

## SÜREKLİ REJİMDE FARKLI SOĞUTUCU AKIŞKANLAR İÇİN HAVA-SU KAYNAKLI MEKANİK BUHAR SIKIŞTIRMALI ISI POMPASININ SİMULASYONU

*Salih COŞKUN\**

**Özet:** Bu çalışmada sürekli rejimde farklı soğutucu akışkanlar için hava-su kaynaklı mekanik buhar sıkıştırma ısı pompası sisteminin performans özellikleri incelenmiştir. Sistemi oluşturan her bir elemanın basit matematik modelleri oluşturularak, Turbo Pascal programlama dili yardımıyla yazılan bir program sayesinde sistemin simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan program sayesinde farklı soğutucu akışkanlar için (Freon-12, 134a, 22 ve 404a) sistemin değişen özelliklerine karşılık (hava, su, debi ve sıcaklıkları) sistemin performansını belirten ITK değerlerinin değişimi gözlenmiştir. Ayrıca bu program sayesinde sistemin her noktasındaki sıcaklıklar (soğutucu akışkan, su, hava için) ve sistemi oluşturan elemanların (kondenser, evaporatör, kompresör) kapasiteleri elde edilebilmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Isı pompası, Hava-su kaynaklı ısı pompası, Simülasyon.

### Steady-State Simulation of Air to Water Mechanical Vapour-Compression Heat Pump for Different Refrigerants

**Abstract:** In this study, an air-to-water vapour compression heat pump system simulation model at steady-state was developed for different refrigerant. Simple mathematical models were employed for each component of the cycle. They resulted in a set of nonlinear equations which were solved numerically by Turbo Pascal programming language. ITK known as performans of system, was observed despite changeable characteristic of system by using programming language. In addition, temperatures at every point of system and capacities of each component (condenser, evaporator, compressor) were obtained.

**Keywords:** Heat pump, Air-to-water heat pump, Simulation.

#### Semboller

A	: Alan, m <sup>2</sup>
A <sub>0</sub> ....A <sub>3</sub>	: Denklem (21)'deki katsayılar
B <sub>0</sub> ....B <sub>3</sub>	: Denklem (22)'deki katsayılar
C <sub>0</sub> ....C <sub>2</sub>	: Denklem (23)'deki katsayılar
CC	: Düzeltme katsayısı
c <sub>p</sub>	: Sabit basınçtaki özgül ısı, kJ/kgK
CR	: Sıkıştırma oranı
C <sub>v</sub>	: Hacim sıkıştırma katsayısı
D <sub>0</sub> ....D <sub>2</sub>	: Denklem (24)'deki katsayılar
E <sub>0</sub> ....E <sub>2</sub>	: Denklem (25)'deki katsayılar
F <sub>0</sub> ....F <sub>5</sub>	: Denklem (26)'deki katsayılar
G <sub>0</sub> ....G <sub>5</sub>	: Denklem (27)'deki katsayılar
h	: Özgül entalpi, kJ/kg
ITK	: Isıtma tesir katsayısı
$\dot{m}$	: Kütleli debi, kg/s
n	: Sıkıştırma politropik üs katsayısı

\* Uludağ Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu İklimlendirme-Soğutma Programı

$n_c$	: Kompresör devir sayısı, dev/s
$P$	: Basınç, kPa
$PR$	: Basınç oranı
$\dot{Q}$	: Isı geçiş miktarı, kW
$r$	: Kompresör hacim süpürme oranı
$t$	: Sıcaklık, °C
$U$	: Toplam ısı geçiş katsayısı, kW/m <sup>2</sup> K
$v$	: Özgül hacim, m <sup>3</sup> /kg
$V_c$	: Kompresör süpürme hacmi, m <sup>3</sup>
$W$	: Güç, kW
$\eta_{vol}$	: Volümetrik verim
$\varepsilon$	: Isı eşanjör etkenliği

### Alt İndisler:

$a$	: Çevre (hava) sıcaklığı, °C
$cd$	: Kondenser
$em$	: Elektrik motoru
$ev$	: Evaporatör
$f$	: Soğutucu akışkan
$i$	: Giriş
$k$	: Aşırı kızdırma
$komp$	: Kompresör
$ls$	: Kayıplar
$mk$	: Mekanik
$o$	: Çıkış
$s$	: Doymuş
$si$	: Su giriş
$sl$	: Doymuş sıvı
$so$	: Su çıkış
$su$	: Su
$sv$	: Doymuş buhar

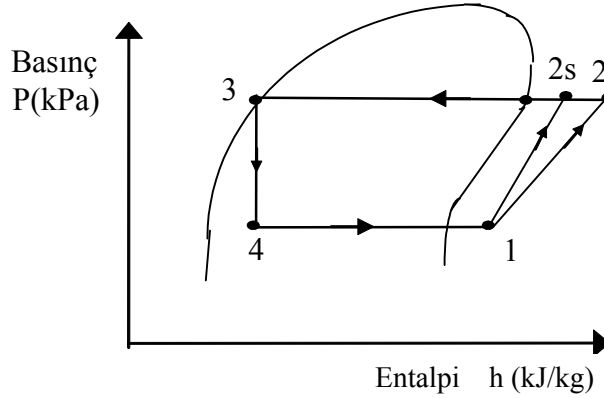
## 1. GİRİŞ

Isı pompaları günümüzde yaygın olarak kullanılan cihazlardır. Isıtma amaçlı kullanıldıkları gibi, sıcak su temininde de kullanılmaktadırlar. Isı pompaları ısı kaynaklarına göre; hava, toprak, yerüstü suları, yer altı suları, güneş enerjisi, jeotermal enerji, artık ısı kaynakları gibi sınıflandırıldığı gibi, işletme çevrimlerine göre; hava-hava, hava-su, su-su kaynaklı şekilde sınıflandırılmaktadır. Bu çalışmada ısı pompası modeli için geometrik ve işletme verileri Herbas ve ark. (1993) tarafından “sürekli şartlarda buhar sıkıştırırmalı ısı pompalarının simülasyonu” isimli çalışmalarından alınmıştır. Herbas ve ark. (1993) sürekli hal şartlarında, Freon-12 ile Freon-134a kullanılması halinde ısı pompasını bilgisayar ortamında analiz etmişler ve başka bir çalışmada ise Işık ve ark. (2000) tarafından R134a kullanan hava-su kaynaklı mekanik ısı pompası sistemi üzerinde farklı işletme parametrelerinde deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Jolly ve Ark. (1990) tarafından yapılan çalışmada ise ısı pompası destekli sürekli kurutma sisteminin bilgisayar ve deneysel simülasyonu gerçekleştirilmiş olup, bu çalışmada kondenser 3 farklı bölgeye ayrılarak detaylı şekilde incelenmiştir. Martins ve Parise (1993) tarafından ise hava soğutmalı kondenserler 3 farklı bölgeye

(aşırı kızdırma, yoğuşma ve aşırı soğutma bölgesi) ayrılmış ve her bir bölge için matematik ifadelerin çözülmesi suretiyle sonuca ulaşılmıştır. Bir başka çalışmada ise su soğutmalı kondenserlerde detaylı modelleme Ptas ve Grean (1981) tarafından yapılan bir çalışmada ortaya konmuştur. Fischer ve Rice (1981) tarafından yapılan çalışmada ise, sürekli rejimde hava-hava kaynaklı ısı pompası, bilgisayar ortamında modellenmiştir. Bu çalışmada diğer çalışmalardan farklı olarak, Freon-12 ve 134a soğutucu akışkanlarının yanı sıra, Freon-404a ve 22 gazlarının da sistem üzerine etkileri incelenmiştir.

## 2. SİMULASYON MODELİ

Bu bölümde sürekli rejimde basit buhar sıkıştırma soğutma çevriminin bir simülasyonu verilmektedir. Isı pompası sistemini oluşturan her bir eleman (kompresör, kondenser, kısılma vanası, evaporatör) için matematik modeller oluşturulmuştur. Modellenen buhar sıkıştırma ısı pompası çevrimi Şekil 1'de gösterilmektedir.



Şekil 1.  
Buhar sıkıştırma ısı pompası çevrimi

### 2.1. Kompresörün Matematik Modeli

Kompresör modellenirken, sıkıştırma işleminin politropik gerçekleştiği kabul edilmektedir.

Soğutucu akışkan kütleli debisi;

$$\dot{m}_f = \frac{V_c n_c \eta_{vol}}{v_1} \quad (1)$$

ifadesi ile elde edilebilir. Burada volümetrik verim;

$$\eta_{vol} = c_v \left[ 1 + r \left( 1 - \frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right)^{\frac{1}{n}} \right] \quad (2)$$

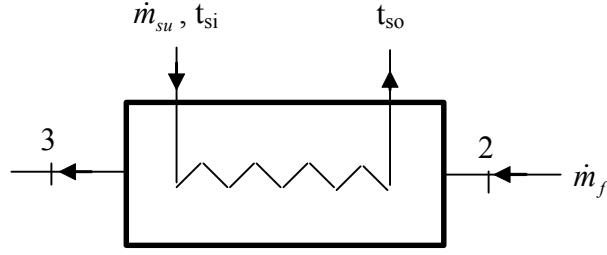
Kompresörün tükettiği güç;

$$\dot{W}_{komp} = \frac{\dot{m}_f (h_{2s} - h_1)}{\eta_{ik} \eta_{mek} \eta_{em}} \quad (3)$$

eşitliğiyle ifade edilir.

### 2.2. Kondenserin Matematik Modeli

Kondenser su soğutmalı olup, kondenser de toplam ısı geçiş katsayısı ( $U_{cd}$ ) değeri sabit olarak kabul edilmiştir. Kondenserde soğutucu akışkan ile soğutucu akışkanın ısısını uzaklaştıran akışkan arasında meydana gelen ısı geçişi aşağıdaki eşitliklerle ifade edilir.



Şekil 2.  
Kondenserde gerçekleşen ısı transferinin şematik gösterimi

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{su} c_{psu} (t_{so} - t_{si}) \quad (5)$$

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{cd} + \dot{Q}_{ls} \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{ls} = (UA)_{ls} \left( \frac{t_2 + t_{cd}}{2} - t_a \right) \quad (7)$$

(4) nolu eşitlik soğutucu akışkanın verdiği ısı miktarını ifade etmekte olup, bu ısıya çoğunluğu su tarafından alınmakta (5) ve bir kısmı da çevreye ısı kaybı olarak (6) gerçekleşmektedir. Kondenser de LMTD metodu kullanarak, kondenserde gerçekleşen ısı geçişi ( $U$ ) değerine bağlı olarak aşağıdaki şekilde düzenlenmiştir.

Ortalama (logaritmik) sıcaklık farkı ( $\Delta t_m$ );

$$\Delta t_m = \frac{(t_{so} - t_{si})}{\ln \left[ \frac{t_{cd} - t_{si}}{t_{cd} - t_{so}} \right]} \quad (8)$$

olmak üzere,

$$\dot{Q}_{cd} = (UA)_{cd} \Delta t_m \quad (9)$$

yazılabilir. (5) ve (9)'nolu denklemler ortak olarak çözülecek olursa ve

$$\varepsilon_{cd} = 1 - \exp \left[ - \frac{(UA)_{cd}}{\dot{m}_{su} c_{psu}} \right] \quad (10)$$

olmak üzere;

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{su} c_{psu} \varepsilon_{cd} (t_{cd} - t_{si}) \quad (11)$$

şeklinde elde edilir.

### 2.3. Kısılma Vanasının Matematik Modeli

İncelenen sistemde kısılma vanası olarak termostatik kısılma vanası kullanılmaktadır. Termostatik kısılma vanası, kompresör girişinde sabit bir kızdırma değerini korumayı sağlar. Bu analizde, evaporatör çıkışında aşırı kızdırma değeri  $\Delta T_k = 10^\circ\text{C}$  sabit değer olarak kabul edilmektedir.

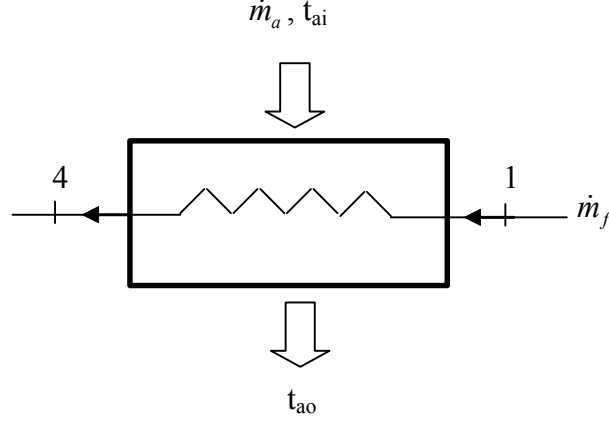
$$T_1 = T_{ev} + \Delta T_k \quad (12)$$

Kısılma vanasında iç ve ısı alış verişi yok kabul edilirse, giriş ve çıkıştaki entalpi farkı sabittir.

$$h_4 = h_3 \quad (13)$$

## 2.4. Evaporatörün Matematik Modeli

Bu çalışma da evaporatör hava soğutmalı olup, evaporatör modellenirken, kondenser modeline benzeyen şekilde toplam ısı geçiş katsayısı ( $U_{ev}$ ) iki fazlı akış ve aşırı kızdırma bölgelerinde sabit olarak kabul edildi.



Şekil 3.

Evaporatörde gerçekleşen ısı transferinin şematik gösterimi

Evaporatörde soğutucu akışkan ile hava arasındaki ısı geçişi aşağıdaki eşitliklerde ifade edilmektedir:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_f (h_1 - h_4) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_a c_{pa} (t_{ai} - t_{ao}) \quad (15)$$

Evaporatörde gerçekleşen ısı geçişi, ( $U$ ) değerine bağlı olarak bilinenler cinsinden aşağıdaki şekilde düzenlenmiştir.

Ortalama (logaritmik) sıcaklık farkı ( $\Delta t_m$ );

$$\Delta t_m = \frac{(t_{ai} - t_{ao})}{\ln \left[ \frac{t_{ai} - t_{ev}}{t_{ao} - t_{ev}} \right]} \quad (16)$$

olmak üzere,

$$\dot{Q}_{ev} = (UA)_{ev} \Delta t_m \quad (17)$$

yazılabilir. (14) ve (17) nolu denklemler ortak olarak çözülecek olursa ve

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp \left( - \frac{(UA)_{ev}}{\dot{m}_a c_{pa}} \right) \quad (18)$$

olmak üzere  $Q_{ev}$  değeri bilinen değerler cinsinden

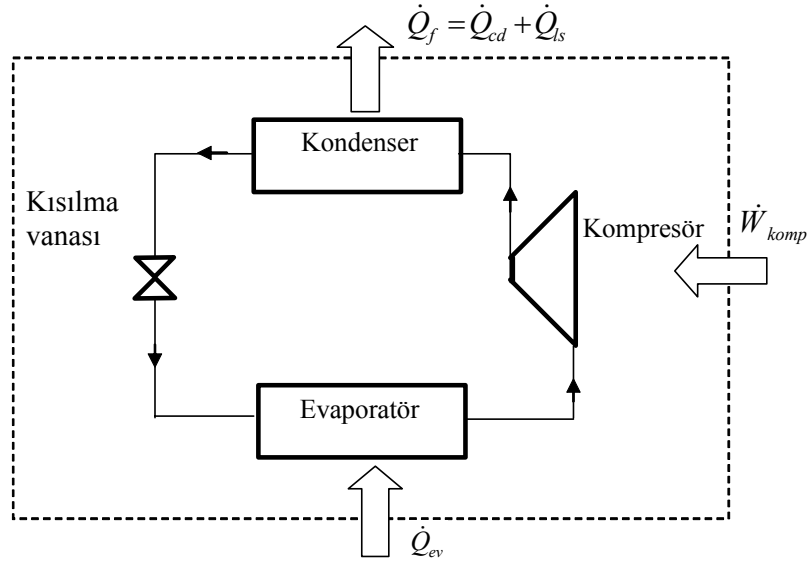
$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_a c_{pa} \varepsilon_{ev} (t_{ai} - t_{ev}) \quad (19)$$

şeklinde elde edilir.

## 2.5. Toplam Enerji Dengesi

Bütün sistem için Termodinamiğin I. kanunundan yararlanarak toplam enerji dengesi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\dot{W}_{komp} + \dot{Q}_{ev} = \dot{Q}_f \quad (20)$$



Şekil 4.  
Toplam enerji dengesinin şematik olarak gösterimi

## 2.6. Soğutucu Akışkan Özellikleri

R134a, R22 ve R404a soğutucu akışkanlarına ait hal denklemleri Abou-Ziyan ve ark. (1997) tarafından yapılan yayından alınmıştır. Bu eşitlikler  $-50^{\circ}\text{C}$  ile kritik nokta sıcaklıkları arasında uygulanabilmektedir. Abou-Ziyan ve ark. (1997) tarafından türetilen soğutucu akışkan hal denklemleri aşağıdaki gibidir:

Doyma basıncını ( $P_s$ ) veren eşitlik,

$$\ln(P_s) = A_0 + A_1T + A_2T^2 + A_3T^3 \quad (21)$$

Doymuş buharın özgül hacmini ( $v_{sv}$ ) veren eşitlik,

$$\ln(v_{sv}) = B_0 + B_1T + B_2T^2 + B_3T^3 \quad (22)$$

Doymuş sıvının özgül entalpisini ( $h_{sl}$ ) veren eşitlik,

$$h_{sl} = C_0 + C_1T + C_2T^2 \quad (23)$$

Doymuş buharın özgül entalpisini ( $h_{sv}$ ) veren eşitlik,

$$h_{sv} = D_0 + D_1T + D_2T^2 \quad (24)$$

Doymuş buharın entropisini ( $s_{sv}$ ) veren eşitlik,

$$s_{sv} = E_0 + E_1/T + E_2/T^2 \quad (25)$$

Aşırı kızdırılmış bölgedeki özgül entalpiyi ( $h_{sup}$ ) veren eşitlik,

$$h_{sup} = \sum_{n=0}^{n=2} F_n T^n + P \sum_{n=3}^{n=5} F_n T^{n-3} \quad (26)$$

Aşırı kızdırılmış bölgedeki özgül entropiyi ( $s_{sup}$ ) veren eşitlik,

$$s_{sup} = \sum_{n=0}^{n=2} G_n T^n + P \sum_{n=3}^{n=5} G_n T^{n-3} \quad (27)$$

(21) ve (27)'nolu soğutucu akışkan hal denklemlerinde kullanılan katsayılar Tablo.1'de verilmektedir. R12 soğutucu akışkanı için Yılmaz (1986) tarafından geliştirilen eşitlikler kullanılmıştır.

**Tablo 1.**  
**Soğutucu akışkan katsayıları**

Katsayılar		R 134a	R404a	R22
P	A <sub>0</sub>	- 35.94481	- 18.64993	- 30.47938
	A <sub>1</sub>	0.265213	0.1003131	0.2246619
	A <sub>2</sub>	-0.6782399x10 <sup>-3</sup>	-0.1239283 x 10 <sup>-3</sup>	- 0.566184 x 10 <sup>-3</sup>
	A <sub>3</sub>	0.6323821x10 <sup>-6</sup>	0	0.5234305 x 10 <sup>-6</sup>
	CC	0.9920	0.9999	0.99835
	Hata Yüzdesi	0.5332	1.64	0.5951
V <sub>sv</sub>	B <sub>0</sub>	0.1221149 x 10 <sup>2</sup>	29.09704	28.70382
	B <sub>1</sub>	-0.7384953x10 <sup>-1</sup>	-02725075	-0.2571637
	B <sub>2</sub>	0.71 17396 x 10 <sup>-4</sup>	0.8050092 x 10 <sup>-3</sup>	0.7199527 x 10 <sup>-3</sup>
	B <sub>3</sub>	0	- 0.8895644 x 10 <sup>-6</sup>	- 0.7478266 x 10 <sup>-6</sup>
	CC	0.99982	0.99858	0.99733
	Hata Yüzdesi	2.48206	0.872415	0.68185
h <sub>sl</sub>	C <sub>0</sub>	-6.702179	-44.88042	19.76056
	C <sub>1</sub>	0.1675422	0.2586444	0.1260932
	C <sub>2</sub>	0.2154294 x 10 <sup>-2</sup>	0.2334219 x10 <sup>-2</sup>	0.19074 x 10 <sup>-2</sup>
	CC	0.99995	0.99995	0,9999
	Hata Yüzdesi	0.205	0.24	0,281
h <sub>sv</sub>	D <sub>0</sub>	83.23572	7.468933	113.0569
	D <sub>1</sub>	1.742258	2.155101	1.803855
	D <sub>2</sub>	-0.2140479 x 10 <sup>-2</sup>	-0.3016672 x 10 <sup>-2</sup>	-0.268273
	CC	0.99891	0.9985	0.99624
	Hata Yüzdesi	0.19386	0.226	0.2272486
S <sub>sv</sub>	E <sub>0</sub>	1.69001	1.394441	1.1609
	E <sub>1</sub>	-27.95583	88.65609	202.9646
	E <sub>2</sub>	10543.32	-7009.401	-11380.03
	TR (°C)	-50:80	-50:58	-50:80
	CC	0.9867	0.97838	0.99783
	Hata Yüzdesi	0.184	0.2013467	0.206
h <sub>sup</sub>	F <sub>0</sub>	155.1313	- 171.7682	206.9959
	F <sub>1</sub>	0.8471667	2.771787	0.7536418
	F <sub>2</sub>	0.209139x10 <sup>-3</sup>	-0.281546x10 <sup>-2</sup>	0.324801 x10 <sup>-5</sup>
	F <sub>3</sub>	34.7401	235.5954	-30.38014
	F <sub>4</sub>	-0.3860322	-1.63803	0.2181878x10 <sup>-1</sup>
	F <sub>5</sub>	0.672008 x 10 <sup>-3</sup>	0.2648004 x 10 <sup>-2</sup>	0.6704004 x 10 <sup>-4</sup>
	CC	0,99586	0.99767	0.99643
	Hata Yüzdesi	0.28568	0.1579765	0.2058576
	S <sub>sup</sub>	G <sub>0</sub>	1.100179	0.5393066
	G <sub>1</sub>	0.297224 x 10 <sup>-2</sup>	0.5765001 x 10 <sup>-2</sup>	0.104856x10 <sup>-2</sup>
	G <sub>2</sub>	-0.166979x10 <sup>-5</sup>	-0.562788 x 10 <sup>-5</sup>	0.2421992 x 10 <sup>-6</sup>
	G <sub>3</sub>	-1.479631	-0.4013565	-1.118764
	G <sub>4</sub>	0.67361 x 10 <sup>-2</sup>	0.1113335 x 10 <sup>-2</sup>	0.5077712 x 10 <sup>-2</sup>
	G <sub>5</sub>	-0.79838x10 <sup>-5</sup>	-0.491053x10 <sup>-6</sup>	-0.604711x10 <sup>-5</sup>
	TR (°C)	30:90	25:65	25:90
	PR	0.6:3	1.096:2.739	0.9097:3.662
	CC	0.99034	0.99216	0.98673
	Hata Yüzdesi	0.2326187	0.0685059	0.1994485

### 3. YÖNTEM

Yukarıda elde edilen eşitlikler aşağıdaki gibi düzenlenirse, 5 bilinmeyene karşılık, 5 nonlineer denklem elde edilir.

Bilinmeyenler:  $t_{ev}$ ,  $t_{cd}$ ,  $t_{so}$ ,  $t_{ao}$  ve  $\dot{m}_f$

$$f_1 = \dot{Q}_f - \dot{W}_{komp} - \dot{m}_a c_{pa} \varepsilon_{ev} (t_{ai} - t_{ev}) = 0 \quad (21)$$

$$f_2 = \dot{m}_{su} c_{psu} (t_{so} - t_{si}) - \dot{m}_{su} c_{psu} \varepsilon_{cd} (t_{cd} - t_{si}) = 0 \quad (22)$$

$$f_3 = \dot{m}_f (h_2 - h_4) - \dot{m}_{su} c_{psu} (t_{so} - t_{si}) - \dot{Q}_{ls} = 0 \quad (23)$$

$$f_4 = \dot{m}_f (h_1 - h_4) - \dot{m}_a c_{pa} (t_{ai} - t_{ao}) = 0 \quad (24)$$

$$f_5 = \dot{m}_f - \frac{V_c n_c \eta_{vol}}{v_1} = 0 \quad (25)$$

Elde edilen 5 adet nonlineer denklemler Newton-Raphson metodu (Stoecker,1989) kullanılmak suretiyle çözümlenerek sonuca ulaşılmıştır.

Bu 5 adet nonlineer eşitliği çözmek için izlenmesi gereken aşamalar aşağıdadır:

1. Eşitliğin diğer tarafı sıfır olacak şekilde denklemleri yeniden düzenle. (Yukarıda belirtilen forma getirilecek)
2. Değişkenler için ( $t_{cdt}$ ,  $t_{evt}$ ,  $t_{sot}$ ,  $t_{aot}$ ,  $m_{ft}$ ) geçici (tahmini) değerleri gir.
3. Bu geçici değerler için fonksiyon değerlerini ( $f_1$ ,  $f_2$ ,  $f_3$ ,  $f_4$ ,  $f_5$ ) hesapla.
4. Bütün fonksiyonların, bütün değişkenlere göre kısmi türevlerini al.
5. Ortak denklem setini oluşturmak için Taylor serilerinin açılımını kullan.

Denklem seti oluşturulursa;

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial t_{cd}} & \frac{\partial f_1}{\partial t_{ev}} & \frac{\partial f_1}{\partial t_{so}} & \frac{\partial f_1}{\partial t_{ao}} & \frac{\partial f_1}{\partial \dot{m}_f} \\ \frac{\partial f_2}{\partial t_{cd}} & \frac{\partial f_2}{\partial t_{ev}} & \frac{\partial f_2}{\partial t_{so}} & \frac{\partial f_2}{\partial t_{ao}} & \frac{\partial f_2}{\partial \dot{m}_f} \\ \frac{\partial f_3}{\partial t_{cd}} & \frac{\partial f_3}{\partial t_{ev}} & \frac{\partial f_3}{\partial t_{so}} & \frac{\partial f_3}{\partial t_{ao}} & \frac{\partial f_3}{\partial \dot{m}_f} \\ \frac{\partial f_4}{\partial t_{cd}} & \frac{\partial f_4}{\partial t_{ev}} & \frac{\partial f_4}{\partial t_{so}} & \frac{\partial f_4}{\partial t_{ao}} & \frac{\partial f_4}{\partial \dot{m}_f} \\ \frac{\partial f_5}{\partial t_{cd}} & \frac{\partial f_5}{\partial t_{ev}} & \frac{\partial f_5}{\partial t_{so}} & \frac{\partial f_5}{\partial t_{ao}} & \frac{\partial f_5}{\partial \dot{m}_f} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} t_{cdt} - t_{cdc} \\ t_{evt} - t_{evc} \\ t_{sot} - t_{soc} \\ t_{aot} - t_{aoc} \\ \dot{m}_{ft} - \dot{m}_{fc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \\ f_5 \end{bmatrix} \quad (27)$$

1. Girilen tahmini değer ( $t_{cdt}$ ,  $t_{evt}$ ,  $t_{sot}$ ,  $t_{aot}$ ,  $m_{ft}$ ) ile çözüm sonucunda elde edilen yeni değer ( $t_{cdc}$ ,  $t_{evc}$ ,  $t_{soc}$ ,  $t_{aoc}$ ,  $m_{fc}$ ) arasındaki fark  $\Delta x = ((t_{cdt} - t_{cdc}), (t_{evt} - t_{evc}), \dots)$  ifadesini tanımlamak için (27) nolu ifade de belirtilen, lineer denklem takımını çöz.
2. Tahmini değerlerin yerine, yeni elde edilen değerleri ata.
3. Yakınsayıp yakınsamadığını test et. Eğer bütün  $f$  ve  $\Delta x$  mutlak değerleri yeterince küçük ise çalışmayı sona erdir. Değilse, 3 no lu aşamaya git.

### 4. TARTIŞMA VE SONUÇ

Simülasyonu gerçekleştirilen sisteme ait bilinen veriler aşağıda verilmektedir:

**Kompresör için:**

Süpürme hacmi,  $V_c$  : 7.16 cm<sup>3</sup>



Kompresör devir sayısı, $n_c$	: 3500 dev/dak
Süpürme hacim oranı, $r$	: 0.03
Sıkıştırma politropik üs katsayısı, $n$	: 1.19
Hacimsel katsayı, $c_v$	: 0.75
Elektrik motor verimi, $\eta_{em}$	: 0.85
Kompresör mekanik verimi, $\eta_{mk}$	: 0.80

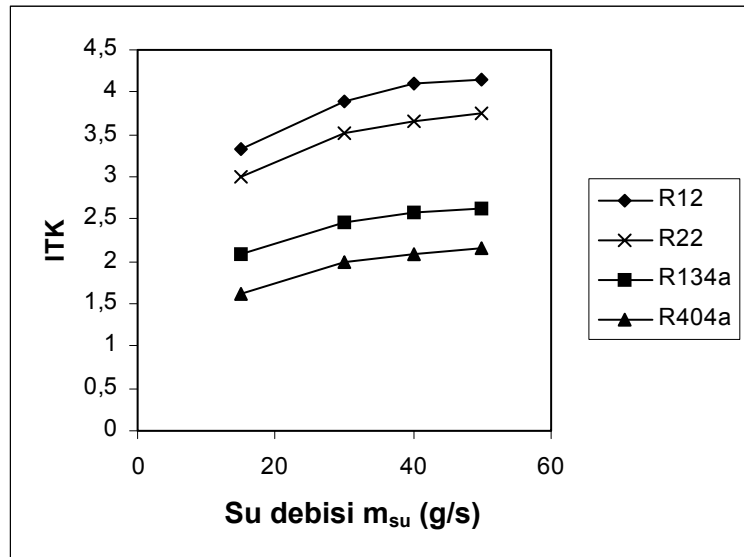
#### Kondenser için:

Su giriş sıcaklığı, $t_{si}$	: 35°C
Su debisi, $\dot{m}_{su}$	: 0.015 kg/s
Toplam iletim katsayısı, $(UA)_{cd}$	: 250 W/°C

#### Evaporatör için:

Hava giriş sıcaklığı, $t_{ai}$	: 20°C
Hava debisi, $\dot{m}_a$	: 0.08 kg/s
Toplam iletim katsayısı, $(UA)_{ev}$	: 100 W/°C
Evaporatör aşırı kızdırma miktarı, $\Delta T_k$	: 10°C

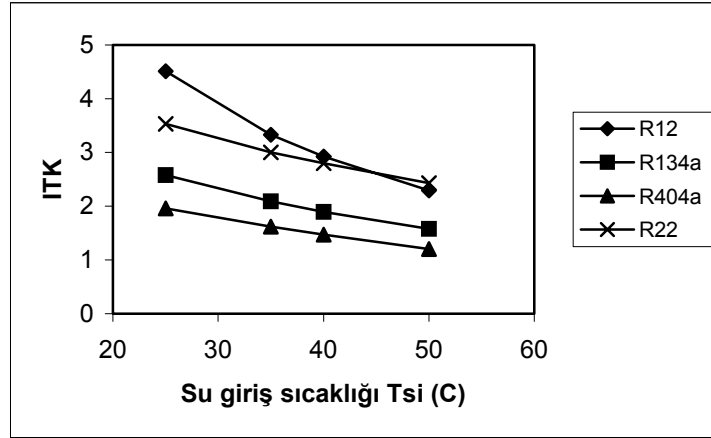
Hava-su kaynaklı mekanik buhar sıkıştırma ısı pompası için R12, R134a, R404a ve R22 soğutucu akışkanlarının kullanılması halinde elde edilen performans değerleri grafikler halinde sunulmuştur. Sistemde kondenser su soğutmalı olup, su debileri değiştirilerek sistemin performansı incelenmiştir. Şekil 5’de su debisine bağlı olarak sistemin ITK değerlerinin değişimi görülmektedir.



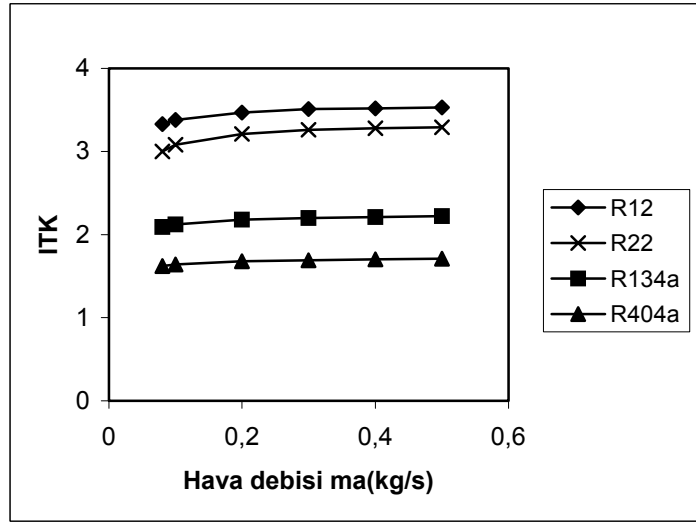
Şekil 5.  
Su debisine bağlı olarak ITK değerlerinin değişimi

Aynı inceleme su giriş sıcaklıkları değiştirilerek yapılmış olup, Şekil 6’da su giriş sıcaklığına bağlı olarak ITK değerlerinin değişimi görülmektedir.

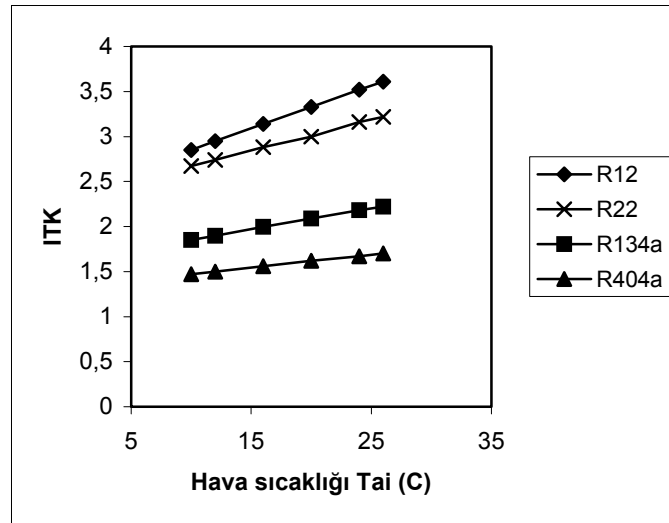
Hava-su kaynaklı ısı pompası sisteminde evaporatör hava kaynaklı olup, hava debisinin ve hava giriş sıcaklığının da sistem performansı üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Şekil 7’de hava debilerine bağlı olarak ITK değerlerinin değişimi incelenmiştir. Şekil 8’de ise dış ortam sıcaklığına bağlı olarak ITK değerlerinin değişimi incelenmiştir.



Şekil 6.  
Su giriş sıcaklığına bağlı olarak ITK değerinin değişimi



Şekil 7.  
Hava debisine bağlı olarak ITK değerlerinin değişimi



Şekil 8.  
Dış ortam sıcaklığına bağlı olarak ITK değerlerinin değişimi

Grafiklerden görüldüğü gibi;

- Mekanik buhar sıkıştırılmalı ısı pompası düşük su debilerinde çalıştırıldığında, ITK değerlerinde azalmalar görülmektedir. Sistemde Freon-12 kullanıldığında en yüksek ITK değeri, Freon-404a kullanıldığında ise en düşük ITK değeri elde edildiği görülmektedir. En yüksek su debisinde R-12 için ITK değeri 4.15 iken, R-404a için 2.15 olduğu görülmektedir. Türkoğlu ve ark. (2000) tarafından yapılan “alternatif akışkanların karşılaştırılması” isimli çalışmada da R-12 için ITK değerinin en yüksek, R404a için en düşük değeri aldığı ve en yüksek yoğunlaştırıcı basıncının olduğu görülmektedir. Yine kondensere giren suyun sıcaklığı arttığında, kompresör güç tüketiminde görülen artışa bağlı olarak, ITK değerinde düşme görülmektedir. R-12 için ITK değeri 4.51’den 2.29 değerine azalmakta olup en hızlı düşme bu soğutucu akışkan için gerçekleşmektedir.
- Evaporatöre giren hava debisindeki artış sistemin ITK değerini yavaş bir şekilde arttırmaktadır. En yüksek artış değeri R-12 için 3.33’den 3.53’e olurken en düşük R404a için 1.64’den 1.71’e olmaktadır. Evaporatöre giren hava dış ortam havası olup, dış ortam sıcaklığındaki artış, sistemin ITK değerini de arttırmaktadır. En yüksek artış R-12 için olurken en düşük artış R404a için olmaktadır. Bunun tersi, dış ortam sıcaklığı arttığında su çıkış sıcaklığındaki artış ise en yüksek değerine R-404a için ulaşırken, en düşük artış değerleri R-12 için gerçekleşmektedir.

Sonuç olarak;

Hava- su kaynaklı ısı pompası sistem tasarımında öncelikli olarak, sistemde dolaşan soğutucu akışkan seçimi önem arz etmektedir. Dört farklı soğutucu akışkan kullanılarak yapılan simülasyon sonuçlarına göre, sistem en yüksek ITK değerine R12 soğutucu akışkanı kullanılması durumunda ulaşmaktadır. En düşük ITK değeri ise, R404a soğutucu akışkanı kullanılması durumunda görülmektedir.

Hava-su kaynaklı ısı pompası, düşük çevre sıcaklığında düşük ITK değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Bu sistem, yüksek hava sıcaklıklarına sahip bölgelerde daha verimli çalışacaktır. Evaporatöre gönderilen hava debisinin arttırılmasıyla, sistemin ITK değerinde az da olsa bir artış görülmektedir. Ayrıca kondensere giren su sıcaklığı ne kadar düşükse, sistemin ITK değerinin o derece yüksek olduğu belirlenmiştir. Kondensere yüksek sıcaklıkta su gönderilmesi ise verimi olumsuz yönde etkileyecektir.

## 5. KAYNAKLAR

1. Abou-Ziyan, H.Z., Ahmed, M. F., Metwally, M.N. ve Abd El-Hameed, H.M. (1997). Solar Assisted R22 and R134a Heat Pump Systems For Low-Temperature Applications. Applied Thermal Engineering, Vol. 17, No. 5, pp. 455-469.
2. Fischer, S.K. ve Rice, C.K. (1981). A Steady -State Computer Design Model For Air-To-Air Heat Pumps. ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Laboratory.
3. Herbas, T.B., Berlinck, E.C., Uriu, C.A.T., Marques, R.P. ve Parise, J. A.R. (1993). Steady-State Simulation of Compression Heat Pumps. Int. J. Of Energy Research, Vol. 17, 801-816.
4. Işık, N., Onat, A. ve Mendi, F. (2000). Havadan Suya Mekanik Isı Pompası Farklı İşletme Koşullarında Deneysel Performans Çalışması. 6. Ulusal Soğutma ve İklimlendirme Tekniği Kongresi, Çukurova Ü., Adana.
5. Jolly, P., JIA, X. ve Clements, S. (1990). Heat Pump Assisted Continuous Drying, Part 1: Simulation Model. Int. J. Of Energy Research, Vol. 14, 757-770.
6. Martins Costa, M.L. ve Parise, J.A.R. (1993). A Three-Zone Simulation Model For Air-Cooled Condensers. J. Of Heat Recovery Systems & CHP Vol. 13. No. 2, pp 97-113.
7. Ptas, S.A. ve Green, R.K (1981). A Mathematical Model Of The heat Transfer Process in a Shell-And-Tube Condenser For Use in Refrigeration Applications. Applied Mathematical Modelling, 5, 229-233.
8. Stoecker, W.F. (1989). Design Of Thermal Systems, 3 rd. Edn, McGraw-Hill, Newyork.
9. Türkoğlu, H., Ataer, Ö., Ataman, Ş. (2000). Alternatif Soğutucu Akışkanların Karşılaştırılması. ULIBTK’99, 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi.
10. Yılmaz, F.B. (1986). İkinci ürünlerin Isı pompası Yardımıyla Kurutulması. (Yüksek Lisans Tezi) Çukurova Üniversitesi.