [kW]	Q <sub>AVG</sub> [kW]	Q <sub>MAX</sub> : 0,000 [kW] Q <sub>AVG</sub> : 0,000 [kW]	
1	0	15,0	Diary products	0,000	0,000		
2	0	15,0	Diary products	0,000	0,000		
<b>AUXILIARY LOADS</b>							
No. of persons [-]: 0	Work type: Light	q: 182 [W/person] at T <sub>ROOM</sub> : -4,0 [°C]					Q <sub>AUX</sub> : 0,250 [kW]
Fans [kW]: 0,250	Lights: 0	[W/m <sup>2</sup> ]	Other equipment [kW]: 0,000				
Heat of respiration [W]: 0	Hours of operation per 24 h [h]: 24						
Maximum cooling demand: 0,317 [kW] at SHR: 97 [%]				Average cooling demand: 0,317 [kW] at SHR: 97 [%]			

Şekil 3. Cool Pack Programının Soğutma Yüğü Hesabı Ekran Görüntüsü.

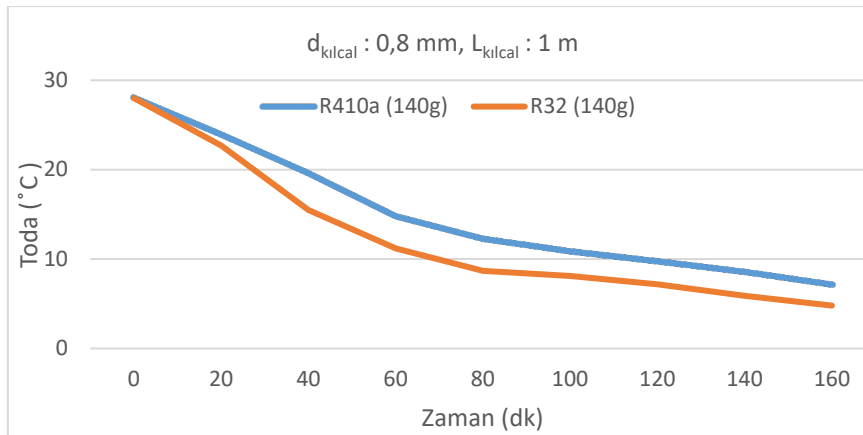
Deney düzeneği tasarlanırken, en büyük değerler seçilmiş olup, bu sayede mümkün olan en geniş aralıkta çalışabilmesi sağlanmaya çalışılmıştır. Odanın soğutulması buhar sıkıştırmalı mekanik soğutma çevrimi ile gerçekleştirilmiştir. Sistemde soğutma elemanları olarak; kompresör, evaporatör, kondenser, kılcal boru, gözetleme camı ve R410a ile R32 akışkanları kullanılmıştır. Sistemde kılcal boru olarak 0,8 mm, 1 mm ve 1,2 mm iç çaplarında ve farklı uzunluklarda kılcal borular kullanılmıştır. Her bir kılcal borunun girişine küresel vana konularak çevrimin istenildiği zaman istenilen şartlarda çalıştırılabilmesi imkânı doğmuştur. Ayrıca sisteme farklı gramajlarda R410a ve R32 akışkanları verilerek deneyler yapılmıştır.

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

#### 3.1. Akışkan Miktarı Ve Kılcal Boru Ebatlarının Oda Sıcaklığına Etkisi

Kabin sıcaklığı 28 °C'deyken kılcal boru çapı 0,8 mm ve uzunluğu 1 m olan sisteme sırayla 140'ar gram R32 ve R410a akışkanları şarj edilmiştir. 20 dakikada bir odanın sıcaklığı ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Yapılan tüm deneylerde 20 dakikada bir odanın sıcaklığı ölçülerek kayıt altına alınmıştır.

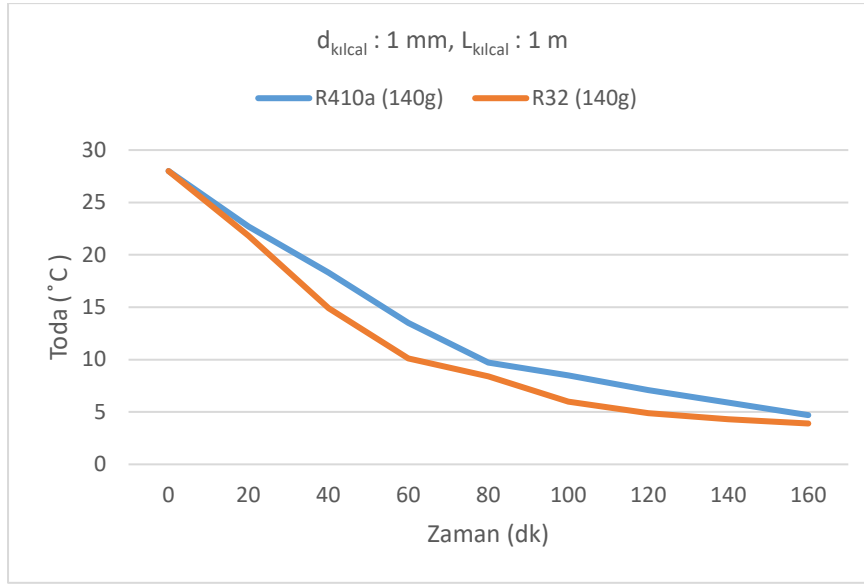
Şekil 3'deki grafikte oda sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, 160 dakikanın sonunda R410a akışkanının oda sıcaklığını 7,2 °C'ye kadar düşürdüğü, R32 akışkanının ise 4,8 °C'ye kadar düşürdüğü görülmüştür. Oda sıcaklığı istenilen sıcaklık olan -4 °C'ye yaklaşamamıştır. Basma hattında fazla basınç olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca 140 gr. akışkanın sisteme fazla geldiği kanısına varılmıştır.



**Şekil 3.** 0,8 mm Çapında ve 1 m Uzunlukta Kılcal Borulu ve 140 gr. Akışkan Şarjı Yapılan Deney Düzeneginin Sıcaklık Zaman Grafiği.

Kabin sıcaklığı 28 °C’deyken kılcal boru çapı 1 mm ve uzunluğu 1 m olan sisteme sırayla 140’ar gram R32 ve R410a akışkanları şarj edilmiştir. 20 dk.da bir odanın sıcaklığı ölçülerek kayıt altına alınmıştır.

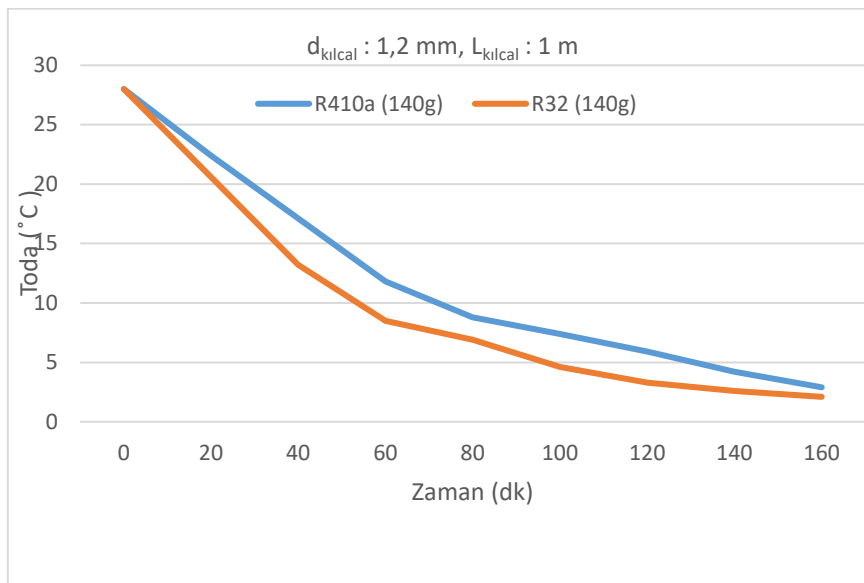
Şekil 3’deki grafikte oda sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, 160 dakikanın sonunda R410a akışkanının oda sıcaklığını 4,7 °C’ye kadar düşürdüğü, R32 akışkanın ise 3,9 °C’ye kadar düşürdüğü görülmüştür. Kılcal borunun çapı arttığından dolayı basma hattındaki basınçta bir miktar düşüş olduğu görülmüştür. Oda sıcaklığı istenilen değere ulaşamamıştır.



**Şekil 4.** 1 mm Çapında ve 1 m Uzunlukta Kılcal Borulu ve 140 gr. Akışkan Şarjı Yapılan Deney Düzeneginin Sıcaklık Zaman Grafiği.

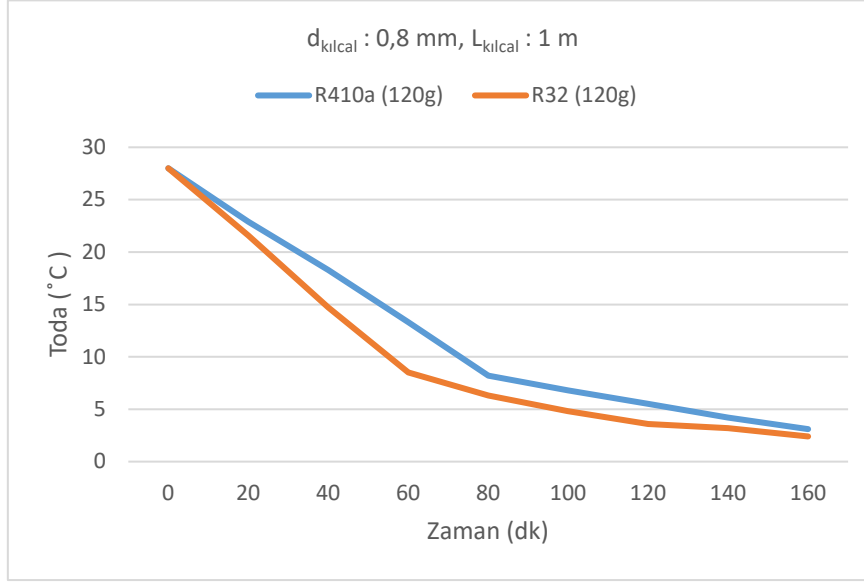
Kabin sıcaklığı 28 °C’deyken kılcal boru çapı 1,2 mm ve uzunluğu 1 m olan sisteme sırayla 140’ar gram R32 ve R410a akışkanları şarj edilmiştir.

Şekil 4’deki grafikte oda sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, 160 dakikanın sonunda R410a akışkanının oda sıcaklığını 2,9 °C’ye kadar düşürdüğü, R32 akışkanın ise 2,1 °C’ye kadar düşürdüğü görülmüştür. Oda sıcaklığı istenilen değerlere ulaşamamıştır. Basma hattı basıncının düştüğü gözlemlenmiştir.



**Şekil 5.** 1,2 mm Çapında ve 1 m Uzunlukta Kılcal Borulu ve 140 gr. Akışkan Şarjı Yapılan Deneysel Düzeninin Sıcaklık Zaman Grafiği.

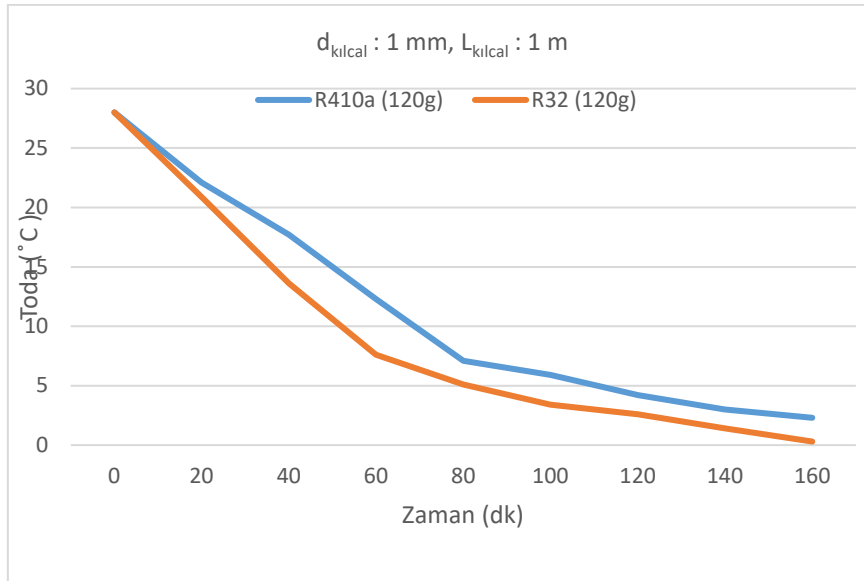
Kabin sıcaklığı 28 °C'deyken kılcal boru çapı 0,8 mm ve uzunluğu 1 m olan sisteme sırayla 120'şer gram R32 ve R410a akışkanları şarj edilmiştir. Şekil 5'deki grafikte oda sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, 160 dakikanın sonunda R410a akışkanının oda sıcaklığını 3,1 °C'ye kadar düşürdüğü, R32 akışkanın ise 2,4 °C'ye kadar düşürdüğü görülmüştür. Akışkan miktarını azaldığından dolayı sistemdeki basıncın da azaldığı görülmüştür. Fakat yine de istenilen oda sıcaklığına ulaşamamıştır.



**Şekil 6.** 0,8 mm Çapında Ve 1 m Uzunlukta Kılcal Borulu Ve 120 gr. Akışkan Şarjı Yapılan Deneysel Düzeninin Sıcaklık Zaman Grafiği.

Kabin sıcaklığı 28 °C'deyken kılcal boru çapı 1 mm ve uzunluğu 1 m olan sisteme sırayla 120'şer gram R32 ve R410a akışkanları şarj edilmiştir.

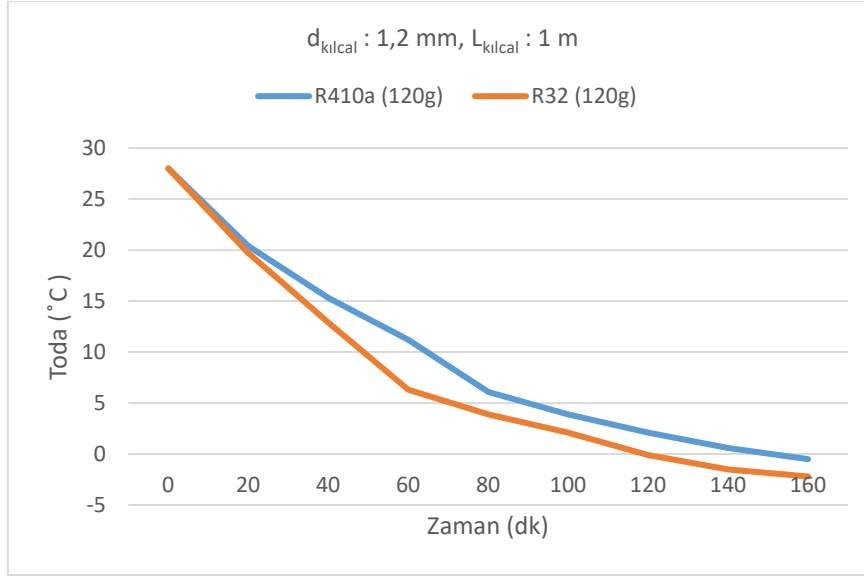
Şekil 6'daki grafikte oda sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, 160 dakikanın sonunda R410a akışkanının oda sıcaklığını 2,3 °C'ye kadar düşürdüğü, R32 akışkanın ise 0,3 °C'ye kadar düşürdüğü görülmüştür. Deneysel sonucunda R32 akışkanının oda sıcaklığını yaklaşık 0 °C'ye kadar düşürdüğü gözlemlenmiştir.



**Şekil 7.** 1 mm Çapında ve 1 m Uzunlukta Kılcal Borulu ve 120 gr. Akışkan Şarjı Yapılan Deney Düzeneginin Sıcaklık Zaman Grafiği.

Kabin sıcaklığı 28 °C’deyken kılcal boru çapı 1,2 mm ve uzunluğu 1 m olan sisteme sırayla 120’şer gram R32 ve R410a akışkanları şarj edilmiştir.

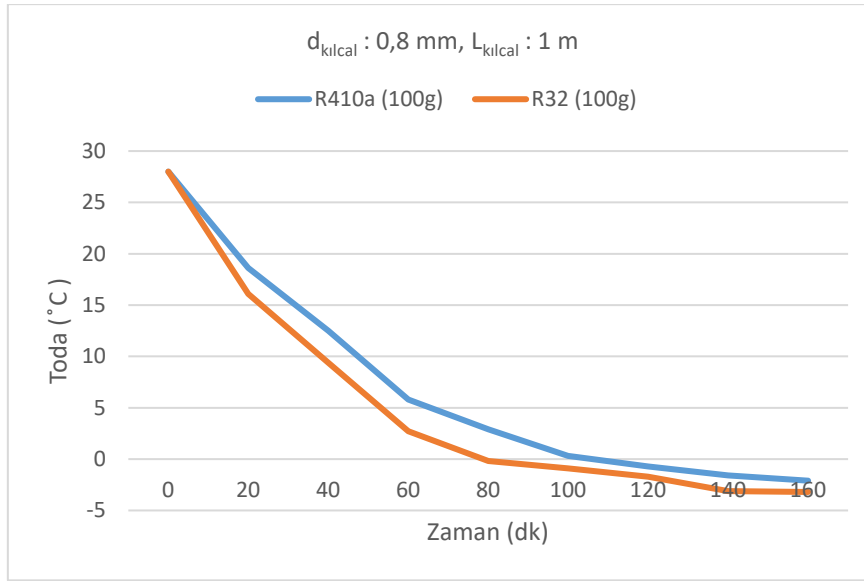
Şekil 7’deki grafikte oda sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, 160 dakikanın sonunda R410a akışkanının oda sıcaklığını -0,5 °C’ye kadar düşürdüğü, R32 akışkanın ise -2,2 °C’ye kadar düşürdüğü görülmüştür. Kılcal boru çapındaki artış sayesinde istenilen sıcaklığa biraz daha yaklaşılmıştır fakat bunun yeterli olmadığı görülmüştür.



**Şekil 8.** 1,2 mm Çapında ve 1 m Uzunlukta Kılcal Borulu ve 120 gr. Akışkan Şarjı Yapılan Deney Düzeneginin Sıcaklık Zaman Grafiği.

Kabin sıcaklığı 28 °C’deyken kılcal boru çapı 0,8 mm ve uzunluğu 1 m olan sisteme sırayla 100’er gram R32 ve R410a akışkanları şarj edilmiştir.

Şekil 8’deki grafikte oda sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, 160 dakikanın sonunda R410a akışkanının oda sıcaklığını -2,1 °C’ye kadar düşürdüğü, R32 akışkanın ise -3,2 °C’ye kadar düşürdüğü görülmüştür. Devamında bu sıcaklıklar sabit kalmıştır. Bu ölçümlerde sistemin daha hızlı soğutma yaptığı ve daha düşük sıcaklıklara ulaştığı görülmüştür. Fakat yine de istenilen sıcaklığa ulaşamamıştır. Ayrıca akışkan miktarı az olduğundan dolayı emme hattında buzlanma oluştuğu görülmüştür.



**Şekil 9.** 0,8 mm Çapında ve 1 m Uzunlukta Kılcal Borulu ve 100 gr. Akışkan Şarjı Yapılan Deneysel Düzenekinin Sıcaklık Zaman Grafiği.

Kabin sıcaklığı 28 °C’deyken kılcal boru çapı 1 mm ve uzunluğu 1 m olan sisteme sırayla 100’er gram R32 ve R410a akışkanları şarj edilmiştir. Şekil 9’daki grafikte oda sıcaklığının zamana göre değişimi gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, 160 dakikanın sonunda R410a akışkanının oda sıcaklığını -4,1 °C’ye kadar düşürdüğü, R32 akışkanın ise -4,9 °C’ye kadar düşürdüğü görülmüştür. Devamında oda sıcaklığında belirgin bir değişim olmamıştır. Bu grafikten anlaşılacağı üzere oda sıcaklığı istenilen değerlere ulaşmıştır. Fakat sistemdeki akışkan miktarı az olduğundan dolayı emme hattındaki buzlanma sorunu devam etmektedir.

#### 4. SONUÇLAR

Sistem Ekim, Kasım ve Aralık aylarında R32 ve R410a soğutucu akışkanları farklı miktarlarda şarj edilerek ve farklı ebatlarda kılcal borular kullanılarak test edilmiştir. R32 akışkanı kullanılarak -4,1 °C’ye 0,8 mm çapında ve 1,5 m uzunluğundaki sisteme 100 gr. şarj edildiğinde ulaşabilirken R410a gazı ise -4,4 °C’ye 1 mm çapında ve 1,5 m uzunluğundaki sisteme 100 gr. şarj edilerek ulaşabilmektedir. Yukarıda bahsi geçen soğutucu akışkanların deneysel olarak incelenmesi sonucunda aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

- Kılcal borunun iç çapındaki artış, kütleli debiyi artırmaktadır.
- Kılcal borunun uzunluğundaki artış, kütleli debiyi azaltmaktadır.
- Sisteme verilen akışkan miktarının artması ile birlikte kütleli debi de artmaktadır.
- Tasarım şartlarının aynı olması durumunda, R32 soğutucu akışkanı, R410a soğutucu akışkanına göre, soğutma kabini daha kısa sürede soğutmaktadır.
- Aynı şartlarda soğutma için R410a’ya göre R32 soğutucu akışkanı daha az miktarda sisteme şarj edilmiştir. Bu da daha az akışkan miktarı kullanılarak tasarrufa gidilebileceğini göstermektedir.
- Genel olarak bakıldığında R32’nin daha verimli olduğu görülmüştür. Ancak yanıcı olması nedeniyle sisteme şarj edilirken dikkatli olunması gerektiği göz ardı edilmemelidir.

#### KAYNAKLAR

Altınok, İ. (2008). R-508b Gazı ile Çalışan Kaskat Soğutma Sisteminde Kılcal Boru Boyunun Analizi. *Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye*, 15-19.

Bansal PK, Rupasinghe AS. (1996). An empirical correlation for sizing capillary tubes. *Int J Refrigeration*, 19(8):497– 505.

Bittle RR, Pate MB.(1996). A theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants. *ASHRAE Trans*, 102(2):52–64.



- Bolaji, B.O. (2010). Experimental Study of R152a and R32 to Replace R134a in a Domestic Refrigerator, *International Journal of Energy*, 3793-3798.
- Bolstad NM, Jordan RC. (1949). Theory and use of the capillary tube expansion device; part II, non-adiabatic flow. *Refrigerating Eng* 1949;57(6):572–83.
- Choi JM, Kim YC. (2002). The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube. *Energy*, 27(4):391–404.
- Dirik E, Inan C, Tanes MY. (1949). Numerical and experimental studies on adiabatic and non-adiabatic capillary tubes with HFC-134a. In: *Proceedings of the Int. Refrigeration Conf.* at Purdue, West Lafayette, Indiana, USA; 1994. p. 365–70.
- Escanes F, Perez-Segarra CD, Oliva A. (1995). Numerical simulation of capillary-tube expansion devices. *Int J Refrigeration*, 18(2):113–22.
- Melo C, Ferreira RTS, Neto CB, Goncalves JM, Mezavila MM. (1999). An experimental analysis of adiabatic capillary tubes. *Applied Thermal Eng.*, 19:669–94.
- Stoecker, W.F., Jones J.W. (1982). Refrigeration and Air Conditioning, *McGraw-Hill*, 262–72, 1982.
- Wong TN, Ooi KT. (1996). Adiabatic capillary tube expansion devices: a comparison of the homogeneous flow and separated flow models. *Applied Thermal Engineering*, 16(7):625–34.
- Yakut, A. (2014) AB Yeni F Gaz Regülasyonu ve Alternatif Akışkan R32. *Daikin Akademi*, Türkiye, 5-6.
- EES.(2012). *F-Chart Software*.
- Zhang, Y.A. (2014). Prediction Model For Adiabatic and Diabatic Capillary Tubes With Alternative Refrigerants. *PhD Thesis, Submitted to the Office of Graduate and Professional Studies of Texas A&M University, Texas, USA*, 1-3.