



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **BUHAR SIKIŞTIRMALI EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNDE YOĞUŞTURUCU VE BUHARLAŞTIRICI BOYUTLARININ BELİRLENMESİ**

**ŞABAN ÜNAL  
ÇAĞRI KUTLU  
MEHMET TAHİR ERDİNÇ  
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ**



# BUHAR SIKIŞTIRMALI EJEKTÖRLÜ SOĞUTMA SİSTEMİNDE YOĞUŞTURUCU VE BUHARLAŞTIRICI BOYUTLARININ BELİRLENMESİ

Şaban ÜNAL  
Çağrı KUTLU  
Mehmet Tahir ERDİNÇ

## ÖZET

Soğutma sistemlerinde enerji tüketimi azımsanmayacak bir seviyededir. Bu enerji tüketimini azaltabilmek için araştırmacılar birçok çalışma yapmıştır ve yapılan çalışmalardan biri de soğutma sistemlerinde genişleme vanası yerine ejektör kullanılarak genişleme vanasındaki kısılma kayıplarının azaltılmasıdır. Buhar sıkıştırımlı ejektörlü soğutma sistemlerinin, klasik buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerine göre daha az kompresör yükünün olması, daha küçük yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutlarının olması gibi avantajları olduğundan dolayı araştırmacıların ilgi alanı olmuştur. Bu çalışmada buhar sıkıştırımlı ejektörlü soğutma sisteminin yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutları belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre yoğuşturucu ısı transfer yüzey alanında % 3, buharlaştırıcı ısı transfer yüzey alanında ise % 60 oranında bir düşüş sağlanabileceği belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Ejektör, Buharlaştırıcı, Yoğuşturucu, Isı Transfer Yüzey Alanı

## ABSTRACT

Energy consumptions are high level in refrigeration systems. In order to decrease these consumptions a lot of studies have been done by researchers and one of these studies is reducing expansion losses by using ejector instead of expansion valve in refrigeration systems. Because of vapor compression system with ejector has lower compressor work and smaller evaporator and condenser dimensions than classical vapor compression system, it has been area of interest for researchers. In this study, evaporator and condenser dimensions of a vapor compression refrigeration system with ejector were determined. As a result of study, it has shown that heat transfer surface area reduction about 3% in condenser and about 60% in evaporator can be provided.

**Key Words:** Ejector, Evaporator, Condenser, Heat Transfer Surface Area

## 1. GİRİŞ

Günümüzde soğutma sistemleri, vazgeçilmez bir ihtiyaç haline gelmiştir. Başta yiyecek ve içeceklerin korunması, konforlu yaşam ve ürünlerin daha sağlıklı muhafaza edilmesi amacıyla soğutma ve iklimlendirme alanlarında çalışmalar yapılmaktadır.

Dünyada mevcut elektrik enerjisinin önemli bir kısmı soğutma ve iklimlendirmeye harcanmaktadır. Daha az enerji tüketen, performansı daha yüksek sistemler için çalışmalar yıllardır devam etmektedir.

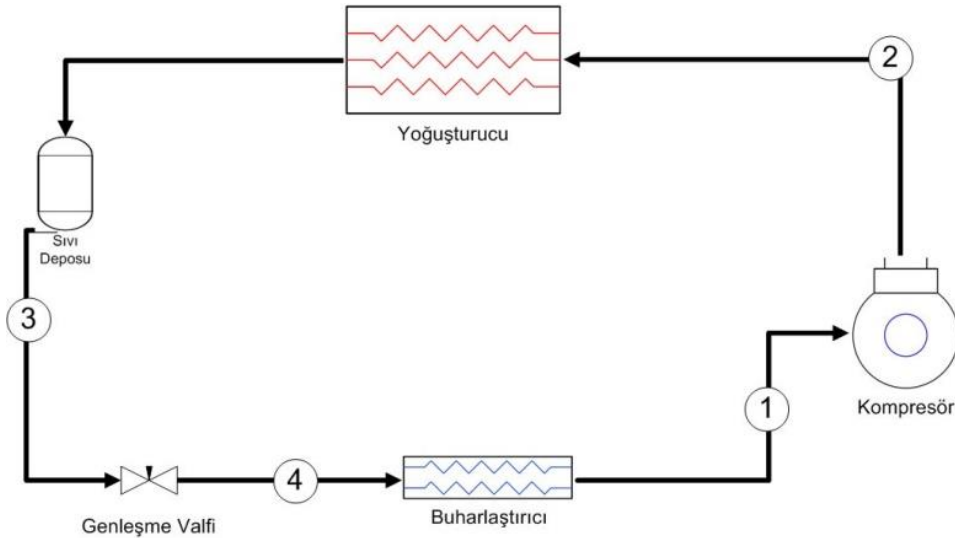
Araştırmacıların üzerinde durduğu geliştirme çalışmalarından biri de sistemde kullanılan genişleme valfindeki kısımla kayıplarının azaltılmasıdır. Bu amaçla, genişleme valfi yerine ejektör kullanılması ön görülmektedir. Böylece genişleme valfinden kaybolan işin bir kısmının geri dönüşümü sağlanacak ve bu iş ile kompresörün harcayacağı iş azalacaktır. Böylelikle sistemin soğutma etkinliği (COP) artacaktır.

Ejektörlü soğutma sistemiyle ilgili çalışmalar çok eskilere dayanır. İlk Ejektörlü soğutma sistemi Maurice Leblanc tarafından 1910 yılında sunulmuştur [1]. Çift fazlı ejektörler üzerine yapılan çalışmalarda ise Kornhauser [2] çift fazlı ejektörün etkinlik katsayısı değerlerini bazı soğutucu akışkanlar ile incelemiştir. Kompresöre giriş basıncını artırıp COP değerini artırmayı amaçlayan çalışmalar göstermiştir ki, COP ejektör kullanmak suretiyle %10,5 - %30,8 arasında artırılabilir [3]. Lawrence ve Elbel [4] soğutucu akışkan olarak R134a ve R1234yf kullanarak deneysel çalışmalar yapmışlar ve ejektörlü soğutma sisteminin klasik çevrime göre etkinlik katsayısının daha iyi olduğunu göstermişlerdir. Yapıcı ve ark. [5] optimum performans için ejektör boyutlarını deneysel olarak incelemiştir. Li ve Groll [6] transkritik karbondioksit çevrimini incelemişler ve ejektör kullanılması durumunda etkinlik katsayısının %16 arttığını göstermişlerdir. Ejektör ile ilgili çalışmaların detaylı incelemesini Sarkar [7] ve Sumeru ve ark. [8] yapmışlardır.

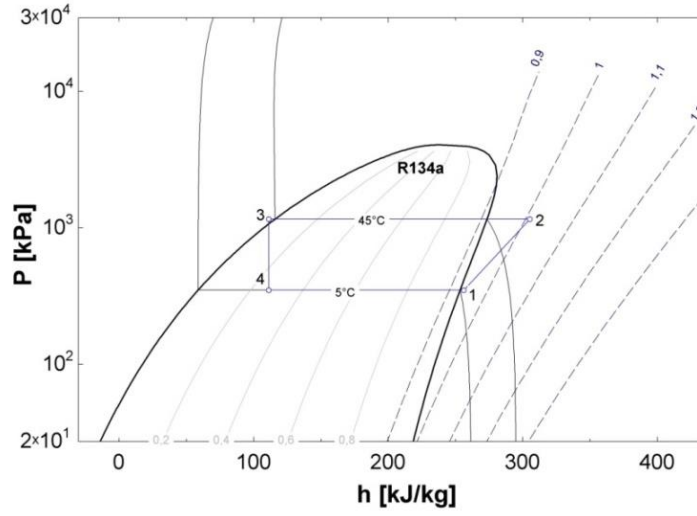
Bu çalışmada, soğutma kapasitesi 14 kW olan midibüs için, R134a kullanılan mevcut soğutma sisteminin ve bu sistemin ejektörlü hale getirilmesi ile oluşan yeni sistemin, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutları belirlenip karşılaştırılmıştır. Buhar sıkıştırmalı ejektörlü soğutma sisteminin yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutları Akdeniz iklim koşulları dikkate alınarak EES (Engineering Equation Solver) programı yardımı ile hesaplanmıştır.

## 2. KLASİK SOĞUTMA SİSTEMİ

Klasik soğutma sistemi şematik olarak Şekil 1'de gösterilmiştir. Sisteme ait basınç-entalpi (P-h) diyagramı da Şekil 2'de görüldüğü gibidir. Sistemde kullanılan temel elemanlar kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, genişleme valfi ve sıvı deposu olarak sıralanabilir.



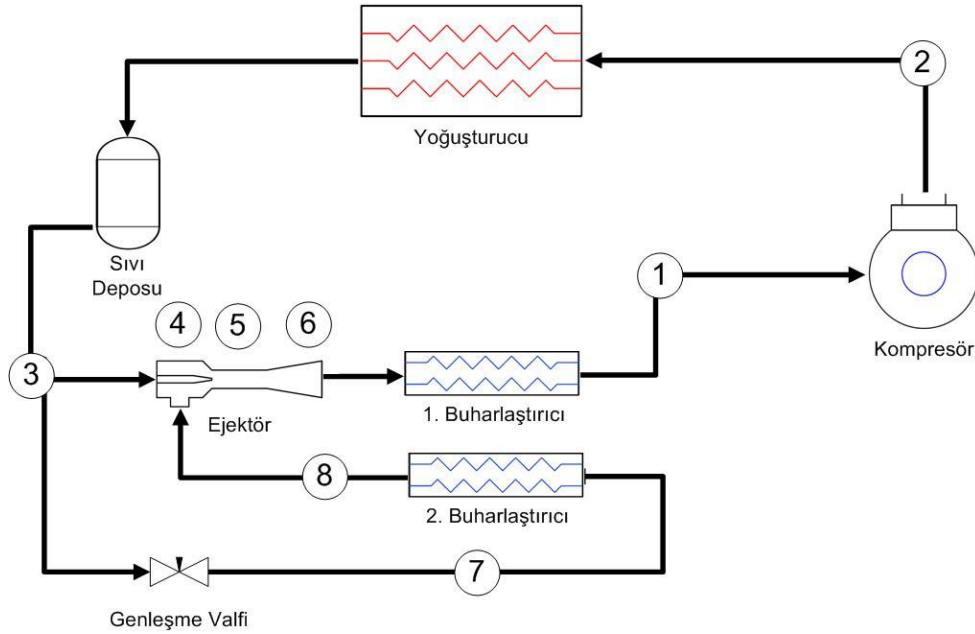
Şekil 1. Klasik soğutma sistemi



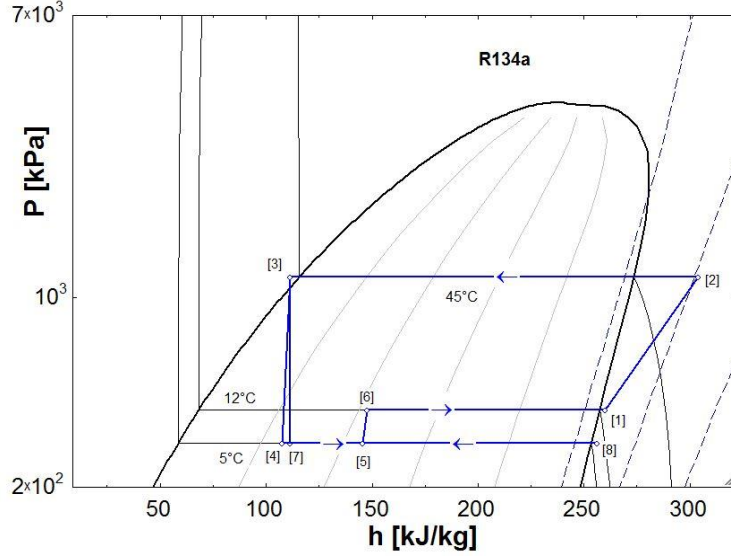
Şekil 2. R134a kullanılan klasik soğutma sistemi P-h diyagramı

### 3. EJEKTÖRLÜ İKİ BUHARLAŞTIRICILI SOĞUTMA SİSTEMİ

Bu çalışmada ele alınan ejektörlü buhar sıkıştırıcı soğutma sistemi ise şematik olarak Şekil 3'te gösterilmiştir. Sisteme ait basınç-entalpi (P-h) diyagramı da Şekil 4'te görüldüğü gibidir. Sistemde kullanılan temel elemanlar kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı, ejektör, genleşme valfi ve sıvı deposu olarak sıralanabilir.



Şekil 3. Ejektörlü soğutma sistemi



Şekil 4. Ejektörlü soğutma sistemi P-h diyagramı

Ejektörlü soğutma sisteminde, yoğuşturucudan gelen yüksek sıcaklık ve basınçtaki sıvı soğutucu akışkanın bir kısmı birincil akışkan olarak ejektör lülesine girer, kalan akışkan ise ikincil akışkan olarak genişleme vanası ve ardından birinci buharlaştırıcıya girer. Birincil akışkanın lülede basıncı ve sıcaklığı düşerken hızı artar, ve ikinci buharlaştırıcıdan doymuş veya kızgın buhar olarak çıkan ikincil akışkanı emer. Sabit basınçta iki akışkan karışır. (5) noktasındaki karışmış akışkan ardından difüzöre girer ve difüzörde hızı düşerken basıncı artar ve ejektörü (6) noktasında terk eder. Böylece ejektör yüksek basınçlı akışkanın enerjisini düşük basınçtaki diğer akışkana aktararak onun basıncını arttırmış olur. (6) noktasından ejektörü terk eden akışkan buradan ikinci buharlaştırıcıya girer ve sonrasında kompresöre girerek çevrim tamamlanmış olur.

### 3.1 Ejektörlü İki Buharlaştırıcı Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi

Buhar sıkıştırılmalı, ejektörlü iki buharlaştırıcı soğutma sisteminin matematiksel modeli aşağıdaki genel kabullere göre yapılacaktır.

- Yoğuşturucu, buharlaştırıcı, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları bilinmektedir.
- Sistemdeki basınç kayıpları ihmal edilmektedir.
- Genleşme valfindeki basınç düşümü sabit entalpide gerçekleşmektedir.
- Lüle ve difüzörün izentropik verimleri bilinmektedir.
- Ejektör karışım bölgesi verimi bilinmektedir.
- Ejektördeki karışım işlemi sabit basınç ve sabit kesit alanında gerçekleşmektedir.

İkinci buharlaştırıcı sıcaklığı bilindiğinden (1) noktasına ait tüm termodinamik özellikler bilinmektedir. Kompresör çıkışında (2) noktasındaki termodinamik özelliklerin hesaplanabilmesi için kompresör verim ifadesinden faydalanılabilir.

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

Sistemde pistonlu kompresör kullanıldığı kabul edilmiştir. Pistonlu kompresörlerin izentropik verimi için, deneysel sonuçlara göre elde edilen Eşitlik (2)'deki ampirik ifade kullanılabilir. Bu eşitlikteki  $P^* = P_2/P_1$  şeklinde kompresör sıkıştırma oranını ifade etmektedir.

$$\eta_c = \left[ (0,275 + 0,0725 \cdot P^*)^{-10} + (0,925 - 0,05 \cdot P^*)^{-10} \right]^{-0,1} \quad (2)$$

Eşitlik (1)'de yer alan  $h_{2s}$  entalpisi eşitlik (3)'te ifade edildiği gibi bu noktadaki entropi ve basınç değerleri kullanılarak bulunabilir. Burada (2s) noktasındaki entropinin (1) noktasındaki entropiye eşit olduğu dikkate alınmalıdır.

$$h_{2s} = F(s_{2s}, P_{2s}) \quad (3)$$

Yoğuşturucuya (2) noktasında giren soğutucu akışkan (3) noktasında doymuş sıvı olarak yoğuşturucudan çıkmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklığı bilindiğinden (3) noktasına ait termodinamik özellikler bilinmektedir. Sıvı tankından sonra soğutucu akışkanın bir kısmı ejektöre, geri kalanı da genişleme valfine girmektedir. bu durumda hem genişleme valfi hem de ejektör girişindeki soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri (3) noktasındaki termodinamik özellikler ile aynı olacaktır.

Şekil 4'te verilen P-h diyagramında (4) noktası lüle çıkışı ve karışım bölgesi girişini, (5) noktası karışım bölgesi çıkışı ve difüzör girişini, (6) noktası ise difüzör çıkışını ifade etmektedir. (3) ile (4) noktaları arasında Eşitlik (4)'te verilen enerji denklemi ve Eşitlik (5)'te verilen lüle verim ifadesi kullanılarak (4) noktasındaki termodinamik özellikler hesaplanabilir.

$$h_3 = h_4 + \frac{V_4^2}{2} \quad (4)$$

$$\eta_L = \frac{h_4 - h_3}{h_{4s} - h_3} \quad (5)$$

Soğutucu akışkan genişleme valfine (3) noktasında girmekte ve (7) noktasında çıkmaktadır. Genişleme valfindeki basınç düşmesi işlemi sabit entalpide gerçekleştiği için (3) ve (7) noktalarındaki entalpiler eşittir.

(5) noktasındaki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise enerji ve momentum denklemleri kullanılarak Eşitlik (6) ve Eşitlik (7)'yi yazmak mümkündür.

$$\left( h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right) + \omega \left( h_8 + \frac{V_8^2}{2} \right) = (1 + \omega) \left( h_5 + \frac{V_5^2}{2} \right) \quad (6)$$

$$\eta_m = \frac{(1 + \omega) \cdot V_5^2}{V_4^2 + \omega \cdot V_8^2} \quad (7)$$

Ejektöre giren birincil ve ikincil akışkanın kütle oranını ifade eden  $\omega$ , Eşitlik (8)'de tanımlanmıştır. Ayrıca difüzörden çıkan akışkanın termodinamik özelliklerini bulmak içinde Eşitlik (9) ve Eşitlik (10)'da verilen ifadeler kullanılabilir.

$$\omega = \dot{m}_8 / \dot{m}_3 \quad (8)$$

$$h_5 + \frac{V_5^2}{2} = h_6 + \frac{V_6^2}{2} \quad (9)$$

$$\eta_d = \frac{h_{6, is} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (10)$$

#### 4. YOĞUŞTURUCU BOYUTLARININ BELİRLENMESİ

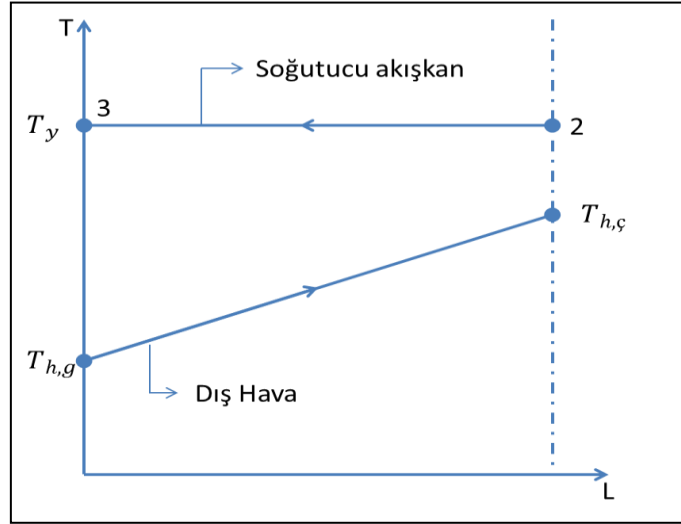
Mevcut durumda midibüslerde, yoğuşturucu olarak hava soğutmalı ısı eşanjörü kullanılmaktadır. Bu çalışmada, hava soğutmalı yoğuşturucu kullanılan midibüs klimasının, ejektörlü hale getirilmesi sonucu, yoğuşturucu boyutlarının belirlenmesi aşağıda açıklanan yöntem ile hesaplanmıştır.

Yoğuşturucudan dış ortama atılan ısı miktarı Şekil 4'te verilen P-h diyagramına göre:

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_T (h_2 - h_3) \quad (11)$$

eşitliğinden bulunabilir.  $\dot{Q}_y$  yoğuşturucudan dışarıya atılan ısı miktarı,  $\dot{m}_T$  ise soğutucu akışkan toplam kütleli debisidir.

DeneySEL verilerden elde edilen sonuçlara göre  $h\Delta T$  çarpımı I, II, III nolu bölgelerde yaklaşık aynı olmaktadır. Yoğuşturucu sıcaklık değişimi yaklaşık olarak aşağıda Şekil 5'te gösterildiği gibi kabul edilebilir.



Şekil 5. Yoğuşturucudaki sıcaklık değişimi

Buna göre soğutucu akışkandan dış ortama transfer edilen ısı için

$$\dot{Q}_y = \dot{m}_T (h_2 - h_3) = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,\phi} - T_{h,g}) \quad (12)$$

eşitliği yazılabilir.  $\dot{m}_h$  hava debisidir.

Bu ısı transferini gerçekleştirecek olan yoğuşturucunun yüzey alanı için ise aşağıdaki eşitlik kullanılabilir.

$$\dot{Q}_y = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (13)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$\Delta T_m = \frac{T_{h,\phi} - T_{h,g}}{\ln \frac{T_y - T_{h,g}}{T_y - T_{h,\phi}}} \quad (14)$$



Toplam ısı transfer katsayısı için ise:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{[h(A_f \eta_f + A_b)]_o} + \frac{\Delta X}{k_w \cdot A_m} + \frac{1}{[h(A_f \eta_f + A_b)]_i} + \frac{R_{f,o}''}{A_o} + \frac{R_{f,i}''}{A_i} \quad (15)$$

eşitliği kullanılabilir.  $\eta_f$  Kanatçık verimi,  $\Delta X$  boru et kalınlığı,  $k_w$  boru ısı iletim katsayısıdır.

Dış taraftaki kirlenme faktörü  $R_{f,o}''$  ihmal edilebilecek seviyede olduğundan bu terim hesaplamalarda dikkate alınmayabilir.

Ortalama boru yüzey alanı  $A_m$  için

$$A_m = \frac{A_o - A_i}{\ln \frac{A_o}{A_i}} \quad (16)$$

eşitliği kullanılabilir. Sonuç olarak toplam ısı transfer katsayısı için aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$U = \frac{1}{\left[ \frac{1}{[h(A_f \eta_f + A_b)]_o} + \frac{A}{A_i} \cdot \frac{r_i \left( \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) \right)}{k_w} + \frac{A}{A_i h_i} + \frac{A}{A_i} R_{f,i}'' \right]} \quad (17)$$

Buradaki A yüzey alanı

$$A = A_f + A_b \quad (18)$$

şeklinde kanatçık ve çıplak boru yüzey alanlarının toplamıdır.

Kanatçıklı borularda dış taraftaki ısı transferi katsayısı hesabı için gerekli olan Nusselt sayısı Eşitlik (19)'dan hesaplanabilir.

$$Nu = 0,117 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

Borunun iç tarafındaki ısı transfer katsayısı  $h_i$ 'nin hesaplanmasında ise (Akers, Dean ve Crosser) yaklaşımı kullanılabilir. Buna göre iç taraftaki Nusset sayısı:

$$Nu = 0,0265 \cdot Re_m^{0,8} \cdot Pr_f^{\frac{1}{3}} \quad (20)$$

eşitliğinden hesaplanabilir. Burada  $Re_m$  çift fazlı akışta karışımın Reynolds sayısıdır.

İç taraftaki kirlenme faktörü  $R_f''$ , R134a için literatürde önerilen değere göre

$$R_f'' = 0,0009 \frac{m^2 K}{W} \text{ olarak alınabilir.}$$

Kanatçık verimi  $\eta_f$  de literatürde verilen değere göre sabit olarak alınabilir veya bu amaçla çıkarılmış olan eşitliklerden hesaplanabilir. Bu çalışmada kanatçık verimi  $\eta_f = 0,73$  olarak alınmıştır.

Yoğuşturucudan dışarı atılan ısı miktarı için verilen Eşitlik (2)'ye göre toplam ısı transfer yüzey alanı hesaplanır. Bunun için önce logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesaplanmalıdır. Hava çıkış sıcaklığı için bir kabul yapılarak  $\Delta T_m$  hesaplanır ve daha sonra da buna göre ısı transfer yüzey alanı bulunur.

Yoğuşturucudan geçen hava debisi de

$$\dot{m}_h = \rho_h \cdot A_y \cdot V_{h,g} \quad (21)$$

eşitliğinden hesaplanır.

$$Q_y = \dot{m}_h \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,\zeta} - T_{h,g}) \quad (22)$$

eşitliğinden de havanın çıkış sıcaklığı bulunabilir. Kabul edilen ve hesaplanan hava sıcaklığı arasındaki fark belirli bir değerden küçük oluncaya kadar iterasyona devam edilir ve bu şekilde yoğuşturucu yüzey alanı ve hava çıkış sıcaklığı belirlenmiş olur.

## 5. BUHARLAŞTIRICI BOYUTLARININ BELİRLENMESİ

Çalışma kapsamında ele alınan ejektörlü soğutma sisteminde, klasik soğutma sisteminden farklı olarak iki ayrı basınçta çalışan iki adet buharlaştırıcı vardır.

Birinci buharlaştırıcının soğutma kapasitesi Şekil 4'te verilen P-h diyagramına göre

$$\dot{Q}_{b1} = \dot{m}_T (h_1 - h_6) \quad (23)$$

eşitliğinden, ikinci buharlaştırıcının soğutma kapasitesi ise

$$\dot{Q}_{b2} = \dot{m}_8 (h_8 - h_7) \quad (24)$$

eşitliğinden hesaplanır.

Her iki buharlaştırıcı da hava soğutmalı kanatçıklı ısı eşanjörü olarak tasarlanacaktır. Yoğuşturucu tasarımında olduğu gibi toplam ısı transferi katsayısı Eşitlik(7) yardımıyla hesaplanabilir. Buharlaştırıcıdaki toplam ısı transferi katsayısının hesabında, buharlaştırıcının iç tarafındaki konveksiyonla ısı transferi katsayısı  $h_i$ 'nin, her iki buharlaştırıcıya göre ayrı ayrı hesaplanması gerekmektedir. Bunun için boru içinde zorlanmış konveksiyonla buharlaşma problemlerinin çözümünde kullanılan eşitliklerden faydalanılabilir.

Bu çalışmada  $h_i$ 'nin hesaplanmasında (Güngör ve Wintersan) tarafından verilen eşitlikler kullanılmıştır.

$$h_{bi} = E \cdot h_1 + S \cdot h_b \quad (25)$$

Burada  $h_1$  ,tek fazlı akıştaki ısı transferi katsayısı olup aşağıda verilen eşitlik yardımıyla hesaplanabilir.

$$h_1 = \frac{k_1}{d_i} \left[ 42 + \left( 0,023 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_i^{\frac{1}{3}} \right)^2 \right]^{0,5} \quad (26)$$

$h_b$  ise durgun kaptaki buharlaşma problemlerinden hesaplanır. Burada  $h_b$  için aşağıda verilen eşitlik kullanılmıştır.

$$h_b = 55 \cdot \frac{\dot{q}^2 \cdot p^{*0,12}}{\mu^{0,5} \cdot (-\log P^*)^{0,55}} \quad (27)$$

semboller kısmında olacak Buradaki  $P^*$  aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$P^* = \frac{P_{\text{yoğusturucu}}}{P_{\text{kr}}} \quad (28)$$

semboller kısmında olacak

E ve S katsayıları için de deneysel verilere dayanılarak elde edilen aşağıdaki eşitlikler kullanılabilir.

$$E = 1 + 24000 \cdot Bo^{1,16} + 1,1 \left[ \frac{X}{1-X} \right]^{0,74} \cdot \left[ \frac{q_l}{q_b} \right]^{0,41} \quad (29)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1,15 \cdot 10^{-6} \cdot E^2 \cdot Re^{1,17}} \quad (30)$$

$$Bo = \frac{\dot{q}}{\dot{m} \cdot \Delta h} \quad (31)$$

$$Re = \frac{\dot{m} d_i}{\eta} \quad (32)$$

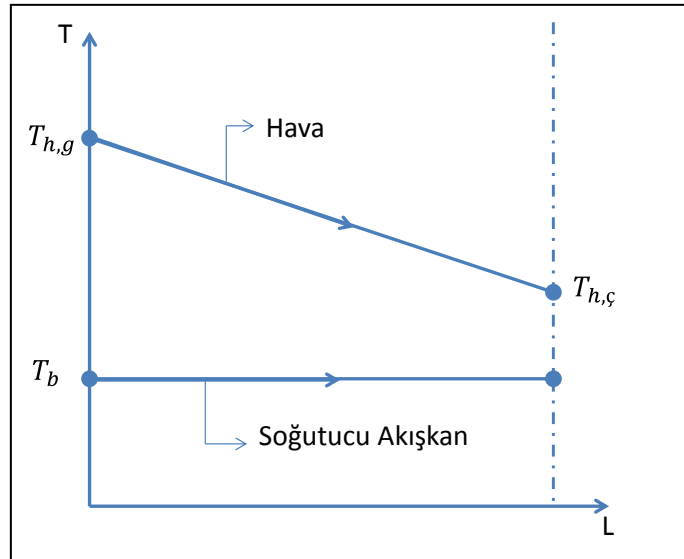
Böylece buharlaştırıcı için toplam ısı transfer katsayısı için gerekli veriler elde edilmiş olur. Buharlaştırıcıda transfer edilen ısı için

$$\dot{Q}_b = U \cdot A \cdot \Delta T_m = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,g} - T_{h,\zeta}) \quad (33)$$

eşitliği yazılabilir. Burada  $\Delta T_m$  logaritmik ortalama sıcaklık farkı olup, yoğusturucudakine benzer şekilde aşağıda verilen Şekil 10'a göre

$$\Delta T_m = \frac{T_{h,g} - T_{h,\zeta}}{\ln \frac{T_{h,g} - T_b}{T_{h,\zeta} - T_b}} \quad (34)$$

eşitliğinden hesaplanabilir.



Şekil 6. Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişimi

$\Delta T_m$  için önce hava çıkış sıcaklığı tahmin edilerek toplam ısı transfer yüzey alanı bulunur ve

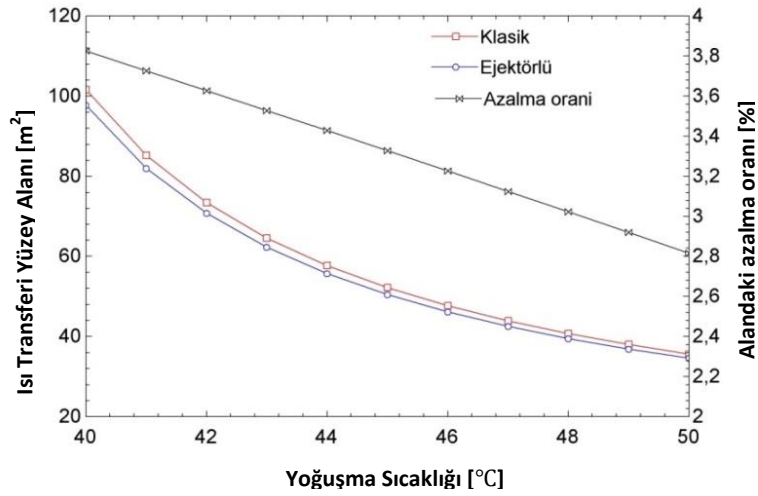
$$\dot{Q}_b = \dot{m}_h \cdot c_{Ph} \cdot (T_{h,g} - T_{h,\phi}) \quad (35)$$

eşitliğinden hava çıkış sıcaklığı tekrar hesaplanır. Hesaplanan ve kabul edilen hava çıkış sıcaklığı arasındaki fark belirli bir değerden küçük oluncaya kadar iterasyona devam edilir. Böylece buharlaştırıcı için gerekli yüzey alanı ve buharlaştırıcıdan çıkan havanın sıcaklığı belirlenmiş olur. Her iki buharlaştırıcının boyutları da yukarıda açıklandığı gibi yapılabilir.

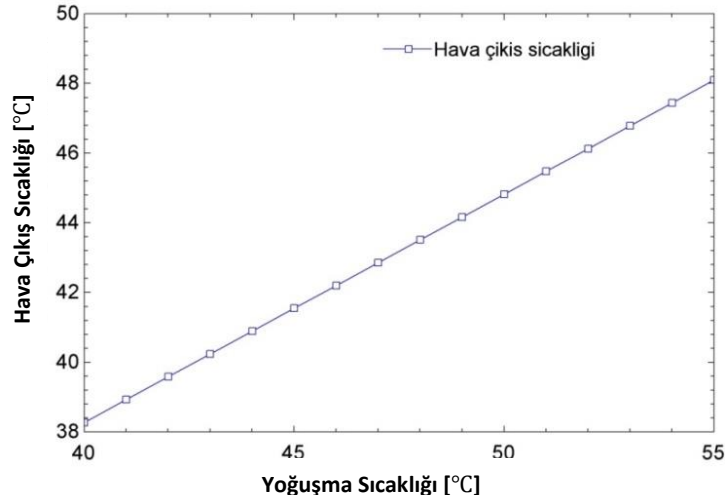
## 6. SONUÇ

Bu çalışmada buhar sıkıştırmalı ejektörlü soğutma sisteminin yoğuşturucu ve buharlaştırıcı boyutları, pratikte kullanılan değerlere göre belirlenmiştir.

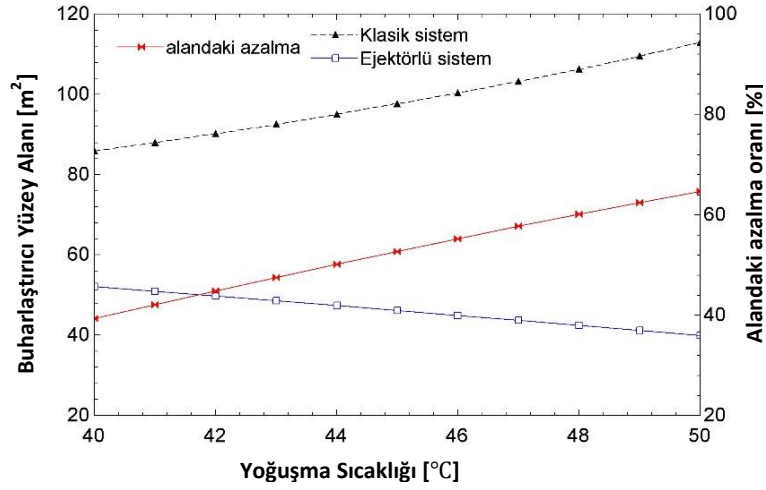
EES’de yapılan hesaplamaların ışığında yoğuşma sıcaklığının değişimi ile yoğuşturucunun ısı transferi yüzey alanındaki değişimler ve ejektörlü sistem ile klasik sistemdeki yoğuşturucu yüzey alanları karşılaştırılmış ve Şekil 7’de gösterilmiştir. Burada yoğuşturucu ısı transferi yüzey alanı % 3,8 civarında azalmıştır. Hava giriş sıcaklığının 35°C olması durumunda ise hava çıkış sıcaklıklarının yoğuşturucu sıcaklığı ile değişimleri Şekil 8’de gösterilmiştir. Buharlaştırıcı ısı transfer yüzey alanının yoğuşturucu sıcaklığıyla değişimi Şekil 9’da gösterilmiştir. Burada ejektörlü soğutma çevrimi kullanılarak buharlaştırıcı yüzey alanının %60 oranında azalabileceği görülmektedir.



Şekil 7. Yoğuşturucu boyutlarının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi.

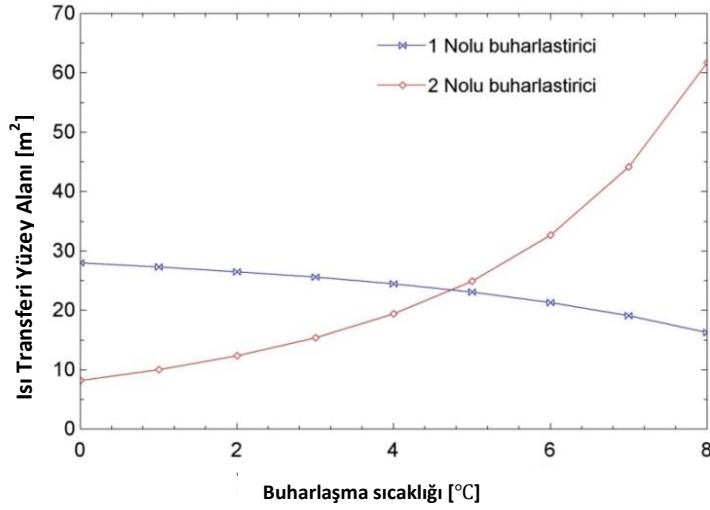


Şekil 8. Hava çıkış sıcaklığının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi.



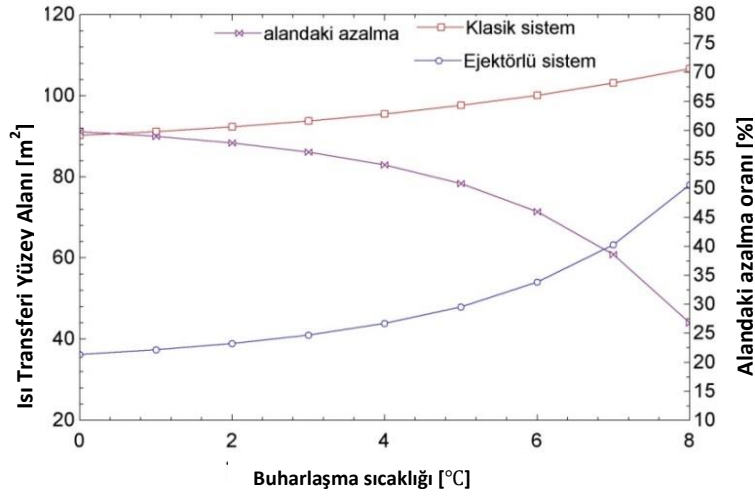
Şekil 9. Buharlaştırıcı boyutlarının yoğuşma sıcaklığı ile değişimi.

Ejektörlü sistemdeki birinci ve ikinci buharlaştırıcı boyutlarının ikinci buharlaştırıcı sıcaklığı ile değişimi Şekil 10'da verilmiştir. Burada buharlaşma sıcaklığı arttıkça birinci buharlaştırıcı yüzey alanı azalmakta, ikinci buharlaştırıcı yüzey alanı ise artmaktadır.

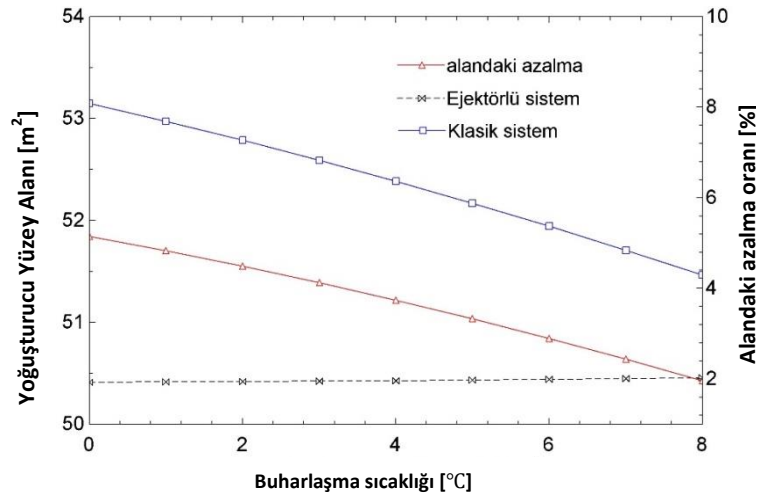


Şekil 10. Ejektörlü sistemde buharlaştırıcı boyutlarının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi.

Şekil 11 ve Şekil 12'de de buharlaşma sıcaklığının buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı transfer yüzey alanına etkisi gösterilmiş olup, bu durumda hem buharlaştırıcı hem de yoğuşturucu ısı transfer yüzey alanının önemli miktarda azaldığı görülmüştür. Burada sisteme ejektör eklenmesiyle toplam buharlaştırıcı boyutlarında %60 civarında bir azalma sağlanabileceği görülmektedir.



Şekil 11. Buharlaştırıcı boyutlarının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi.



Şekil 12. Yoğuşturucu boyutlarının buharlaşma sıcaklığı ile değişimi.

## KAYNAKLAR

- [1] W.B. Gosney, Principle of refrigeration, Cambridge University Press, Cambridge, 1982.
- [2] Kornhauser AA, The use of an ejector as a refrigerant expander, International Refrigeration and Air-conditioning Conference, 1990; 82:10-19.
- [3] Zhou M, Wang X, Yu J, Theoretical study on a novel dual-nozzle ejector enhanced refrigeration cycle for household refrigerator-freezers, Energy Conversion and Management, 2013; 73:278-284
- [4] Lawrence N, Elbel S, Experimental investigation of a two-phase ejector cycle suitable for use with low-pressure refrigerants R134a and R1234yf, International Journal of Refrigeration, 2014;38:310-322.
- [5] R. Yapıcı, H. Ersoy, A. Aktoprakoğlu, H. Halkacı, O. Yiğit, Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio, International Journal of Refrigeration, 31 (2008) 1183-1189.
- [6] Li D, Groll EA. Transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with ejector-expansion device. Int J Refrig 2005;25:766-73.
- [7] Sarkar J. Ejector enhanced vapor compression refrigeration and heat pump systems – a review. Renew Sust Energy Rev 2012;16:6647-59.
- [8] Sumenu K, Nasution H, Ani FN, a review on two-phase ejector as an expansion device in vapor compression refrigeration cycle. Renew Sust Energy Rev 2012;16:4927-3.

## TEŞEKKÜR

Bu çalışma 1001-Bilimsel ve Teknolojik Araştırma Projelerini Destekleme Programı kapsamında TÜBİTAK projesi kapsamında yapılmıştır. Aynı zamanda özel sektör kuruluşlarından TEMSA Global San. ve Tic. A.Ş. ve SAFKAR Ege Soğutmacılık San. Ve Tic. A.Ş. tarafından da desteklenmektedir. Adı geçen kurum ve kuruluşlara desteklerinden dolayı teşekkür ederiz.



## ÖZGEÇMİŞ

### Şaban ÜNAL

1965 yılında Niğde ili Çiftelhan kasabasında doğdu. 1988 yılında Çukurova Üniversitesi Makine mühendisliği bölümünden mezun oldu. Yine aynı bölümde, Prof. Dr.-Ing. Tuncay YILMAZ'ın danışmanlığında, 1991 yılında Yüksek Lisans, 1996 yılında da Doktora öğrenimini tamamladı.1989-1996 yılları arasında Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünde Araştırma Görevlisi ve Öğretim Görevlisi olarak çalıştı. Askerlik görevini tamamladıktan sonra, 1998 yılında Temsa Global Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de Proje Mühendisi olarak çalışmaya başladı. Bu şirkette Proje Mühendisi, Ekip Lideri ve Arge Şefi olarak toplam 12 yıl çalıştı. Temmuz 2010'dan bu yana da Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde Yardımcı Doçent olarak görev almaktadır. Dr. Şaban ÜNAL, evli ve iki çocuk babasıdır.

### Çağrı KUTLU

Adana'nın Seyhan ilçesinde 1988 yılında doğdu. Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden 2013 yılında mezun olmuştur. 2013 yılından itibaren Osmaniye Korkut Ata Üniversitesinde araştırma görevlisi olarak yüksek lisans eğitimine devam etmektedir.

### Mehmet Tahir ERDİNÇ

1988 yılında İskenderun'da doğdu. 2012'de Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'den mezun oldu. 2014 yılında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisansını tamamladı. Aynı üniversitede doktora eğitimine başladı ve 2013 yılında başladığı araştırma görevlisi görevini halen sürdürmektedir.