

**R-134a SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPASI  
SİSTEMİNİN SÜTÜN PASTÖRİZASYONUNDA  
KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

**Yüksel AKTAŞ**

**Yüksek Lisans Tezi**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Yrd. Doç. Dr. Ömer ÖZYURT**

**2008**

**Her hakkı saklıdır**

**ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**Y.LİSANS TEZİ**

**R-134a SOĞOUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN  
SÜTÜN PASTÖRİZASYONUNDA KULLANIMININ DENEYSEL  
İNCELENMESİ**

**Yüksel AKTAŞ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**ERZURUM  
2008**

**Her hakkı saklıdır**

Yrd. Doç. Dr. Ömer ÖZYURT'un danışmanlığında, Yüksel AKTAŞ tarafından hazırlanan bu çalışma 13 / 08 / 2008 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

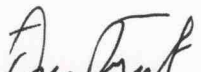
Başkan : Doç. Dr. Mehmet YILMAZ

İmza : 

Üye : Doç. Dr. İhsan BAKIRCI

İmza : 

Üye : Yrd. Doç. Dr. Ömer ÖZYURT

İmza : 

Yukarıdaki sonucu onaylarım

(imza)

Prof. Dr. Ömer AKBULUT  
Enstitü Müdürü

## ÖZET

Y. Lisans Tezi

### **R-134a SOĞUTUCU AKIŞKANLI ISI POMPASI SİSTEMİNİN SÜT PASTÖRİZASYONUNDA KULLANIMININ DENEYSEL İNCELENMESİ**

Yüksel AKTAŞ

Atatürk Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Ömer ÖZYURT

Enerji maliyetinin giderek arttığı son yıllarda ısı pompaları, enerjinin verimli kullanılması açısından önem kazanmıştır.

Bu çalışma, süt pastörizasyonunda kullanılmak üzere tasarlanan, sıvı- sıvı prensibine göre çalışan mekanik buhar sıkıştırma çevrimli plakalı-ekonomizörlü bir ısı pompasının kararlı hal deneysel sonuçlarını içermektedir. Peynire işlenecek sütün hem ısıtılması hem de mayalanma sıcaklığına kadar soğutulmasını sağlayacak şekilde prototip bir ısı pompası sistemi kurulmuştur. Isı pompası sistemi çift cidarlı kazan sistemi ve plakalı pastörizer sistemlerinde enerji sarfiyatı analizleri ile kimyasal, biyokimyasal ve mikrobiyolojik analizler yapılmış ve elde edilen sonuçlar birbiriyle mukayese edilmiştir. Bu analizlerden başka performans kriterleri de incelenmiştir. Deneylerin sonucunda ısı pompası sisteminin enerji tasarrufu açısından çift cidarlı kazan ve plakalı pastörizatör sistemlerinden daha iyi olduğu görülmüştür. Ayrıca mikrobiyolojik analizler sonucunda ısı pompasının sütün pastörizasyonunda kullanılabileceğini göstermiştir.

**2008, 121 Sayfa**

**Anahtar Kelimeler:** Isı pompası, Süt pastörizasyonu, COP, enerji analizi, ekserji analizi, R-134a soğutucu akışkanı

## ABSTRACT

MS Thesis

### EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT PUMP SYSTEM OF R-134a REFRIGERANT FLUID USING IN MILK PASTEURIZATION

Yüksel AKTAŞ

Atatürk University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ömer ÖZYURT

During the last few years, the increase in the cost of energy has made the use of heat pumps advantageous systems for the production of efficient energy.

This study contains the steady-state experimental results of a liquid-to-liquid mechanical vapor compression heat pump with plate economizer designed for milk pasteurization. A prototype heat pump system was constructed to heat the milk to the pasteurization temperature and cool it to the coagulation temperature during cheese processing. The energy consumption analysis and chemical, biochemical and microbiological analysis were made in heat pump system as well as double jacket boiler system and plate pasturizer system, and the results were compared. Besides analysis performance criteria's of heat pump system were investigated. Results of experiments show that heat pump system is better saving energy than double jacket boiler system and plate pasteurizer system. Besides, results of microbiological analysis show that the heat pump can be utilize in milk pasteurization.

**2008, 121 pages**

**Keywords:** Heat pump, Milk pasteurization, COP, energy analysis, R-134a refrigerant, exergy analysis.

## TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında, her türlü desteği sağlayarak bana çalışmalarımda yardımcı olan Sayın Hocam Yrd. Doç. Dr. Ömer ÖZYURT'a şükranlarımı sunarım.

Tezin deney düzeneğinin hazırlanmasında, her türlü teşvik ve fedakarlığı gösteren Sayın Yrd. Doç.Dr. Ömer ÖZYURT, Prof.Dr. Sayın Ömer ÇOMAKLI, Sayın Yrd. Doç.Dr. Kemal ÇOMAKLI, Sayın Yrd. Doç. Dr. Kadir BAKIRCI, Sayın Dr. Şendoğan KARAGÖZ ve Sayın Tek. Ahmet ÇEBE'ye teşekkür ederim.

Ayrıca burada isimlerini yazamadığım, ama çalışmalarım süresince yakın ilgi ve alakalarını gördüğüm Makine Mühendisliği ve Gıda Mühendisliği Bölümü akademik personeline teşekkürlerimi sunarım.

Yüksel AKTAŞ

Ağustos 2008

## İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xv
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
<b>2. KURAMSAL TEMELLER</b> .....	16
2.1. Isı Pompaları.....	16
2.1.1. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompaları.....	18
2.1.2. Buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının termodinamiği.....	20
2.2 Süt Pastörizasyonu ve Süte Uygulanan Isıl İşlemler.....	29
2.2.1. Kesikli pastörizasyon (düşük sıcaklıktaki uzun süreli pastörizasyon = “LTLT”).....	30
2.2.2. Sürekli pastörizasyon (yüksek sıcaklıkta kısa süreli pastörizasyon = “htst” ve ultra – pastörizasyon).....	31
<b>3. MATERYAL ve YÖNTEM</b> .....	35
3.1. Deneysel Çalışma.....	35
3.1.1. Isı pompası deney düzeneği.....	35
3.1.1.a.Kompresör.....	35
3.1.1.b.Kondenser.....	44
3.1.1.c.Genleşme vanası.....	44
3.1.1.d.Evaporatör.....	45
3.1.1.e.Ön ısıtma/ön soğutma ısı eşanjörü (ekonomizör).....	45
3.1.1.f.üt Pompası .....	46
3.1.1.g Yardımcı elemanlar.....	46
3.1.1.h.Elektronik donanımlar ölçüm ve kontrol elemanları.....	48

3.1.2. Isı Pompası Deneyleri.....	49
3.1.3. Isı pompası deneysel verilerin değerlendirilmesi.....	50
3.2. Sistemin Analizi.....	54
3.2.1. İdeal buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizi	56
3.2.2. Gerçek buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin enerji ve ekserji analizi	61
3.2.3 Enerji Analizi.....	64
3.2.4 Ekserji Analizi.....	64
3.2.5 Performans Analizi.....	66
3.2.6 Hata Analizi.....	68
<b>4. ARAşTIRMA BULGULARI ve TARTIşMA.....</b>	<b>70</b>
<b>5. SONUÇ ve ÖNERİLER .....</b>	<b>100</b>
5.1. Sonuçlar .....	100
5.2. Öneriler.....	102
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>104</b>
<b>EKLER.....</b>	<b>107</b>
EK 1 .....	107
EK 2 .....	116
EK 3 .....	120
<b>ÖZGEÇMİş.....</b>	<b>122</b>



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Alan ( $m^2$ )
BEO	Birincil enerji oranı
COP <sub>ıp</sub>	Isı pompası ısıtma tesir (performans) katsayısı
COP <sub>sis</sub>	Isı pompası sisteminin ısıtma tesir (performans) katsayısı
$c_p$	Sabit basınçtaki özgül ısı (kJ/kg K)
$c_v$	Sabit hacimdeki özgül ısı (kJ/kg K)
$E_{pe}$	Birincil enerjiden geri kazanım oranı
e	Ekserji (kW)
F	Non-lineer fonksiyon
G	Kütle miktarı (kg)
h	Özgül entalpi (kJ/kg)
I	Akım (amper)
$\dot{m}$	Kütlesel debi (kg/s)
$\dot{N}$	Çekilen elektriksel güç (kW)
NTU	Isı değiştircisi birim transfer sayısı
P	Klasik sistemlerde çekilen elektriksel güç (kW)
$p_1$	Atmosfer basıncı (bar)
$p_2$	Buhar basıncı (bar)
q	Birim kütle için harcanan enerji (kJ/kg)
$\dot{Q}$	Isı kapasitesi (kW)
q	Çift-cidarlı kazanın harcadığı elektriksel enerji miktarı (kJ/kg-süt)
$q_{ÇT}$	Çift-cidarlı kazanın harcadığı toplam enerji miktarı (kJ/kg-süt)
$q_{pe}$	Plakalı pastörizatörün harcadığı elektriksel enerji miktarı (kJ/kg-süt)
$q_{PT}$	Plakalı pastörizerin harcadığı toplam enerji miktarı (kJ/kg-süt)
s	Özgül entropi (kJ/kg K)
SPTK	Sistem toplam performans katsayısı

$\dot{S}_i$	Entropi üretimi (kW/K)
$t_1$	Çift- cidarlı kazanda toplam pastörizasyon süresi (dk.)
$t_2$	Plakalı pastörizerde süt tankı pompasının çalışma süresi (dk.)
$t_3$	Plakalı pastörizerde toplam pastörizasyon süresi (dk.)
$t_4$	Isı pompası kompresörünün çalışma süresi (dk.)
$t_5$	Isı pompası sisteminde süt pompasının çalışma süresi (dk.)
$T$	Sıcaklık (°C)
$T_2$	Kompresör çıkış sıcaklığı (°C)
$T_e$	Buharlaştırma sıcaklığı (°C)
$T_k$	Yoğuşma sıcaklığı (°C)
$T_0$	Ortam sıcaklığı (°K)
$U$	Toplam ısı transferi katsayısı (kW/m <sup>2</sup> K)
$V$	Gerilim (volt)
$V_{dep}$	Kompresörün deplasman hacmi (m <sup>3</sup> /s)
$w$	Birim kütle başına yapılan iş (kJ/kg)
$W$	Kompresöre verilen iş (kW)
$x$	Kuruluk derecesi
$Z$	Soğutma suyunun eşdeğer enerji parametresi değeri (kWh/kg-su)
$\lambda$	Kompresör emme oranı
$\eta$	Verim
$\eta_{II}$	II. kanun verimi
$\eta_t$	Isıl verim
$v$	Özgül hacim (m <sup>3</sup> /kg)
$\rho$	Yoğunluk (kg/m <sup>3</sup> )
$\text{Cos}\phi$	Motor güç katsayısı
$\varepsilon$	Isı değiştiricisi etkinliği
$i$	Birim akışkan kütlesi için tersinmezlik
$\Psi$	Açık sistem akış kullanılabilirliği (ekserji) (kJ/kg)

## İNDİSLER

b	Buhar
bt	Balans tankı
c	Carnot
ç	Çıkış
ev	Evaporatör
E	Ekonemizer
ef	Efektif
GV	Genleşme vanası
g	Giriş
H	Yüksek sıcaklıktaki bölge
hom	Homojenizatör
ıp	Isı pompası
k	Kazan
kon	Kondenser
kom	Kompresör
KV	Kısılma vanası
L	Düşük sıcaklıktaki bölge
mot	Motor
r	Soğutucu akışkan
s	Soğutma makinası
SİS	Sistem
Sep	Seperatör
Sp	Süt pompası
st	Süt
vp	Vakum pompası

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1 Isı pompası çevrim şeması.....	16
Şekil 2.2 Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli.....	22
Şekil 2.3 Carnot ısı pompası çevrimi.....	25
Şekil 2.4 Buhar sıkıştırırmalı çevrimin şematik resmi ve sıcaklık entropi diyagramı.	26
Şekil 2.5 İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin basınç- entalpi (log p-h) diyagramı...	27
Şekil 2.6 Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin p-h diyagramı.....	28
Şekil 3.1. Isı pompası deney düzeneği.....	35
Şekil 3.2 Isı pompası sistemi gaz devresi şematik resmi.....	37
Şekil 3.3 Isı pompası sistemi süt devresi şematik resmi.....	38
Şekil 3.4 Bir involut spiralin yarı çapı temel bir dairenin çevresinden itibaren ölçülür.....	40
Şekil 3.5 Spiral çark seti birbirinin aynı iki spiralden oluşur, bunlardan biri ters yüz edilir ve 180° döndürülerek diğerinin içine geçirilir.....	41
Şekil 3.6 Tam hermetik spiral kompresör.....	42
Şekil 3.7 Dikey konumlaması sayesinde geniş bir yağ haznesi işlevini yerine getiren gövde, performer spiral kompresöre mükemmel bir sıvı iletme yeteneği azandırır.....	43
Şekil 3.8 Ekonomizerin şematik resmi.....	45
Şekil 3.9 Isı pompası p-h diyagramı ve çevrimin karakteristik noktaları.....	52
Şekil 3.10 Isı pompası modeli çevriminin şematik resmi ( İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi).....	55
Şekil 3.11 İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin basınç- entalpi (log p-h) diyagramı...	56
Şekil 3.12 Sistemin basınç- özgül entalpi (P-h) diyagramı.....	59
Şekil.3.13 Kurulan sistemin şematik resmi.....	60
Şekil 3.14 Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ln(P) - h diyagramının şematik gösterimi.....	62
Şekil 4.1. Isı pompası sistemi ve klasik süt pastörize sistemlerinde 1 kg süt için harcanan enerji miktarları.....	71

Şekil 4.2. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla eğişiimi(m <sub>st</sub> =4 l/dk).....	74
Şekil 4.3. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =4 l/dk).....	74
Şekil 4.4. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =4 l/dk).....	75
Şekil 4.5. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	75
Şekil 4.6. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	76
Şekil 4.7. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	76
Şekil 4.8. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =6 l/dk).....	77
Şekil 4.9. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =6 l/dk).....	77
Şekil 4.10. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =6 l/dk).....	78
Şekil 4.11. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =4 l/dk) .....	78
Şekil 4.12. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =4 l/dk).....	79
Şekil 4.13. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =4 l/dk).....	79
Şekil 4.14. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	80
Şekil 4.15. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	80
Şekil 4.16. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişiimi(m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	81

Şekil 4.17. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	81
Şekil 4.18. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	82
Şekil 4.19. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	82
Şekil 4.20. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$ l/dk) .....	83
Şekil 4.21. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$ l/dk).....	83
Şekil 4.22. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$ l/dk).....	84
Şekil 4.23. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$ l/dk).....	84
Şekil 4.24. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$ l/dk).....	85
Şekil 4.25. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$ l/dk).....	85
Şekil 4.26. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	86
Şekil 4.27. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	86
Şekil 4.28. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	87
Şekil 4.29. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$ l/dk).....	87
Şekil 4.30. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$ l/dk).....	88

Şekil 4.31. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$ l/dk).....	88
Şekil 4.32. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$ l/dk).....	89
Şekil 4.33. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$ l/dk).....	89
Şekil 4.34. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$ l/dk).....	90
Şekil 4.35. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	90
Şekil 4.36. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	91
Şekil 4.37. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi( $m_{st}=6$ l/dk).....	91
Şekil 4.38. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$ l/dk).....	92
Şekil 4.39 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$ l/dk).....	92
Şekil 4.40. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$ l/dk).....	93

Şekil 4.41. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	93
Şekil 4.42. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	94
Şekil 4.43. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m <sub>st</sub> =5 l/dk).....	94
Şekil 4.44. 21 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m <sub>st</sub> =6 l/dk).....	95
Şekil 4.45. 26 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m <sub>st</sub> =6 /dk).....	95
Şekil 4.46. 31 <sup>0</sup> C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m <sub>st</sub> =6 /dk).....	96
Şekil 4.47. R134a soğutkanı için, 21 <sup>0</sup> C, 26 <sup>0</sup> C ve 31 <sup>0</sup> C süt giriş sıcaklıklarında ve 4 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası elemanları ve ekonomizerin tersinmezlik değerlerinin değişimi.....	96
Şekil 4.48. R134a soğutkanı için, 21 °C, 26 °C ve 31 °C süt giriş sıcaklıklarında ve 5 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası ve sisteminin tersinmezlik değerlerinin değişimi.....	97
Şekil 4.49. R134a soğutkanı için, 21 °C, 26 °C ve 31 °C süt giriş sıcaklıklarında ve 6 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası ve sisteminin tersinmezlik değerlerinin değişimi.....	97
Şekil 4.50. R134a soğutkanı için, 21 °C, 26 °C ve 31 °C süt giriş sıcaklıklarında ve 4 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası elemanları ve ekonomizerin tersinmezlik değerlerinin değişimi.....	98



Şekil 4.51. R134a soğutkanı için, 21 °C, 26 °C ve 31 °C süt giriş sıcaklıklarında ve 5 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası elemanları ve ekonomizerin tersinmezlik değerlerinin değişimi .....	98
Şekil 4.52. R134a soğutkanı için, 21 °C, 26 °C ve 31 °C süt giriş sıcaklıklarında ve 6 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası elemanları ve ekonomizerin tersinmezlik Değerlerinin eğişiimi.....	99

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1 2005 yılı itibariyle Türkiye'nin içme sütü tüketiminde bazı ülkelere göre durumu.....	2
Çizelge 1.2. Plakalı pastörizatör ve çift cidarlı kazan sistemleri ile ısı pompası sisteminde 1 kg sütün pastörizasyonu için harcanan enerji miktarları.....	14
Çizelge 2.1 Bazı Soğutucu akışkanlar ve karakteristik özellikleri.....	20
Çizelge 2.2 R-134a gazının fiziksel özellikleri.....	21
Çizelge 2.3 Sütün fiziksel özellikleri.....	31
Çizelge 3.1 Konvansiyonel sistemlerde kullanılan motorlara ait $\cos\phi$ güç katsayısı değerleri.....	51
Çizelge 4.1. Plakalı pastörizatör ve çift cidarlı kazan sistemleri ile ısı pompası sisteminde 1 kg sütün pastörizasyonu için harcanan enerji miktarları.....	71

## 1. GİRİŞ

İnsanın yaşamında ve sosyal hayatında birbirinden ayrılmaz üç unsur enerji, madde ve bilgi ihtiyacıdır. Enerji, çevrede değişiklik yapabilme kabiliyeti olarak tanımlanmaktadır. İnsan için müreffeh hayat şartının, hava, su, gıdadan sonraki en önemli unsuru enerjidir.

Bizim gibi gelişmekte olan ülkelerde sanayi ürünlerinin gayri safi milli hasıla içindeki payının artırılması büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle, sanayide kullanılan enerji maliyetinin düşürülmesi, müteşebbisin bol ve ucuz üretim yapmasına fırsat tanıyacaktır. Bu durumda iki seçenek vardır. Dışa bağımlı pahalı yatırımlarla ve yepyeni bir teknoloji ile enerji elde etmek veya enerji tasarrufu ile birlikte ucuz enerji kaynaklarını devreye sokmak. Günümüzde ikinci tercihin kabul edilmesi, gelişme yolunda olan ülkemiz için daha akılcı olacaktır. Bu çerçevede yüksek verimli türbinler ve buhar kazanları gibi enerji dönüştürücülerin kullanımını artırmak, güneş ve rüzgar enerjileri gibi bol ve ucuz enerji kaynaklarından yararlanmak gerekmektedir. Ayrıca, sanayi tesislerinde büyük miktarlar oluşturan düşük sıcaklıktaki atık enerjinin kullanılabilir duruma getirilmesi de önem taşımaktadır. Düşük sıcaklıktaki enerji kaynaklarından kullanılabilir enerjinin meydana getirilmesinde ısı pompaları büyük kolaylık sağlamaktadır (Pala ve Devres 1987).

Şüphesiz süt, insanoğlunun vazgeçemeyeceği besin maddelerinin başında gelir. İnsan sağlığı açısından son derece önemli bir yeri olan süte, hayatımızın her safhasında ihtiyaç duyduğumuz bir gerçektir.

Sütün vücut için en iyi değerlendirilme şekli, şüphesiz onun doğrudan doğruya süt olarak içilmesiyle mümkündür. Ancak bu suretle ihtiva ettiği kıymetli besin maddelerinden maksimum şekilde yararlanılabilir. Sütün bu şekilde tüketimi her zaman mümkün olmaz. Sütün hacimli olması, naklinin zor olması ve çabuk bozulması gibi

sebeplerden dolayı süt, daha dayanıklı mamüllere işlenmektedir (Yılmaz ve Oğulata 1989).

2005 yılı istatistiki rakamlarına göre Türkiye ile dünyadaki çeşitli ülkelerin içme sütü tüketim durumu Çizelge 1.1'de verilmiştir.

**Çizelge 1.1.** 2005 yılı itibariyle Türkiye'nin içme sütü tüketiminde bazı ülkelere göre durumu (litre / kişi / yıl) (Argemar Araştırma 2005)

Ülke	litre/kişi/yıl
Finlandiya	139
İsveç	111
İspanya	108
Avustralya	108
İngiltere	100
ABD	95
Rusya	94
Portekiz	91
Fransa	75
Romanya	75
Yunanistan	65
İtalya	63
Arjantin	61
Almanya	50
Polonya	33
Türkiye	30
<b>Avrupa ortalaması</b>	<b>95</b>

Isı pompasının esas prensibi, 1824 yılında Nicholas Carnot tarafından ortaya atılmıştır. Bu teori, 1850'de Lord Kelvin'in, soğutma cihazlarının, ısıtma amacıyla kullanılabilirliğini teklif etmesi ile 30 yıl daha geç gerçekleştirilebilmiştir. Lord Kelvin, iş yapan akışkan olarak havayı kullanmak suretiyle bir ısı pompası yapmıştır. Bu makinada çevre havası silindire çekilerek genişletilmiş, böylece havanın basınç ve sıcaklığı düşürülmüştür. Bu düşük basınç ve sıcaklıktaki hava, dışarı yerleştirilen bir ısı değiştiricisinden geçirilerek çevre havasından ısı çekilmiştir. Binanın içine ısıtılmış

hava verilmeden önce hava, atmosferik basınca kadar tekrar sıkıştırılarak, sıcaklık çevre havasının üzerine çıkartılmıştır. İsviçre’de dizayn edilen bu makinanın başarılı bir uygulama olduğu görülmüştür (Yamankaradeniz 1986).

Isı pompalarının performans katsayılarının, elektrik enerjisi kullanan sistemlere göre 3-6 kat, buhar kazanlarına göre 2 kat daha avantajlı olduğu da dikkate alınırca, gelişmiş ülkelerde geniş kullanımı olan ısı pompalarından yararlanmanın yurdumuzda da yaygınlaştırılması ile, önemli miktarlarda enerji tasarrufunun sağlanacağı söylenebilir (Yamankaradeniz 1986).

Enerji tüketim giderlerinin azaltılmasının yanı sıra, dünyanın doğal kaynaklarının korunması için de enerjinin etkin kullanımı gerekmektedir. 1960’lı yıllarda her şey üretim için görüşüyle beraber yüzyılın sonuna kadar maliyet ve kalite politikaları dikkate alınmış, 2000’li yıllarda ise bunlara ilaveten yönetim ve çevre bilinci de önem kazanmıştır (Özyurt 2002).

Ülkemiz sanayisi günümüzde, bir yandan enerjinin en büyük kullanıcısı durumuna gelmiş, öte yandan enerji potansiyeli bakımından da diğer sektörlere göreliderliğini sürdürmektedir. Bu durum sanayide yapılacak olan enerji verimliliği çalışmalarının önemini göstermektedir. Dünya Enerji Konseyi (WEC) Türk Milli Komitesi raporuna göre sanayi sektörü, ülkemiz nihai enerji tüketimi içinde yaklaşık %34 ve elektrik tüketiminde %54 paya sahiptir. Diğer taraftan 2000 yılında %37 olan enerji tüketimi payının 2010 ve 2020 yıllarında sırasıyla, %46 ve %56 olacağı tahmin edilmektedir (WEC 1997).

Dünya nüfusunun artışına paralel olarak enerji ihtiyacının hızla arttığı günümüzde, mevcut olan enerjinin daha ekonomik olarak kullanılması ve kaybolan enerjinin yeniden kazanılmasında tercih edilen en önemli sistemlerin başında buhar sıkıştırımalı çevrim esasına göre çalışan soğutma ya da ısı pompası sistemleri gelmektedir. Birçok alanda (gıda sanayi, kağıt endüstrisinde, konutlarda v.s.) kendine kullanılma imkanı bulmuş bu

sistemler özellikle sanayide enerjinin daha verimli ve etkin kullanımında önem arz etmektedirler.

Isı pompası tesislerinin, birincil enerjiyi kullanmadaki yüksek verimi, gerektiğinde soğutma veya serinletme amacıyla kullanılabilmesi, düşük sıcaklıktaki atık su kaynaklarını değerlendirme, güneş enerjisinden daha çok yararlanmaya imkan sağlama özellikleri, ayrıca elektrikle çalışan ısı pompası tesislerinin de ek olarak, yakın çevrede kirlilik oluşturmama, değişken çalışma koşullarında kontrol kolaylığı, farklı ısı yükleri ve işletme koşulları için çok sayıda modelin üretilmesi gibi üstünlüklere sahip olduğu dikkate alındığında bir çok alanda kullanılmasının tercih edilmesi daha iyi anlaşılacaktır (Özçelebi 1986).

Gelişmekte ve gelişmiş olan ülkelerde, enerji tüketiminin %50'si konutlarda harcanmaktadır. Bunun sonucunda enerji artıkları, önemli ölçüde çevre kirliliğine sebep olmakta, bundan dolayı ısı pompasına olan talep artmaktadır. Çünkü ısı pompasında; performansın yüksek olması, atık enerjiden yararlanılması, hem soğutma hem de ısıtma temini, değişik çalışma şartlarında kontrol kolaylığı, değişik modeller ve çevre kirliliğinin önüne geçilmesi gibi nedenlerden dolayı kullanımı cazip hale gelmiştir (Yüksel 1987).

Buhar sıkıştırımlı soğutma ya da ısı pompası sistemlerinin dizayn ve analizinde dört ana eleman olan kompresör, kondenser, genişleme vanası ve evaporatör ile birlikte iş yapan akışkan da dikkate alınır. Bu gibi sistemlerin simülasyonunda genelde iki yöntem kullanılır: Grafik metodu ve sistem simülasyonu. Sistem simülasyonunda sıcaklık, basınç, enerji ve kütle akışı gibi önemli işletme değişkenlerinin hesabı ve tahmini yapılmaktadır. Sıcaklık ve debi gibi sistem giriş koşulları kadar sistem elemanlarının performanslarının da çok iyi bilinmesi gerekir.

Sistem simülasyonu, sistemin çalışma koşullarındaki işletme parametrelerinin (sıcaklık, basınç, enerji ve kütleli debi) tahmini değerlerini belirleyen bir analiz ve dizayn

metodu olarak tanımlanabilir. Yöntemde enerji dengeleri, iş yapan akışkanın hal denklemleri, elamanlarının ve kontrol cihazlarının performans karakteristikleri kullanılır.

Lang (1977) yaptığı çalışmada, bir ısı pompası sisteminin süt proseslerinde enerji tasarrufuna yönelik katkılarını incelemiştir.

Wesley *et al.* (1985) ve çalışma arkadaşları ise, buhar sıkıştırımlı bir soğutma sisteminin evaporatörünü kullanarak sütü soğutmada, kondenserini kullanarak da su ısıtılmasında aydalandıkları bir çalışma yapmışlardır. Kurdukları bu sistemde kompresörün tahrikini bir rüzgar türbini ile sağlamışlardır. Bir buz kabı içerisine yerleştirilen evaporatör ile gelen süt soğutulmuştur.

Acar (1998) yaptığı çalışmada ev tipi bir soğutucunun kararlı hal modelini kurmuştur. Çalışmasında cihazın soğuk odası ile çevre havası arasında çalışan gerçek buhar sıkıştırımlı çevrime göre çalışan soğutma sisteminin işletme karakteristiklerini kararlı hal simüle eden bir bilgisayar programı geliştirilmiştir.

Herbas *et al.* (1993) Parise'nin yaptığı çalışmanın bir devamı niteliğini taşıyan buhar sıkıştırımlı ısı pompasının kararlı hal simülasyonu adlı çalışmasında da kondenserden kaybolan ısı miktarını da dikkate almış ve deney sonuçlarında daha iyi bir yaklaşım elde etmişlerdir. Kurulan modelde R-12 ile çalışan bir deney sistemi ile mukayese yapılmış, modelle deney sisteminin iyi uyum gösterdiği gözlemlenmiştir. Ayrıca aynı modelde R-134a modeli de kurularak performansı irdelenmiştir.

Ouazia and Snelson (1994) buhar sıkıştırımlı çevrimlerde soğutucu akışkan ve karışımlarının kullanımını ilk olarak inceleyen bir çalışma niteliği taşıyan simülasyon programı geliştirmişlerdir. Çalışmalarında, kurulan modelle yeni akışkanların kullanımı için kurulmuş bir su-su ısı pompası sisteminde yapılan deneylerle alternatif akışkanların performansını simüle eden bir program geliştirilmiştir. Çevrim analizi kararlı hal

koşullarda yapılmış ve R134a için deney sisteminde elde edilen verilerle simülasyon sonuçları mukayese edilmiştir.

Yazın soğutma, kışın ise ısıtma ihtiyacını karşılayan ısı pompası (klima) sistemleri ile ilgili çalışmalar literatürde çok sayıda bulunmaktadır. Pıhtılı vd (1993), yaptıkları bir çalışmada, bir mahallin ısıtma ve soğutma yüklerini karşılayacak, hava kaynaklı, paket tipi ısı pompasının analizini yapmıştır. Çalışmada, mahallin ısıtma ve soğutma yükleri dış çevre sıcaklığının fonksiyonu olarak hesaplanmış, sistemin ısıtma ve soğutma kapasitesi ve tüketilen güç buharlaştırıcı ve yoğuşurucu sıcaklıklarına bağlı olarak tespit edilmiştir. Ayrıca, ısıtma kapasitesi ile mahallin ısıtma yükünü, soğutma kapasitesi ile mahallin soğutma yükünü aynı grafik üzerinde gösterecek denge noktaları ve ısı pompasının uygun çalışma aralığı da tespit edilmiştir.

Isı pompaları ile atılan enerjiden de yararlanmak mümkündür. Fabrika, otel ve sinema gibi yerlerde atılan ısı enerjisinden yararlanılarak enerji tasarrufu sağlanması, günümüzde tercih edilen uygulamalardan bir tanesidir. Bunun için öncelikle atılan ısının enerji olarak büyüklüğü, sıcaklığı, ısıyı geri kazanma yolları, ısı alınan soğuk ortam, konstruktif özellikler, atılan akışkanın fiziksel ve kimyasal özellikleri, verimlilik ve benzeri hususlar ile kullanma gayesi gözönüne alınarak çok yönlü inceleme yapılması gerekmektedir. Bazı durumlarda sadece ısıtma gayesiyle ısı pompası kullanılması verimli olmayabilir. Çeşitli gayelerle hem soğutma ve hem de ısıtma gereken hallerde, ısı pompaları en uygun çözüm yolu olabilir. Kurutma tesislerini, sportif tesisleri, gıda ve tarım sanayiinden bazı çift yönlü uygulamaları örnek verebiliriz (Dağsöz 1990).

Bugün özellikle gelişmiş ülkelerde, ısı pompalarından değişik amaçlarla yararlanılmaktadır. Bunların başında, konutların ısıtılması, gıda sanayinde kurutma, iklimlendirme v.b. gelmektedir. Buna rağmen ısı pompalarının kullanımını yaygınlaştırmak, verimini yükseltmek ve alternatif kullanım alanları belirlemek için çok sayıda araştırma yapılmaktadır. Isı pompasının öneminin yurdumuzda da anlaşılmasından sonra, ısıtma, iklimlendirme ve kurutma gibi alanlarda kullanılabilme



imkanlarını belirlemek amacıyla başlanmış olan çalışmalara gruplar halinde devam edilmektedir (Yüksel 1987).

Pastörizasyon; sütün pastörizasyon sıcaklığına kadar ısıtılıp, ürün işleme sıcaklığına kadar soğutulması demektir. Yani proseste, hem ısıtma hem de soğutma işlemine ihtiyaç duyulmaktadır. Isı pompası sisteminde buharlaştırıcıdan düşük sıcaklıkta ısı çekilirken, yoğuşturucudan yüksek sıcaklıkta ısı atılmaktadır. Bir başka ifade ile, ısıtma ve soğutma işlemleri aynı anda yapılmaktadır. Bu bakımdan ısı pompaları süt pastörizasyonu işlemlerinde kullanılabilir (Bergmans 1981).

Yılmaz ve Aydın (1985) yaptıkları çalışmada, hava-hava, hava-su, su-hava ve su-su ısı pompalarının teorik modellerini yapmışlardır. Sistemin ana elemanları olan evaporatör, kondenser, kompresör ve kılcal boru ayrı ayrı ele alınarak boyutları hesaplanmıştır. Modeli kurulan bu sistemde genişleme vanası olarak kılcal boru kullanılmış, bu elemanda sürtünme ve ivmelendirme kayıpları dikkate alınarak hesaplama yapılmıştır. Aynı zamanda hava veya suyun eşanjörlere giriş sıcaklıkları ile bağlı nemlerin sistem performansına etkisi de incelenmiştir.

Khan and Zubair (1999), buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminin performans analizi için bir model geliştirmişlerdir. Kurulan modelde, suyun giriş sıcaklığı sabit tutularak soğutucu akışkan debisinin değiştirilmesiyle değişik soğutma kapasitelerindeki sistemin performansı incelenmiştir. Model ayrıca verilen toplam alan için evaporatör ve kondenser arasındaki ısı eşanjör alanının optimum değerini belirlemede de kullanılmıştır. Khan Zubair (2000) bir başka çalışmalarında da buhar sıkıştırımlı soğutma sistemlerinde aşırı soğutmanın sistem performansına etkisini irdeleyen bir model kurmuştur. Bu çalışmada aşırı soğutucuda soğutkanın doyma sıcaklığı için bir bağıntı elde edilmiştir.

Hawlder vd (2001) su ısıtma sisteminde güneş destekli bir ısı pompasının performansını incelemişlerdir. R134a soğutucusuna uygun bir evaporatör gibi hareket eden, üzeri camla kaplanmış düz levha güneş kolektörlü, güneş destekli ısı pompası su

ısıtma sisteminde analitik ve deneysel çalışmalar yapılmıştır. Sonuçlar, sistemin performansının, kollektör alanı, kompresör hızı ve güneş ışınlaması ile önemli derecede etkilendiğini göstermiş, ekonomik bir analiz ise sistem için yaklaşık iki yıllık bir minimum geri ödeme süresini ortaya koymuştur.

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, soğutma makinelerinde, iklimlendirme sistemlerinde ve ısı pompalarında en çok kullanılan çevrim türüdür. Çalışmalarında tüm buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleri incelenerek enerji ve ekserji analizleri yapılmıştır. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinin soğutma etkinliklerinin, ikinci yasa verimlerinin ve her proses sırasında ekserji kayıplarının hangi değerlerde olacağını hesaplanabilmesi için etkili ve kolay uygulanabilirliğini ortaya koymuştur (Akbulut ve Kıncay 2006).

Çomaklı *et al.* (1999) R-12, R-22 ve R-12/R114 soğutucu akışkan çiftlerinin değişik ağırlık oranlarında karıştırılması ile elde edilen nonazeotropik karışımların, buhar sıkıştırımlı ısı pompasının performansı üzerindeki etkilerini incelemek üzere bir çalışma yapmıştır. Sonuçta, soğutkan karışımlarının saf soğutkanlara göre daha yüksek performans sağladıkları görülmüştür.

Çomaklı ve Bayramoğlu (1993) çalışmalarında, güneş kollektörlü enerji depolu bir ısı pompası sistemi deney düzeneği kurarak Trabzon'da Haziran/Aralık aylarında (7 ay) deneysel ölçümler almış, ayrıca sistemin teorik modelini kurarak dinamik simülasyonu sonuçlarıyla karşılaştırma yapmışlardır.

Ayhan *et al.* (1992) yaptığı çalışmada, enerji depolu güneş enerjisi destekli ısı pompasının ekserji verimine enerji depolama tekniklerinin etkisini incelemek için bir deney sistemi kurmuştur. Haziran, Temmuz ve Ağustos aylarında yapılan deneylerden elde edilen datalarla ısı pompası sisteminin ekserji verimi hesaplanarak farklı sistemlerle karşılaştırmasını yapmışlardır.

Çomaklı *et al.* (1994) ise kurdukları bir buhar sıkıştırırmalı sistemle peynire işlenecek sütün hem pastörizasyonunu hem de mayalanma sıcaklığına kadar soğutulmasını araştırmışlardır. Bu araştırmadan elde edilen sonuçlarla ısı pompası sisteminin performans katsayısı hesaplanmış ve sütün mikrobiyolojik analizi yapılmıştır. Bu çalışmada iki önemli sonuca varılmıştır ki bunlardan birincisi ısı pompası sistemi enerji tüketimi yönünden daha ekonomiktir. İkincisi ise; süttten elde edilen mikrobiyolojik sonuçlar süt ürününün Türk Gıda Maddeleri Tüzüğüne uygun olduğunu göstermişlerdir.

Özyurt (2002) tarafından bildirildiğine göre, büyük kapasiteli ya da endüstriyel soğutma sistemlerinin ekonomik optimizasyonunun önemini göstermeyi ve de özellikle soğutma sistemlerinin dizayn parametrelerinin ekonomik optimum değerlerini belirlemek için geliştirilen bir bilgisayar programı yardımıyla sonuçların gösterilmesini amaçlamıştır. Yapılan çalışma sonucunda soğutma sistemlerinin ekonomik optimum dizaynında en önemli parametrelerini kondenser tipi, çevre sıcaklığı, yıllık çalışma saati, elektrik fiyatı, reel faiz oranı ve soğutkan tipinin olduğu ilk defa Usta and İleri (1999) ileri sürmüştür.

Özyurt (2002) tarafından bildirildiğine göre, buhar sıkıştırırmalı çevrimlerde kullanılan soğutkanlar ve soğutucu akışkan karışımlarının performansını incelemek için bir simülasyon programı geliştirmiştir. Çevrim analizinde ısı değiştiricilerindeki kaynak akışkanların sıcaklık değişimleri ortalama sıcaklık farkı kullanılarak hesaplanmış ve genişleme olayının sabit entalpide gerçekleştiği kabul edilmiştir. Soğutkanların termodinamik özellikleri Carnahan- Starling- Desantis hal denklemleri kullanılarak ilk defa Domanski and McLinden (1992) tarafından hesaplanmıştır.

Literatürde ayrıca, buhar sıkıştırırmalı çevrimler (soğutma sistemi ya da ısı pompası) için ekserji analizi ya da tersinmezlik analizi adı altında ikinci yasa incelemeleri de yapılmıştır.

Yeni bir enerji kaynağının enerji miktarını belirlemek, bir sistem kurulması için yeterli bilgi değildir. Asıl bilinmesi gereken, kaynağın iş potansiyeli ya da kaynağın iş yapma

imkanıdır. Belirli bir halde ve belirli bir miktarda enerjiden elde edilebilecek işi veren özelliğe kullanılabilirlik denir. Kullanılabilir enerji (availability) için ekserji (exergy) tabiri bütün dillerde ortak kullanılabilen bir tabir haline gelmiştir (Büyüktür 1985).

Ouazia and Snelson (1994), buhar sıkıştırmalı çevrimlerde soğutucu akışkan ve karışımlarının kullanımını ilk olarak inceleyen bir çalışma niteliği taşıyan simülasyon programı geliştirmişlerdir. Bu çalışmada, kurulan modelle yeni akışkanların kullanımı için kurulmuş bir su-su ısı pompası sisteminde yapılan deneylerle alternatif akışkanların performansını simüle eden bir program geliştirilmiştir. Çevrim analizi kararlı hal koşullarda yapılmış ve R134a için deney sisteminde elde edilen verilerle simülasyon sonuçları mukayese edilmiştir.

Michael Hughes (2001) ısı pompalarının çok çeşitli amaçlar için kullanıldığını inceleyen bir çalışma yapmıştır. Bu çeşitlilik bir alanın ısıtılmasından endüstriyel su ısıtmasına kadar değişiklik gösterir. Buhar sıkıştırmalı ısı pompalarının soğutucularının seçimi, kaynağın ve akışkanın ısısına göre kararlaştırılacağı tespit edilmiştir. Bir soğutucunun seçiminde üretim özelliklerinin etkisiyle, termodinamik, taşınma ve güvenlik özelliklerinin de birleşmesiyle yapılacağını belirtmişlerdir. Bu çalışmada gelecekte uygulanacak ısı pompalarının soğutucu özellikleri ile bağlantılı olarak uygulanan çok çeşitli uygulamalar incelenmiştir.

Kopac and Zemher (2006) yaptıkları çalışmada ekserji metodunu kullanarak NH<sub>3</sub>, R12, R22, HFC-134a gibi bazı farklı soğutucular için kullanılan buhar sıkıştırmalı soğutucu çevrimlerinin davranışlarını incelemişlerdir. Bir tesisin soğutulmasında, tesisin soğutucu yükü ve soğuk bölgenin doymuş sıcaklığı sabit tutulmuş, öte yandan evaporatör ve kondenserin doymuş sıcaklıkları sırasıyla 303 K den 313 K'ne ve 258 K den 248 K 'e değiştirilmiştir. Evaporatör ve kondenserdeki doymuş sıcaklık değişiminin çevrimdeki tersinmezlik oranına etkilerinin her bir soğutucu için ayrı ayrı elde edileceğini belirtmişlerdir. Çevrimin COP'nun her bir soğutucu için ayrıca belirlenerek karşılaştırılacağını ortaya koymuşlardır. Kullanılan soğutucular arasında diğerleri ile karşılaştırıldığında en ekonomik olanın R-12 olduğu bulunmuştur.

Colpan and Yeşin (2006) yaptıkları çalışmada enerji üretim tesisinin enerji, ekserji ve termodinamik analizini incelemişlerdir. Tesisin temel termodinamik özellikleri, asıl işlerlik koşullarının enerji analizinde kullanılmasıyla elde edilmiştir. Tesisdeki ekserji kaybını, termodinamik yetersizlikleri belirlemek ve tesisin gelecekteki gelişim planına rehberlik etmesi için çalışmışlardır. Maliyet ayarlamaları bu tesisteki bir çok alt sisteme uyarlanmış ve böylece tesisteki maliyet oluşumunu gözlemlemişlerdir. Buna ek olarak tesisteki her bir ürünün maliyet oranını da hesaplamışlardır.

Chang *et al.* (1996) yaptıkları bu çalışmada yatay konumlanmış tüpün sıvılaştırma ısı transferi özelliklerini incelemek için deneyler yapmışlardır. Bu deneyde iki farklı tüp kullanmışlardır, bunlar 26 ve 40-fpi liktir. Deneyde soğutucu gaz olarak R-134a kullanmışlardır.

Kuzgunkaya and Hepbasli (2007) yaptıkları çalışmada defne yapraklarının kurutulmasında ekserji değerlendirmesini yapmışlardır. Kurutulmuş hava sıcaklığının ekserji kayıpları, ekserji yeterliliği ve kurutma işleminin potansiyel ekserjik gelişimine etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarının sonucu göstermiştir ki kurutucunun ekserji yeterliliği artan kurutucu hava sıcaklığı ile birlikte artmaktadır. Defne yaprakları 40-50 °C arasında değişen sıcaklık ve %16 ile %19 arasında değişen nem ve 9. kurutma periyodu süresince 0,5m/s hızındaki hava akımında yeterince kurutulmuştur. Ekserji yeterlik değerleri iç akıntı, dış akıntı ve ekserji kayıplarına bağlı olarak %81,32'den %87,48'e kadar değişen aralıkta elde edilmiştir.

O'Neill *et al.* (2006) Amerika Birleşik Devletlerinde farklı bölgelerde yer altı suların termal ve ekonomik performanslarını incelemek için simülasyon çalışmaları yapmışlardır. Bu simülasyonlar saat başı yapılan enerji simülasyon programına dahil edilmiş, basitleştirilmiş bir kuyu modeli baz alınarak yapılmıştır. Dik sütunlu kuyuların istenilen montaj derinliği ve enerji maliyetleri, tekli U-boru kapalı mazgallı alanla karşılaştırılmıştır. Sonuçlar göstermiştir ki dik sütunlu kuyu sistemleri daha az sondaj

uzunluğuna ihtiyaç duymaktadır. Karşılaştırılmalı maliyet analizi 20 yıllık sistem işletmeleri dikkate alınarak yapılmıştır.

Isı pompasının gıda sanayiinde kullanılabilirliği değişik araştırmacılar (Anonymous 1980) tarafından ortaya konmuştur. Gıdaların kurutulması için yapılan bir çalışmada, 0°C'de buharlaşma ve 50°C'de yoğunlaşma sıcaklığında alışan Freon-12 soğutkanının kullanıldığı bir soğutma sisteminin aynı zamanda ısı pompası olarak nasıl çalıştırılabildiği belirtilerek, işlem şartları tartışılmıştır. Yine aynı çalışmada, ısı pompasının hava iklimlendirmesinde kullanılabilceği gösterilmiştir.

Meyve suyu konsantresi imalinde ısı pompalarının kullanılabilceği belirtilerek, etkin bir çalışma için prosesin nasıl dizayn edilmesi gerektiği gösterilmiştir (Anonymous 1982).

Seralarda da ısı pompası kullanımının mümkün olduğu gösterilmiştir. Yapılan bir çalışmada seraların 90/80°C'de su-hava ısıtıcısı ile ısıtılması yerine, ısı pompasından yararlanılarak döşemeden ısıtılması yapılmıştır (Dağsöz 1990).

Diğer taraftan, ısı pompaları endüstrideki atık enerjiiyi ısı kaynağı edinerek hem ısıtma, hem de soğutma amacıyla kullanılabilir. Isı pompasından yararlanılarak yüzme havuzu ısıtılması, buz pisti dondurulması buna bir örnektir. Aynı zamanda ısı pompasından yararlanılarak yüzme havuzlarının nem oranının dengede tutulması sağlanabilir (Dağsöz 1990).

Son ürünün, içme sütü, tereyağı, yoğurt, peynir, süttozu vb., ne olduğuna bakılmaksızın bu ürünler için kullanılacak sütün kesinlikle patojenik mikro- organizmaları yok edecek bir ısıl işlemden, pastörizasyondan geçmesi gerekmektedir. Böylelikle, ısıl işlemin birincil amacı insanlarda hastalığa yol açabilecek tüm mikro- organizmaları öldürmek, ikincil amacı ise üstün nitelikli bir ürünün eldesi için bu ürünün tadını, yapısını ve

dayanma süresini etkileyen diğer mikro- organizmaların ve enzimlerin işlevlerine son vermektir (Metin 1998).

Diğer endüstriyel proseslerde; Elektro kaplamacılıkta, kereste kurutulmasında, boya kurutma fırınlarında ısının geri kazanılmasında, tekstil endüstrisindeki kurutma işlemlerinde, zengin saf su üretiminde, deniz suyunun destilasyonunda, hadde fabrikalarında ısının geri kazanılmasında ısı pompaları kullanılmaktadır (Moser and Schnitzer 1985).

Isıl işlem en çok sıcak su veya buhar yardımıyla gerçekleştirilir. Bu yöntemde sıcaklık süre ilişkisi büyük önem taşır.

Kondenserinde atılan ısı miktarı ile sütün pastörizasyon sıcaklığına kadar ısıtılması mümkün olduğu gibi aynı zamanda pastörize edilen bu sütün evaporatörde de ısıyı çekilerek ürün sıcaklığına kadar soğutulması da mümkündür. Bu durum buhar sıkıştırılmalı çevrimlerin süt pastörizasyonunda kullanılabilirliğini göstermektedir. Bu gerçekten hareketle literatürde ısı pompalarının süt pastörizasyonunda kullanımına dair birçok çalışma yapılmıştır.

Lascelles and Jebson (1985) yaptıkları çalışmada Yeni Zelanda'da kurmuş oldukları sistemle süt endüstrisinde ısı pompalarının uygulanabilirliği ile ilgili bir araştırma yapmışlardır.

Özyurt (1996) çalışmasında, süt pastörizasyonunda kullanılan bir ısı pompası sisteminin klasik süt pastörizasyonu sistemleri olan plakalı pastörizatör ve çift cidarlı kazan sistemleri ile karşılaştırılmasını yapmıştır. Her üç sistemden de ölçümler alınarak enerji giderleri, ısı pompası ve sisteminin performans katsayısı (COP), birincil enerji oranı (PER) hesaplanmıştır. Çizelge 1.2'de üç sistemin hesaplanan enerji sarfiyatları verilmiş ve karşılaştırma yapılmıştır.

**Çizelge 1.2.** Plakalı pastörizatör ve çift cidarlı kazan sistemleri ile ısı pompası sisteminde 1 kg sütün pastörizasyonu için harcanan enerji miktarları (Özyurt vd 1998)

Enerji Türü (kJ/kg-süt)	Plakalı Pastörizer	Çift-cidarlı Kazan	Isı pompası Sistemi
Isı Enerjisi	248.66	494.49	-
Elektrik Enerjisi	98.2	5.93	182.8
Kullanılan Soğuk Suyun Eşdeğer Enerjisi	-	9.45	-
<b>Harcanan Toplam Enerji</b>	<b>346.86</b>	<b>509.87</b>	<b>182.8</b>

Özyurt vd (1998) yaptıkları çalışmada kurulan ısı pompası deney düzeneği ve klasik sistemler olan çift- cidarlı kazan ve plakalı pastörizatör sistemlerinden elde edilen deneysel verilerin analizi sonucunda, 1 kg süt başına enerji sarfiyatında ısı pompası sisteminin diğer klasik sistemlerden daha az enerji harcadığı görülmüştür. Elde edilen sonuçlara göre ısı pompası sisteminin plakalı pastörizer sisteminden yaklaşık 2 kat; çift-cidarlı kazandan ise 3 kat daha az enerji harcadığı ortaya konmuştur.

Hosoz and Direk (2006) yaptıkları bir çalışmada havayı ısı kaynağı olarak kullanan bir ısı pompası gibi çalışabilen R134a araç içi iklimlendirme sisteminin performans özelliklerini incelemişlerdir. Bu amaçla bir otomobilin iklimlendirme sisteminin orijinal parçaları ve sistemi tam tersi durumda çalıştırmak için bazı ekstra ekipmanların kullanıldığı bir alan üzerinde deneysel bir analiz yapmışlardır. Sistem iç ve dış bobinlerin girişinde kompresör hızı ve hava sıcaklığının değiştirilmesiyle iklimlendirme ve ısı pompası konumlarında test edilmiştir. Durağan konumundaki test sonuçlarından alınan bilgilerin değerlendirilmesi çalışma durumunun her iki çalışma konumundaki her bir sistem parçası tarafından yok edilen ekserji oranı, kompresör deşarj ısı, performans katsayısı ve kapasite üzerinde etkisini göstermiştir. Isı pompası çalışmasının yalnızca normal hava koşullarında yeterli ısıyı verdiği ve dış sıcaklığının azalmasıyla ısıtma kapasitesinin aniden düştüğü gözlemlenmiştir. Buna rağmen, iklimlendirme çalışmasıyla karşılaştırıldığında, ısı pompası çalışması genellikle daha yüksek performans katsayısı ve parça başına daha az ekserji kayıp oranı sağladığı görülmüştür. Ayrıca iç bobini tekrar dizayn ederek sistemin ısıtma konumu, performansını



geliştirmek diğerk soğutucudaki yüksek ısıtmayı devre dışı bırakarak, eksoz gazı veya motor soğutucu gibi daha iyi ısı kaynakları uygulamakta mümkündür.

Söylemez (2006) yaptığı çalışmasında süt pastörizasyon uygulamalarında kullanılan yardımcı ısı ile bağlantılı ısı pompası ve soğutucu sistemlerinin en faydalı uygulama konumlarını tahmin etmek için uygulanan basit cebirsel formülün termo ekonomik optimizasyon analizini yapmıştır. Bu çalışmada basit bir ekonomik metod bütün sistem parçalarının termal analizi ile birlikte sistemin termo ekonomik analizi için kullanılmıştır.

Bu çalışma kapsamında; önceden kurulmuş olan süt pastörizasyon sistem dizaynı yeniden gözden geçirilerek etkili olabilecek temel elemanlar kontrol edilerek bunlardan bazıları değiştirilmiştir. Sistemde önceden kullanılmış olan R-114 gazından elde edilen performans analizi, ekserji analizi ve enerji analizi sonuçları, R-134a gazı ile yapılan çalışma sonucunda elde edilen performans analizi, ekserji analizi ve enerji analizi sonuçları karşılaştırılmıştır. Ayrıca Plakalı pastörizatör ve çift cidarlı kazan sistemleri ile ısı pompası sisteminde 1 kg sütün pastörizasyonu için harcanan enerji miktarları karşılaştırılmıştır.

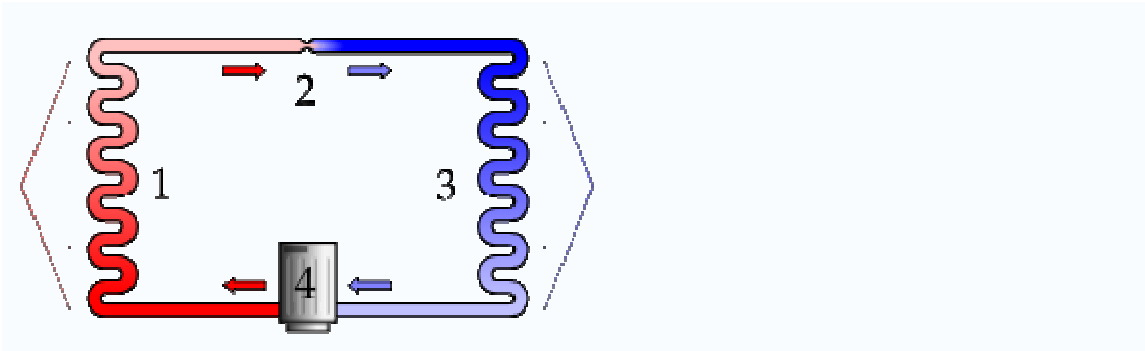
## 2. KURAMSAL TEMELLER

Bu bölümde ısı pompalarının genel tanımı yapılarak süt pastörizasyonunda kullanılan yöntemler tanıtılacaktır.

### 2.1. Isı Pompaları

Gerçekte bir soğutma çevrimi olan ısı pompası çevriminin temel prensibini Nikolas Léonard Sadi Carnot 1824 yılında ortaya atmıştır. 26 yıl sonra 1850 yılında Lord Kelvin'in soğutma cihazlarının, ısıtma maksadı ile kullanılabileceğini ileri sürmesiyle ısı pompası uygulamaya girmiştir. II. Dünya Savaşı'ndan önce ısı pompasının geliştirilmesi ve kullanılabilir hale getirilmesi için birçok mühendis ve bilim adamı bu alanda araştırmalar ve çalışmalar yapmıştır. Savaş yıllarında endüstri, imkanlarını daha acil problemlere yönelttiği için bu çalışmalara ara verilmiş, savaştan sonra çalışmalara tekrar başlanmıştır.

Isı pompası endüstrisinin 1950'lerde sahip olduğu potansiyel, yüksek kuruluş maliyeti, tabi gaz ve petrole dayanan enerjinin ucuzlanması nedeniyle ısı pompasına olan güven 1960'lı yıllarda azaldı. Isı pompalarının bu duraklamadan sonra önem kazanması 1973'deki enerji krizinden sonra olmuş ve bu tarihten sonra birçok çalışmalar yapılmıştır.



Şekil 2.1. Isı pompası çevrim şeması

1. Yoğuşturucu (Kondenser)
2. Genleşme Vanası ( Kısılma Vanası )
3. Buharlaştırıcı ( Evaporatör)
4. Kompresör

Isı pompası çevriminin termodinamik temeli: sıcaklığı düşük bir ortamdan çekilen ısının, sıcaklığı daha yüksek olan bir ortama verilmesi ve bu işlemin gerçekleşmesi için de sisteme dışarıdan iş verilmesidir. Bu amacı gerçeklemek için geliştirilen sistem, bir yerin çevre sıcaklığı altında tutulması için kullanılıyorsa soğutma makinası, bir yerin çevre sıcaklığı üzerinde tutulması için kullanılıyorsa ısı pompası adını alır.

Isı pompası, ısı makinası çevriminin tersi bir çevrime göre çalışan, dışarıdan iş yapılmasıyla soğuk ısı kaynağından sıcak ısı kaynağına ısıyı nakleden makinalardır.

Buhar sıkıştırma esasına göre çalışan ısı pompaları, dışarıdan kendisine iş verilen kompresörlerin tahrikinde kullanılan kuvvet makinalarına göre adlandırılabilir. Bunlar sırasıyla:

1. Elektrik ısı pompaları
2. Gaz ısı pompaları
3. Diesel ısı pompaları

Isı pompaları ısı kaynaklarına göre:

1. Hava kaynaklı ısı pompaları,
2. Toprak kaynaklı ısı pompaları,
3. Yer üstü su kaynaklı ısı pompaları,
4. Yer altı su kaynaklı ısı pompaları,
5. Güneş enerjili ısı kaynaklı ısı pompaları,
6. Jeotermal enerji kaynaklı ısı pompaları,
7. Atık ısı kaynaklı ısı pompalarıdır.

İşletme çevrimlerine göre;

1. Hava-hava işletme çevrimli ısı pompaları,
2. Hava-sıvı işletme çevrimli ısı pompaları,
3. Sıvı-sıvı işletme çevrimli ısı pompaları,

Termodinamik çevrimlerine göre:

1. Termoelektrik ısı pompaları,
  2. Absorpsiyonlu ısı pompaları,
  3. Buhar sıkıştırımlı ısı pompaları
- olarak sınıflandırılabilir.

Genellikle “Buhar Sıkıştırımlı Çevrimli” ve “Absorpsiyonlu” ısı pompası çeşitleri kullanılmaktadır.

### **2.1.1. Buhar Sıkıştırımlı Isı Pompaları**

Buhar sıkıştırımlı ısı pompaları temel olarak 4 ana elemandan oluşurlar. Bunlar; kompresör, kondenser (yoğuşturucu), evaporatör (buharlaştırıcı) ve genişleme vanasıdır.

**Kompresörler**, evaporatörlerden emiş borusuna gelen gaz halindeki soğutkanı emerek sıkıştırır, sıkışmış olan soğutkan gazı basma hattı (yüksek basınç) borusu vasıtasıyla kondensere göndermektedir. Uygulamada kullanılan bir çok kompresör tiplerinden en önemlileri şunlardır: Açık tip kompresörler (Open Type), yarı hermetik tip kompresörler, hermetik tip kompresörler, Rotary (döner) tip kompresörler, scroll kompresörler ve pistonlu tip kompresörlerdir.

**Kondenserler**, kompresörün bastığı yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutkan gazı, tekrar sıvı haldeki soğutkan hale çevirirler. Bu görevi bir motor ve fan yardımıyla lamelleri

arasından hava geçirerek yapan kondensere hava soğutmalı kondenser denir. Kapalı bir tüp içinde bulunan bakır boruların içinden su, dışından soğutkan geçirilerek çalışan tiplere su soğutmalı kondenser denir. Ayrıca hem hava ve hem de su kullanarak çalışan evaporatif kondenselerde mevcuttur.

**Genleşme Valfi**, kondenserde sıvılaştıran soğutucu akışkanın; evaporatöre girişten önce basıncın düşmesini önleyip, soğutkanın bu bölümde sıvı halde kalmasını sağlayarak evaporatöre girişini sağlar. Ayrıca evaporatöre giren sıvının buharlaşacağı basınç ve sıcaklığın ayarlanmasını sağlar. Bu işi otomatik olarak yapabilmesi için, emiş devresi üzerine montajı yapılmış bir hissedici uca (bulb) sahiptir. Isı pompası sistemlerinde kullanılan değişik tipdeki genleşme valflerinden bazı tipler şunlardır: otomatik genleşme valfi, termostatik genleşme valfi ve şamandıralı genleşme valfidir. Günümüzde en çok kullanılan tipi ise termostatik tip genleşme valfidir.

**Evaporatörler**, genleşme valfinden basıncı düşerek geçen sıvı, soğutkan evaporatöre girer. Basıncı düşmüş olan sıvı soğutkan, evaporatör vasıtasıyla çevresindeki ısıyı kendi üzerine alarak buharlaşır. Dolayısıyla etrafının soğumasına sebep olur. Soğutulacak cisimlerin ısıları, hava veya direkt temas yoluyla evaporatör içindeki soğutkana geçerek onun buharlaşmasına sebep olur. Buharlaşan soğutkan, evaporatörden kompresör yardımıyla emilerek dolaşıma devam eder.

Isı pompası ya da soğutma sistemlerinde bu dört ana eleman dışında kullanılan **yardımcı elemanlar** da vardır. Bu elemanların bazıları şunlardır: sıvı deposu, yağ ayırıcı, gözetleme camı, selenoid valf, elektrik kumanda tablosu v.s.

**İş Yapan Akışkanlar (soğutkanlar)**, ısı pompalarında kullanılan iş yapan akışkanlar için "soğutkan" ya da "soğutucu" terimleri de kullanılır. Çizelge 2.1'de bazı soğutucu akışkanlar ve karakteristik özellikleri verilmiştir.

Saf soğutkanlar, düşük sıcaklıktaki uygulamalarda kullanılan akışkanlar olarak göz önünde bulundurulurlar. Fakat bazen yüksek sıcaklıklarla ilgili tesislerde de kullanılabilirler.

Bugün kullanılmakta olan ısı pompası ya da soğutma makinalarının birçoğu, bir sıvının buharlaşması esnasında çevresinden aldığı gizli ısıdan yararlanmaktadır. Yeterli derecede düşük sıcaklıklarda buharlaşabilen bir sıvı, soğutma maksadıyla kullanılabilir.

En çok kullanılan soğutkan grupları şunlardır: inorganik bileşikler, hidrokarbonlar, halojenli hidrokarbonlar, bunların yanı sıra alkoller, esterler ve az önemli olan başka akışkanlar da vardır. Ancak florlu- karbonlu soğutkanların ozon tabakasına zarar vermeleri ve sera etkisi yapmalarından dolayı uluslararası kuruluşlarca (Türkiye’de dahil) bu soğutkanlar yasaklanmıştır. Bu soğutkanların yerine çevre dostu da denen alternatif soğutkanlar üretilmiştir.

**Çizelge 2.1.** Bazı soğutucu akışkanlar ve karakteristik özellikleri (Özyurt 2002)

Soğutkan	Kimyasal Formülü	Donma Noktası °C	Kaynama Noktası °C	Kritik Sıcaklık °C	Kritik Basınç bar
R 12	CF <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>	-157.78	- 29.78	112.0	41.17
R 22	CHF <sub>2</sub> Cl	-160.00	- 40.80	96.0	49.70
R 114	C <sub>2</sub> F <sub>4</sub> Cl <sub>2</sub>	- 93.80	3.80	145.7	32.60
R-134a	C <sub>2</sub> F <sub>3</sub> CH <sub>2</sub>	-96.60	-26.16	101.1	40.67
R-152a	C <sub>2</sub> H <sub>3</sub> CH	-117.00	-25.00	113.5	44.92
R 717	NH <sub>3</sub>	- 77.80	-33.30	133.0	114.30
R 718	H <sub>2</sub> O	0.00	100.00	374.2	221.10

R-134a gazı, halokarbon grubunda bulunan çevreye zararı düşük, yanıcı ve toksik olmayan, renksiz, hafif etere benzer kokusu olan bir soğutucu gaz olup, kimyasal formülü C<sub>2</sub>F<sub>3</sub>CH<sub>2</sub> (tetrafloraetan)’dir. Çizelge 2.2’de R-134a gazına ait fiziksel özellikler verilmiştir (Bileşik Oksijen Sanayi 2006).

**Çizelge 2.2.** R-134a gazının fiziksel özellikleri (Bileşik Oksijen Sanayi 2006).

Moleküler Ağırlık	102 Kg.mol <sup>-1</sup>
Kaynama Noktası (1 atm)	-26,5 °C
Yoğunluk, likit (su:1 atm)	1.21 Kg/l
Erime noktası	-101 °C
Buhar basıncı (25 °C)	6,65 bar
Yoğunluk, gaz (hava:1)	3,5 Kg/m <sup>3</sup>
Spesifik ağırlık (25 °C)	1,208
Kritik Sıcaklık	101 °C
Kritik Basınç	40,7 bar

### 2.1.2. Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompasının Termodinamiği

Yukarıda temel görevleri izah edilen buhar sıkıştırılmalı ısı pompası sisteminin ana elemanlarına ait termodinamik süreçler özetle şu şekilde gerçekleşmektedir:

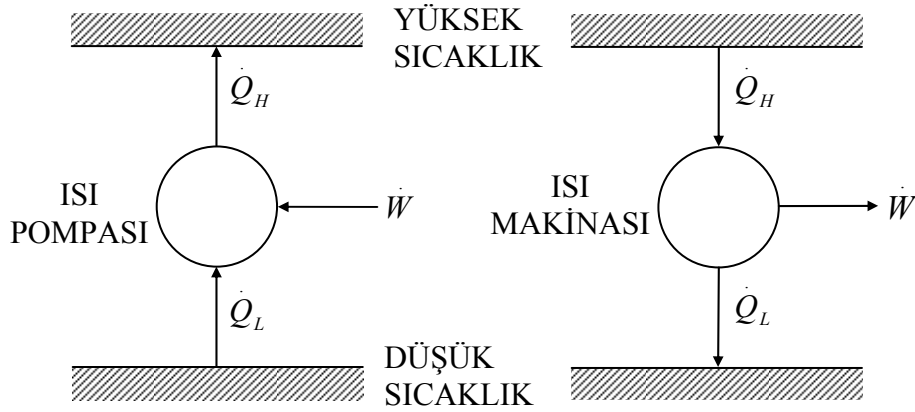
Kompresörde, kompresörü tahrik eden motorun enerjisi sıkıştırma işi olarak soğutkana geçer ve basıncını artırır. Soğutkan, kompresör girişinde ya doymuş buhar ya da kızgın buhar halindedir.

Kondenserde, kompresör çıkışında çevreden daha sıcak olan soğutkan önce ısını ortama atıp doymuş kuru buhar haline gelir. Daha sonra kondenserde sabit yoğuşma sıcaklığında sıvılaşır ve buharlaşma ısını ortama atar. Kondenser boyunca, soğutucu akışkanın aldığı haller sırası ile kızgın buhar- doymuş kuru buhar- sıvı halleridir.

Genleşme vanasında basınç ani olarak düşer. Soğutkanın bir kısmı buharlaşır. Kısa zamanda çevre ile hiçbir enerji alışverişi olmadığından buharlaşan kısım enerjisini bünyeden çeker, sıcaklık da ani olarak düşer. Soğutkan ise genleşme vanası sürecinde sıvı - buhar karışımı durumlarındadır.

Evaporatörde, iş yapan akışkan düşük basınç ve sıcaklık şartlarında ısı kaynağından ısı çekerek sabit sıcaklıkta önce buharlaşır. Buhar halindeki soğutucu buradaki dış sıcaklık civarına kadar bir miktar kızar ve çevre soğutulur. Evaporatör boyunca soğutucu akışkanın hal değişimi sırası ile sıvı buhar karışımı- buharlaşma- doymuş kuru buhar- kızma- kızgın buhar şeklindedir.

1824 yılında Sadi Carnot, ilk kez termodinamik bir proses için tanımlanan termodinamik "çevrim"i kullandı. Carnot çevrimi o zaman ısı pompası performansının tespitinde temel bir referans oldu.



**Şekil 2.2.** Isı pompası ve ısı makinasının termodinamik modeli

Şekil 2.2.'de de görüldüğü gibi ısı pompasının, ısı makinasının tersi olduğu kolaylıkla görülebilir. Isı makinasında ısı, yüksek sıcaklıktaki bir kaynaktan çekilerek iş üretilir ve ısı, düşük sıcaklıktaki bir kaynağa aktarılır. Oysa ısı pompasında düşük sıcaklıktaki bir kaynaktan ısı çekilerek, yüksek sıcaklık seviyesinde bir kaynağa transfer etmek için sisteme iş verilmesi gerekir.



Eğer her iki makina da tersinir ise (ısı ve iş kaybının söz konusu olmadığı termodinamik işlemler)  $\dot{Q}_H/\dot{W}$  oranının her iki halde de aynı olacağı kolaylıkla görülebilir. Bu sistemlerde bu oran çok önemlidir. Isı makinaları için,  $\dot{W}/\dot{Q}_L$  olarak yazılır ve ısı verim olarak adlandırılır. Isı pompası durumunda ise  $\dot{Q}_L/\dot{W}$  yazılır ve performans katsayısı ya da ısıtma tesir katsayısı olarak adlandırılır (COP).

Diğer önemli bir husus da,  $\dot{Q}_L/\dot{W}$  oranı soğutma makinalarında soğutma tesir katsayısı olarak kullanılmaktadır ve  $COP_{so}$  olarak gösterilmektedir. Buna göre bu üç sisteme ait bağıntılar şu şekilde oluşur:

Isı makinasının ısı verimi;

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_L} \quad (2.1)$$

Isı pompasının performans katsayısı;

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{W}} \quad (2.2)$$

Soğutma cihazının Performans katsayısı;

$$COP_{so} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \quad (2.3)$$

$\dot{Q}_H = \dot{W} + \dot{Q}_L$  olduğu için ısı pompasının performansı katsayısı şu şekilde düzenlenebilir [45].

$$COP_{ip} = COP_{so} + 1 \quad (2.4)$$

Bir başka kriter de Birincil Enerji Oranı (BEO)'dır. Çeşitli yakıtları ya da enerji kaynaklarını kullanarak çalışan farklı ısı pompası sistemleri ile ısı eşanjörleri ya da Rankine çevrimleri gibi diğer enerji geri kazanım sistemlerinin karşılaştırılması için BEO kullanılır. BEO, ısı pompasını çalıştıran enerjinin elde edildiği esas yakıtın (örneğin; petrol, gaz ya da kömür) dönüşüm verimi kadar ısı pompası performans katsayısını (COP) da kapsar. BEO, şu şekilde tanımlanır:

$$BEO = \frac{\text{Isı pompasından atılan faydalı ısı}}{\text{Tüketilen birincil enerji}}$$

Çoğu zaman ısı verimi  $\eta_t$  olan bir ısı makinası, bir ısı pompası kompresörünün çalıştırılması için kullanıldığından BEO için alternatif bir tanımlama yapmak mümkündür. Bu durumda:

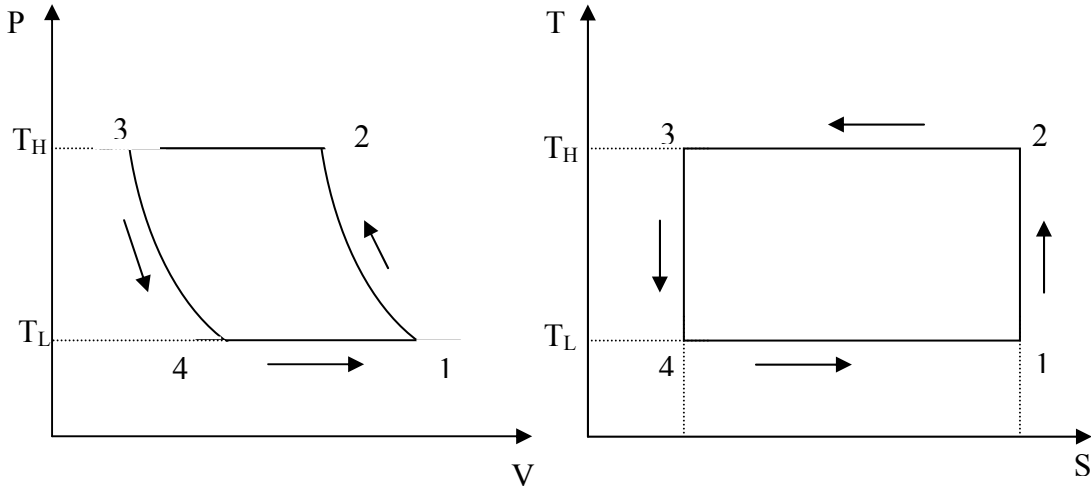
$$BEO = \eta_t COP \quad (2.5)$$

Bunun yanısıra enerji tasarrufu veya enerji geri kazanımı açısından ısı pompalarının, diğer sistemlere göre avantajını ya da dezavantajını gösterecek karakteristik değerler tanımlamak mümkündür.

Isı pompalarının performans analizi, termodinamik çevrimlerinin iyi bilinmesiyle mümkündür. Bu çevrimler, ideal ısı pompası çevrimi olan ters Carnot çevrimi ve gerçek ısı pompası çevrimleridir.

Şekil 2.3'de Ters Carnot Çevrimine göre, iki sıcaklık kaynağı arasında çalışan bir ısı pompasının P-v ve T-s diyagramları gösterilmiştir. Bu çevrim, ısı pompası uygulamalarında kullanılır. Isı,  $T_H$  sıcaklığında izotermal olarak atılır ve  $T_L$  sıcaklığında izotermal olarak çekilir. Genişleme ve sıkıştırma işlemleri izentropik olarak gerçekleşir. Gerekli iş miktarı dışarıdan bir motor vasıtasıyla verilir. Entropi tanımı ve termodinamik kanunlar kullanılarak, Carnot performans katsayısı şu şekilde elde edilir:

$$COP_c = \frac{T_L}{T_H - T_L} + 1 = \frac{T_H}{T_H - T_L} \quad (2.6)$$



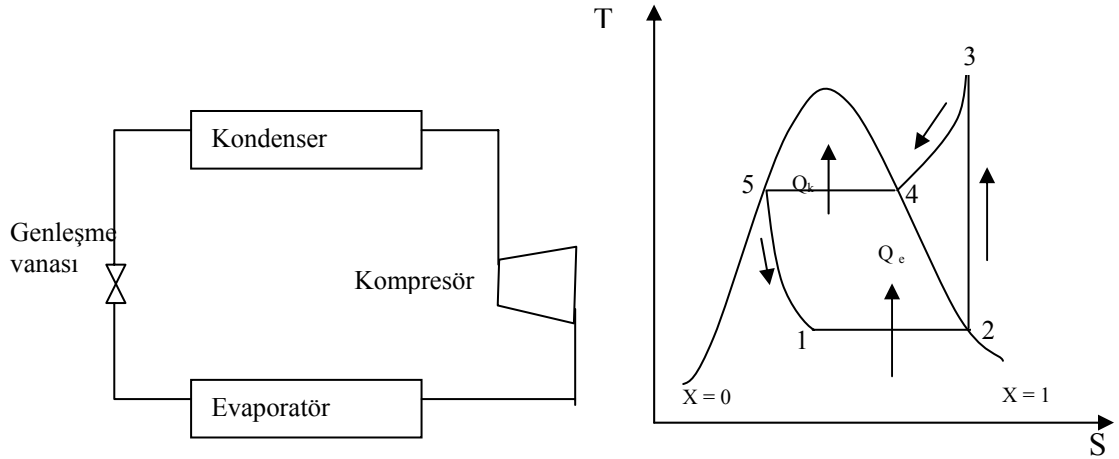
**Şekil 2.3.** Carnot ısı pompası çevrimi

Verilen sıcaklıklarda gerçekleşen izotermal buharlaşma ve yoğunlaşmalı ısı pompasının performans katsayısı, verilen Carnot çevriminin performans katsayısından daha iyi olamaz.

Carnot çevrimi incelendiği için, hemen hemen izotermal şartlar altında gerçekleşen ısı girişi ve çıkışı sağlamak gerekiyor. Bunu gerçekleştirmek için, seçilmiş olan akışkan istenen sıcaklık ve basınçlarda faz değiştirecektir. Buharlaşırken ısı çekecek ve yoğunlaşırken ısı atacaktır. Bu prosesler, çevrimin izotermal safhasında gerçekleşir. Çoğunlukla kompresör tiplerinin mekanik sınırlamalarından dolayı, normalde çevrimin sıkıştırma işlemi kuru buharda gerçekleşir.

Şekil 2.4'te görüldüğü gibi 1 noktasından 2 noktasına buharlaşma işlemi sabit basınç ve sıcaklıkta olur. Genişleme işlemi, soğutucu akışkanın sıvı ve buhardan oluşan iki faz

karışımında meydana gelir. Bu iki işlem düşük basınç ve sıcaklıkta gerçekleşir. Fakat faz oranının belli kısımlarda olması (bu oran bazen %50 olabiliyor) kullanışlı değildir. Çünkü evaporatöre bir kısım buhar girişi istenmeyen bir durumdur.



**Şekil 2.4.** Buhar sıkıştırırmalı çevrimin şematik resmi ve sıcaklık entropi diyagramı

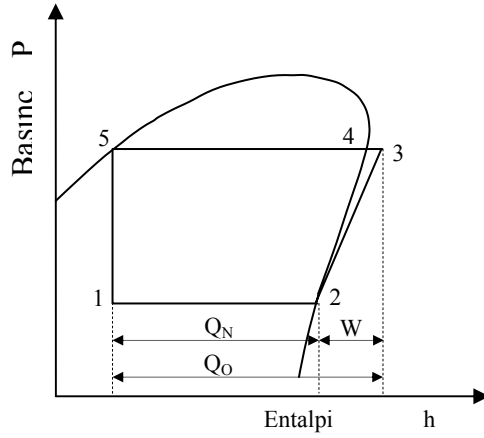
- |         |   |
|---------|---|
| 1.....2 | Sabit basınç (izobarik) ve sabit sıcaklıkta (izotermal) ısı çekilişi<br>(buharlaşma işlemi) |
| 2.....3 | Sabit entropide (izentropik) sıkıştırma   |
| 3.....4 | Sabit basınçta buharın soğuması   |
| 4.....5 | Sabit basınç ve sabit sıcaklıkta yoğuşma  |
| 5.....1 | Sabit entalpide genişleme   |

$$COP_t = \frac{h_3 - h_5}{h_3 - h_2} \quad (2.7)$$

2 ve 3 noktaları arasında kuru buharın izentropik sıkıştırılması yapılıyor. Gerçekte bu yapılamaz; fakat olaya hala ideal çevrim olarak yaklaşılmaktadır. Tersinmez genişlemeden dolayı Carnot çevrimi verimine ulaşmak mümkün değildir.

Yüksek basınçta soğutkan 3 noktasında kompresörden ayrılır. Yalnızca kuru buharın sıkıştırılması gerektiğinden ve bu izentropik bir hat boyunca gerçekleştiğinden; buhar, kızgın buhar haline gelir. Bu kızgın buharı da 4 noktasında yoğuşmaya başlamadan

önce sabit basınçta soğutmak gereklidir. 4 ve 5 noktaları arasında buhar kalmayınca kadar sabit sıcaklıkta yoğuşma sürdürülür. Bu da gösteriyor ki kondenser yüksek sıcaklığın sonunda kızgın buharın belli bir miktarını yoğuşturmak zorundadır.



**Şekil 2.5.** İdeal buhar sıkıştırımlı çevrimin basınç- entalpi (log p-h) diyagramı

Şekil 2.5'de de görüldüğü gibi 5-1 noktaları arasında adyabatik genişleme meydana geliyor. log p-h diyagramının kullanılışının bir sebebi de daha kullanışlı olmasıdır. Bir çevrimin analizi için, kompresöre giriş ve çıkışta soğutkanın halini bilmek gereklidir. Gerçekte, gerçek ısı pompası proseslerinde Carnot çevriminde gösterilen genleşme makinası ( $s = \text{sabit}$ ) nın yerine genleşme valfi ( $h = \text{sabit}$ ) kullanılır. Bu vesileyle bir miktar iş kaybı olur. COP'de önemsiz bir azalma olur. Genelde, genleşme türbini vasıtasıyla bu kayıp işi geri kazanma işlemi ekonomik değildir. Bir nozulda oluşan genleşme işlemi tersinmezdir. Genellikle işlem adyabatik olarak kabul edilir. Bunun anlamı, yüksek basınçtan alçak basınç haline geçerken ısı transferi ya da ısı eklenmesinin söz konusu olmaması ve entalpinin sabit olduğudur. p-h diyagramının ikinci büyük avantajı da kolay anlaşılır olmasıdır. Yatay eksen entalpi olduğu için, direkt olarak  $\dot{Q}_H$ ,  $\dot{Q}_L$  ve  $\dot{W}$  değerleri ölçülebilir.  $\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}$  basit bağıntısı açık bir şekilde görülebilir ve daha önemlisi diyagram, COP değeri için bir fikir verir. Yüksek COP değeri elde edilmesi için,  $\dot{Q}_H$  büyük olmalı ve sıkıştırma işi  $\dot{W}$  küçük olmalıdır.



kompresöre 2' noktasında girer, böylece kompresöre sıvı damlalarının giriş riski azaltılır. Buhara sıvı damlalarının karışmamasını temin etmek için en fazla 10 K kadar kızgın buhar sağlanabilir.

İş yapan akışkan ve kompresör arasındaki ısı transferinden ve kompresördeki işlemin tersinmezliğinden dolayı, kompresörde gereğinden fazla entalpi artışı olacaktır. Bu durum, çıkış sıcaklığı artışının bir neticesidir. Şekil 2.6.'de 3' noktasında gösterilmiştir. Bu artış, kompresörün "izentropik verim"i olarak tanımlanır ve:

$$\eta_i = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (2.8)$$

şeklinde ifade edilir (Moser and Schnitzer 1985).

İş yapan akışkan evaporatörden ayrılırken kızgın buhar haline getirilmesi gerektiğinden, bu proses en uygun ve en iyi bir şekilde sağlanmalıdır. 5 noktasında aşırı soğutma süresince yoğuşan soğutucudan ayrılan ısı, 2 noktasında aşırı soğutucu ya da soğutucu olarak adlandırılan bir ısı değiştiricisinde birleştirilerek kompresöre giden buharın kızgın buhar haline getirilmesinde kullanılabilir.

Kızgın buhar işleminin bir dezavantajı olarak, aynı kütle miktarında daha az yoğunlukta buhar işlendiği için kompresör boyutları artacaktır. Çok daha önemli bir problem de kompresör çıkış sıcaklığının artmasıdır. Birçok kompresöre ve soğutkana işletme sınırlaması getiren sebeplerden biri de bu çıkış sıcaklığıdır. Yüksek sıcaklıktan dolayı tahliye vanası zarara uğrayabilir ya da yağlama yağı ile soğutkan ayrışımında problemler olabilir. Kızgın buhar işleminin gerekli olmasının yanısıra, iş çevrimini etkileyen ikinci önemli bir unsur da kompresör verimidir.

## 2.2 Sütün Pastörizasyonu ve Süte Uygulanan Isıl İşlemler

Süt teknolojisinde uygulanan ısıl işlemler genel olarak;

- a) Pastörizasyon
- b) Sterilizasyon
- c) Termizasyon olmak üzere üç grup altında incelenmektedir.

Çizelge 2.3'te sütün fiziksel özellikleri verilmiştir. Isıl işlem denildiği zaman, sütün hem ısıtılması hem de soğutulması anlaşılmaktadır. Önceleri süte ısıl işlem uygulanmasındaki tek amaç, insanlarda hastalığa neden olan patojen bakterilerin öldürülmesi olarak kabul edilmiştir. Ancak sonradan ısıl işlemin pek çok yararları olduğu anlaşılmıştır. Bugün ısıl işlemin amaçları şu şekilde sıralanabilir:

- a) Sütte bulunan ve hastalığa neden olan bakteri ve virüsleri öldürmek,
- b) Sütte bulunan ve süt mamullerinin bozulmasına neden olan mikroorganizmaları tamamen veya kısmen öldürmek,
- c) Sütte bulunan ve mikroorganizmalar tarafından üretilen enzimleri kısmen veya tamamen inaktif hale getirmek,
- d) Sütün fiziksel ve kimyasal özelliklerinde bazı iyileşmeler sağlayarak, sütü bazı teknolojik işlemler için daha uygun hale getirmek.

Çiğ sütün 65°C'de 30 dakika veya 71°C'de 15-30 saniye süreyle ısıl işleme tabi tutulması suretiyle patojenlerin tamamının öldürülmesi, toplam bakteri sayısında ise yaklaşık %95-99.9 oranında bir inhibisyon sağlanması pastörizasyon olarak tanımlanmaktadır. Pastörizasyonda hedef mikroorganizma *coxiella burnetti* veya *Mycobacterium tuberculosis* (verem mikrobi) 'dir. Sütün pastörizasyonunda dikkate alınması gerekli hususları (amacı) şu şekilde özetleyebiliriz:

- a) Patojen mikroorganizmaların tamamının (%100) ve diğer mikroorganizmaların %95-99'unun öldürülmesi gerekir. Hedef mikroorganizma, sıcaklığa karşı en dayanıklı olan "*coxiella burnetti*"dir.



b) Pastörizasyondan sonra süt doğal niteliklerini, özellikle besin değeri ve koruyucu özelliğini kaybetmemeli, duyuşal özelliklerinde hissedilir bir değışiklik meydana gelmemelidir.

c) Süt orjinli ve mikrobiyal kaynaklı enzimleri kısmen veya tamamen inaktif hale gelmelidir.

Bunlar arasında en önemli olan husus, patojen bakterilerin mutlaka öldürölmüş olmasıdır. Aksi taktirde hastalıkların süt yoluyla yayılması söz konusu olur (Metin 1998).

**Çizelge 2.3.** Sütün fiziksel özellikleri

Özellikler	Değerler
özgül ağırlık	1.032 (g/cm <sup>3</sup> )
viskozite	2.5 (cp)
donma noktası	0.54 (°C)
kırılma indisi	1.3478
ısı kapasitesi	0.92 (cal/g/grd)

### 2.2.1 Kesikli Pastörizasyon (Düşük Sıcaklıktaki Uzun Süreli Pastörizasyon= “LTLT”)

Kesikli pastörizasyon standardı: 62 - 65 °C’de 30 dakikadır. Düşük sıcaklıkta uzun süre pastörizasyon yönteminde ya çiğ süt tank içine konulduktan sonra ısıl işlem uygulanır ve ambalajlanır veya önce plastik torbalara ya da şişelere doldurulup kapatıldıktan sonra ısıl işlem uygulanır. Bu nedenle “tankta pastörizasyon” ve “paketli sütlerin pastörizasyonu” şeklinde de ifade edilir (Metin 1998).

Düşük sıcaklıkta uzun süre pastörizasyon, küçük kapasiteli süt işletmeleri, peynir ve tereyağı işletmeleri için oldukça ekonomik ve uygulaması kolay bir yöntemdir. ilk

yatırım ve bakım masrafları düşüktür. Buna karşın dezavantajları vardır: buharın açıkça kullanılması sonucu, işletme içerisindeki rutubet oranı ve sıcaklık artar, buhar ve soğuk su sarfiyatı da çok fazladır. Ayrıca fazla sayıda işçiye ihtiyaç vardır. Bütün bunlardan daha önemli olan bir başka sakıncası ise, sütün ısıtılması ve soğutulması için uzun süreye ihtiyaç duyulmasıdır. Bu durum hem zaman açısından hem de pastörize sütün kalitesi açısından sakıncalıdır. Şişelenmiş sütlerin özellikle direkt buharla pastörizasyonu sırasında, ısı transferinde de bazı sorunlar olabilir. Bu nedenle sıcaklık süre kombinasyonunun, tüm şişelerin arzulanan pastörizasyon hedefine ulaşacakları şekilde çok iyi seçilmesi gerekir. Ancak bu durumda, bazı şişeler gereğinden daha yoğun olarak bir ısıl işleme tabi tutulmuş olurlar. Bu nedenlerle içme sütü üretiminde önerilmez (Metin 1998).

### **2.2.2. Sürekli Pastörizasyon (Yüksek Sıcaklıkta Kısa Süreli Pastörizasyon = “HTST” ve Ultra – Pastörizasyon)**

Sürekli pastörizasyon normu: 71 – 74 °C’de 15 - 30 saniyedir. Ultra pastörizasyon normu: 85 - 90 °C’de 8 - 15 saniyedir. Her ne kadar pastörizasyon işlemine bir süreklilik kazandırmak için tankta pastörizasyon sistemlerinde bazı gelişmeler ve bazı kombinasyonlar yapılmış ise de, ısıl işlemde süreklilik ve etkinlik, borulu ve plakalı ısı değiştirici gibi akışkan ısı değiştiricilerin gelişmesiyle sağlanmıştır. Bu ekipmanlar sayesinde sütün sürekli akışı sağlanmakta ve kapalı bir sistem olduğu için, daha hijyenik bir çalışma olanağı vermektedir. Bu nedenlerle süt sanayiinde, özellikle içme sütü üretiminde geniş bir kullanım alanı bulmuştur. “Sürekli akış sistemleri” olarak da tanımlanan bu yöntemin avantajlı yönleri şu şekilde sıralanabilir (Metin 1998).

- a) Sütün ısınması ve soğutulması için az zamana ihtiyaç vardır.
- b) Kapalı bir sistem olması nedeniyle kirlenme olasılığı çok azdır.
- c) Gerekli ekipmanlar derli toplu olup fazla yer işgal etmezler.
- d) Sistemle çalışmak ve prosesi kontrol etmek çok kolaydır. Sıcaklık değişiklikleri fazla değildir ve hassas ayarlama yapılabilir.

- e) Sütün fiziksel ve kimyasal özelliklerinde fazla bir değişikliğe meydan vermeden yüksek sıcaklık uygulanarak daha etkin bir mikroorganizma redüksiyonu sağlanır.
- f) Isıtma ve soğutma daha ekonomik yapılabilir.
- g) Proses bölümünün rutubet ve sıcaklığının artmasına neden olmaz.

Sürekli akış sistemleri saatte 2000 litrenin altındaki kapasiteler için pek uygun sayılmaz. Isıl işlem sırasında, ısı değiştirici yüzeyinde sütün katı maddelerinden kaynaklanan bir tortu birikir. Tortunun derecesine bağlı olarak ısı transferinde azalma görülür. Bazı koşullarda uygun sıcaklık olduğu takdirde bu tortu üzerinde termofilik bakteriler çoğalabilir. Bu nedenle uzun süreli çalışma zorunluluğu olduğu durumlarda hem etkin bir ısı transferi ve hem de bakteri gelişmesini frenlemek açısından, işlemin durdurulup iyi bir ara temizleme ve dezenfeksiyon yapılması zorunlu olabilir. Sürekli akış sistemine göre çalışan plakalı ısı değiştiriciler ve borulu ısı değiştiriciler süt sanayiinde yaygın olarak kullanılır.

Sütün plakalı ısı değiştiriciler ile pastörizasyonunda, belirli sayıda plakanın biraraya gelmesiyle muhtelif bölümler oluşturulur. Bu bölümler; “soğutma”, “ısıtma”, “rejenerasyon”, ve “sıcaklık tutma” veya “bekleme” bölümleridir. Bu bölümlerin bir çerçeve ile sıkıştırılarak bir araya getirilmesi suretiyle plakalı pastörizatörler meydana getirilir.

Plakalı ısı değiştirici tipi pastörizatörlerde genellikle 5 bölüm mevcuttur:

1. Bölüm – Soğutma (cooling section)
2. Bölüm – Rejenerasyon (regeneration section)
3. Bölüm – Rejenerasyon (regeneration section)
4. Bölüm – Tutma veya bekletme (holding section)
5. Bölüm – Isıtma (heating section)

Süt işletmelerinde sıcak su veya vakumlu buhar ısıtmalı plakalı pastörizatörler kullanılır. Atmosferik basınçtaki doymuş buhar, pastörizatördeki sıcaklık farkını yükselttiği için pek tercih edilmez. Soğutma ortamı olarak ta ürünün çıkış sıcaklığına bağlı olarak soğuk su, buzlu su, salamura veya alkol kullanılabilir (Metin 1998).

### 3. MATERYAL ve YÖNTEM

#### 3.1. Deneysel Çalışma

##### 3.1.1. Isı Pompası Deney Düzenegi

Sütün pastörizasyonunda kullanılan sistemin resmi Şekil 3.1’de görülmektedir.



Şekil 3.1. Isı pompası deney düzenegi

Deney düzeneği; üç ana kısımdan oluşmaktadır:

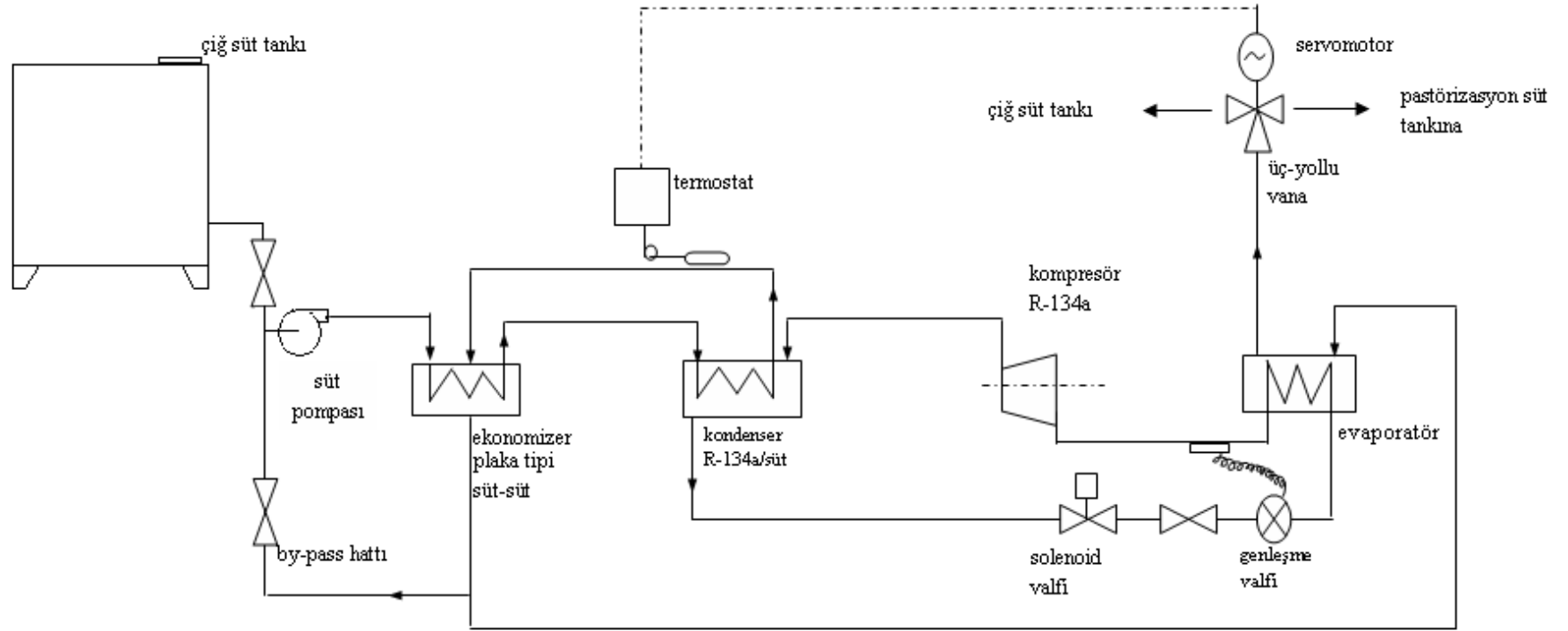
**a- Gaz devresi:** Soğutucu akışkan olarak Freon- 134a (R-134a gazı, halokarbon grubunda bulunan çevreye zararı düşük, yanıcı ve toksik olmayan, renksiz hafif etere benzer kokusu olan bir soğutucu gaz olup, kimyasal formülü  $C_2F_3CH_2$  (tetrafloraetan) dir (Bileşik Oksijen Sanayi 2006).

Kullanılan devrede; kompresör, yağ ayırıcı, kondenser, sıvı deposu, genişleme vanası, evaporatör, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma ısı eşanjörleri, drayer, selenoid valf, filtre, gözetleme camları ve by- pass hattı bulunmaktadır. Şekil 3.2'de ısı pompası sisteminin gaz devresi şematik olarak gösterilmiştir.

**b- Süt devresi:** Süt pompası, süt deposu, ekonomizör, pastörize olmuş süt çıkış hattı, pastörize olmamış süt iade hattı bulunmaktadır. Şekil 3.3'de ısı pompası sisteminin süt devresi şematik olarak gösterilmiştir.

**c- Ölçüm ve kontrol elemanları:** Termostat, servomotor, elektronik donanımlar, manometreler, 12 kanallı sıcaklık ölçer, termo-elemanlar ve diğer yardımcı aygıtlardan oluşmaktadır.





Şekil 3.3. Isı pompası sistemi süt devresi şematik resmi



Deney düzeneğindeki elemanlar aşağıda kısaca açıklanmıştır:

### **3.1.1.a. Kompresör**

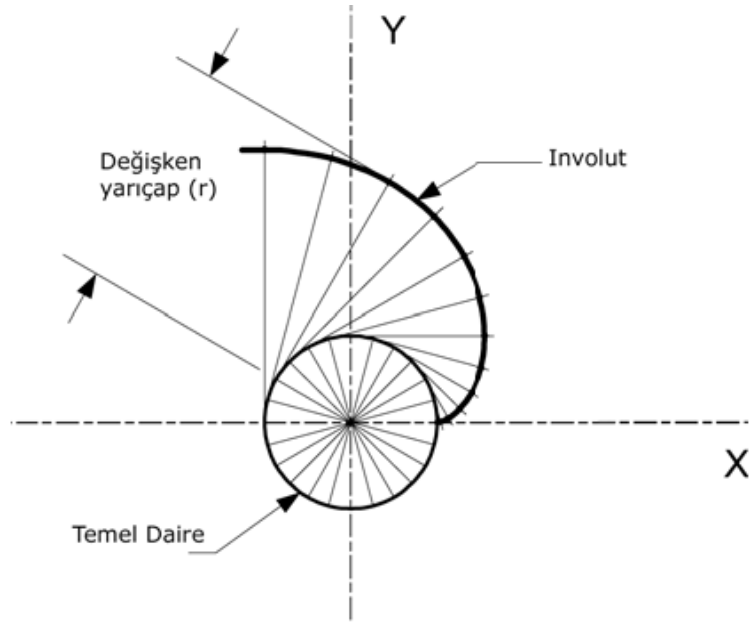
Üç ana tipi mevcuttur. Sistemimizde scroll kompresör kullanıldı (Özku 2006).

**a) Pistonlu Kompresörler :** Soğutma sistemlerinde en çok kullanılan kompresör tipidir. Pistonlu kompresörler bir silindiri ve pistonlu olandan 16 silindiri ve pistonlu büyük boylara kadar değişik ebatlardadır.

**b) Rotary Kompresörler :** Bu tip kompresörler piston yerine, dönel hareketle çalıştılarından bu şekilde adlandırılır. Genellikle küçük güçlerle çalışan cihazlarda kullanılırlar. Pistonlu kompresörlere göre daha sessiz ve daha az yer kaplarlar. Daha az enerji harcarlar, ancak arıza riski fazla ve onarımı imkansızdır.

**c) Scroll Kompresörler :** Scroll kompresörlerin çalışma prensibi, geleneksel pistonlu ve alternatif kompresörlerin çalışma prensiplerinden çok farklıdır. Arşimed spirali denilen, iki spiralden oluşmaktadır. Bu iki spiral iç içe biri diğerinin içinde olarak pozisyonlaşmıştır ve bu şekilde orak şeklinde bir takım cepler oluştururlar. Sıkıştırma esnasında, spirallerden biri ( üstteki ) sabit kalır; alttaki spiral ise rotor üzerindeki eksantrik kısma monte edildiğinden, rotatif değil, yörüngesel olarak hareket ederler.

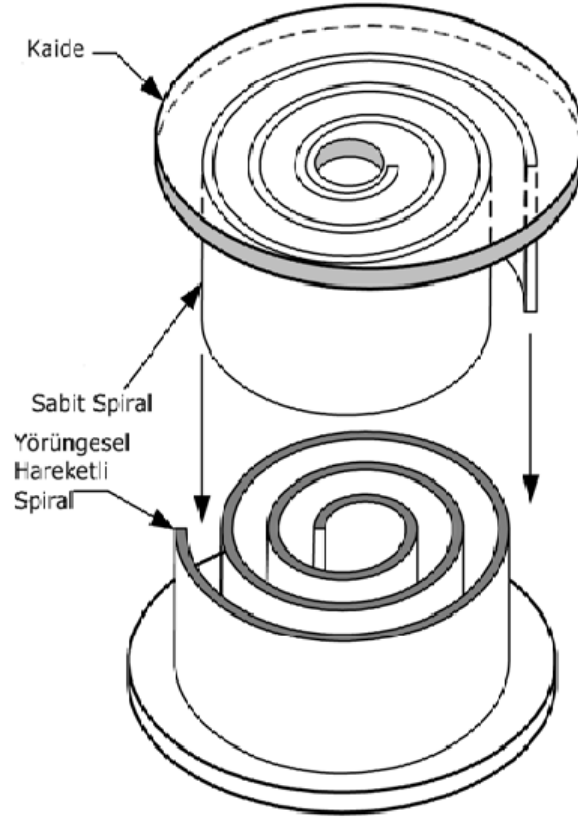
Bu tip kompresörlerin bulunduğu devrelerde mutlaka; faz koruma rölesi, termik koruma ve uygun akım kontrollü sigorta kullanılması şarttır. Yanlış çapta bakır boru hattı veya kanal dizaynlarında aşırı yük nedeniyle kompresör hasar görebilir. Bu tip kompresörlerin tamir ve onarımları mümkün değildir. Pahalı olmalarına rağmen düşük güçlerle yüksek verim elde etme kabiliyetleri mevcuttur. Sessiz çalışırlar ve az yer kaplarlar.



**Şekil 3.4.** Bir involut spiralın yarı çapı temel bir dairenin çevresinden itibaren ölçülür.

**Çalışma Prensibi;** tanım olarak kıvrılma, bir merkez etrafında dönme ya da bükülmedir. Her kıvrım bir bükülmedir. Spiral, sabit bir merkez etrafında gittikçe büyüyen yarıçap üzerinde hareket eden bir noktanın konumu ile tanımlanan dairesel bir eğridir.

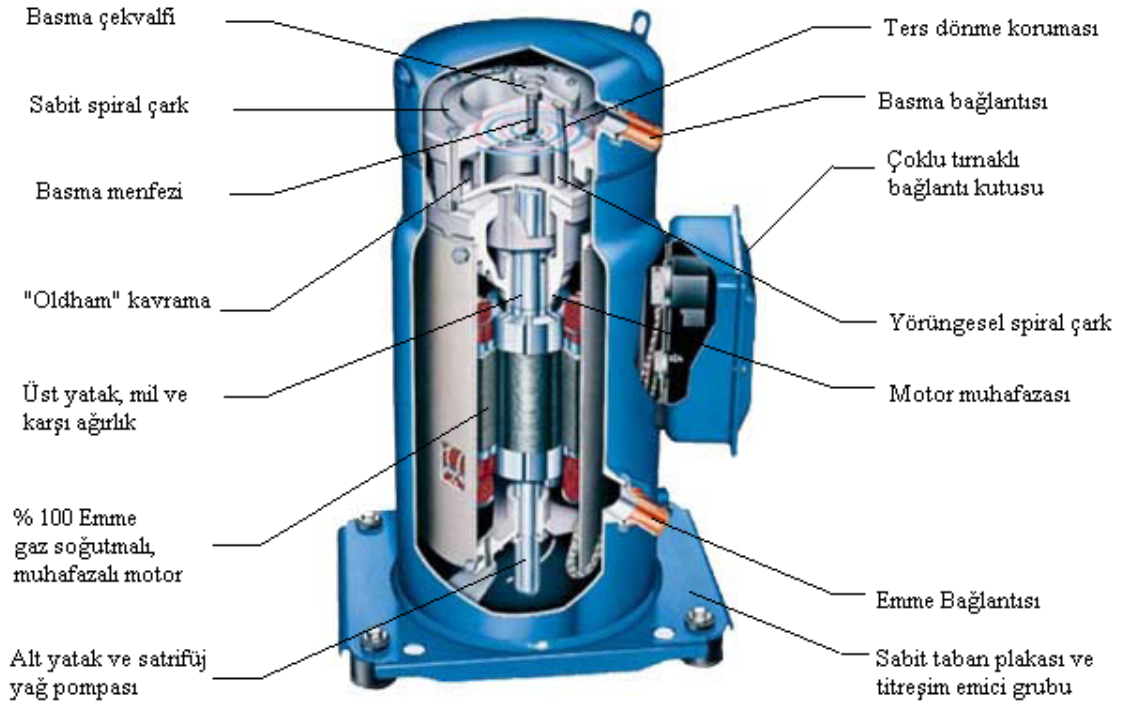
Spiral kompresör tasarımında önemli bir yeri olan *involut* spiral, sabit bir eksen üzerindeki temel dairenin çevresine göre sürekli değişen bir yarıçap ile tanımlanan bir spiraldir ( Şekil 3.4). Eğrinin görünümü bir silindirden boşalan gergin bir telin ucuna benzer.



**Şekil 3.5.** Spiral çark seti birbirinin aynı iki spiralden oluşur, bunlardan biri ters yüz edilir ve  $180^\circ$  döndürülerek diğesinin içine geçirilir.

Bir spiral kompresörde temel sıkıştırma elamanı ‘spiral’dir. Kavram olarak, serbest olarak duran, involut spiral şeklinde işlenmiş bir metal şerittir. Spiral bir ucundan sabit ve düz bir kaideye bağlanmıştır. Spiral seti, birbiri ile aynı geometriye sahip iki spiralden oluşur. Bunlardan biri  $180$  derece döndürülerek tersyüz edilir. İkincisinin boşlukları içine sokulur (Şekil 3.5).

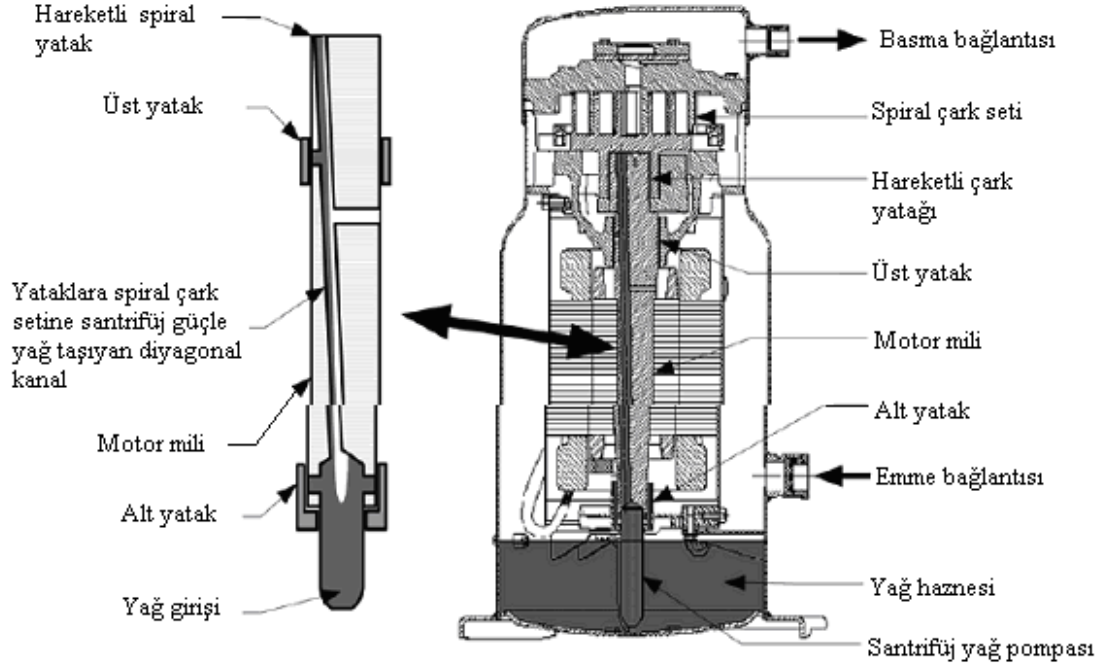
“Oldham” olarak adlandırılan ve özel olarak tasarlanmış bir kavrama alttaki spirali sabit bir açısal pozisyonda tutar, dönmesini engeller ve yörüngesel bir güzergahta radyal olarak hareket etmesini sağlar (Teknik Bülten Mart 2005).



**Şekil 3.6.** Tam hermetik spiral kompresör

**Yapı ve Operasyon;** Spiral kompresörler tam hermetiktir. Spiral seti, kavrama, karşı ağırlık, motor ve yatakları, silindir şeklinde kaynaklı çelik bir gövde içine yerleştirilmiştir.

Hava koşullandırma ve soğutmada kullanılan spiral kompresörlerin çoğu dikey konumlandırılmış, spiral çark setleri motor milinin üst ucuna monte edilmiştir (Şekil. 3.6). Değişik üreticilerin spiral kompresörleri arasında yapısal farklılıklar olmasına karşın temel özellikler aynıdır.



**Şekil 3.7.** Dikey konumlaması sayesinde geniş bir yağ haznesi işlevini yerine getiren gövde, performer spiral kompresöre mükemmel bir sıvı iletme yeteneği kazandırır.

**Gövde;** Performer spiral kompresör gövdesi, dikey konumlandırılmış, silindirik bir kaptır. Düşük ve yüksek basınçlı olmak üzere iki uca ayrılmıştır. Gövdenin hacimce büyük bir kısmı soğutucunun emme basıncında çalışır ve içinde motor, yağ pompası ve spiral çark setinin hareketli parçaları bulunur.

Kompresörün sabit spiral çarkının üzerinde bulunan, göreceli olarak daha yüksek basınçlı küçük bölüm, gaz titreşim sesini ve titreşimi azaltarak deşarj susturucu işlevini yerine getirir. Soğuk soğutucu emme gazı, alt bağlantı üzerinden geniş emme bölümüne girer. Gövde içinde gazın hızı önemli ölçüde düşer ve böylece taşıdığı yağlama maddesi ve az miktardaki sıvı soğutucu gazdan ayrılır.

Performer spiral kompresörlerde, emme gazının tümü motor üzerinden yukarı, spiral çark setine doğru hareket eder. Soğutucu gaza karışmış olarak kompresöre ulaşan çok küçük miktardaki yağ, spiral çark kanatlarının sızdırmazlığını sağlamaya yeterli olacak

yağlanmayı sağlar. Sıkıştırılmış gaz, çekvalf üzerinden yüksek basınçlı bölüme geçer ve bir basma bağlantısı üzerinden kompresör gövdesini terk eder. Gövdenin alt kısmı bir yağ ve sıvı deposu işlevini görür (Teknik Bülten Mart 2005).

Performer kompresörlerinin yüksek biriktirme kapasitesi, uzun borulu ve yüksek soğutucu yükleri gerektiren sistemlerde kullanılmasını sağlar.

Performer spiral kompresörlerde, motor mili üzerine açılan diyagonal kanal üzerinden tahrik edilen ve yataklara yağlama maddesi dağıtan santrifuj yağ pompası kullanılır (Şekil 3.7) (Teknik Bülten Mart 2005).

### **3.1.1.b. Kondenser**

Süt soğutmalı, yatık tertipli boru/dış zarf tipi kondenser kullanılmıştır. Kompresörde sıcaklığı ve basıncı yükselttilerek kızgın buhar durumuna getirilen akışkan, kondenserde yoğunlaştırılır. Yoğuşma esnasında soğutucu gaz (R-134a), evaporatör ve kompresörden aldığı ısıyı süte verir. Kondenserin kapasitesi 4310 kcal/h ( 5 kW) dır. Kondenser, süte zarar vermeyen Cr-Ni 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Oksidasyonu önlemek amacıyla da birleştirme yerleri argon kaynağı ile kaynak yapılmıştır. Kondenserin süt ve gaz devresi tamamen kapalıdır. Dış yüzeyi ise klimaflex ile izole edilmiştir.

### **3.1.1.c. Genleşme Vanası**

Kondenserden ayrılan yüksek basınç ve sıcaklıktaki aşırı soğutulmuş sıvı soğutkan akışkan, genleşme vanası yardımıyla düşük basınç ve sıcaklığa genişletilir. Genleşme vanası, aynı zamanda evaporatöre verilmesi gereken soğutkan miktarının ayarlanmasını da sağlamaktadır.

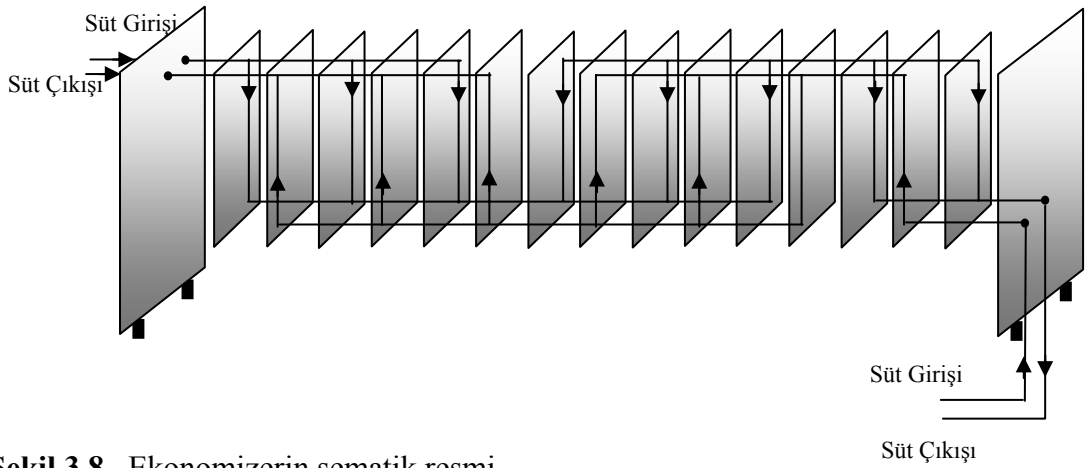
### **3.1.1.d. Evaporatör**

R-134a gazının süttten ısı alarak buharlaştığı, süt soğutmalı yatık tertipli boru/dış zarf tipi evaporatör kullanılmıştır. Boruların içerisinden R-134a akışkanı, dış yüzeyinden süt

akmaktadır. Görevi, soğutkanın sütün ısı olarak buharlaşmasını ve sütün de soğumasını sağlamaktır. Evaporatörün kapasitesi 2700 kcal/h ( 3 kW) dır. Evaporatör de, kondenser gibi sülle çalıştığı için sülle zarar vermeyecek şekilde Cr-Ni 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Birleşme yerleri ise argon kaynağı ile kaynak yapılmıştır. Evaporatörün süt ve gaz devreleri tamamen kapalı olup dış yüzeyi klimaflex ile izole edilmiştir.

### 3.1.1.e. Ön Isıtma/Ön Soğutma Isı Eşanjörü (Ekonomizör)

Şekil 3.8’da şematik resmi gösterilen ve bir adı da rejeneratör olan bu ısı değıştiricisi plakalı tip olup Cr-Ni 304 kalite paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Görevi, çiğ sütün kondenserdan gelen sıcak sülle ön ısıtmaya tabi tutmak ve kondenserde sülle verilen ısının belli bir miktarını geri kazandırmak, böylece ısı pompası sisteminin performansını da artırmaktır. Bir başka deyişle enerji harcamadan sütün ön ısıtma ve ön soğutma ihtiyacını karşılamaktadır.



Şekil 3.8. Ekonomizerin şematik resmi

### 3.1.1.f. Süt Pompası

Yarı hermetik olup paslanmaz çelikten yapılmıştır. Pompa, depodan gelen sütün sistemde devrini (sirkülasyon) sağlar. Debisi 1,2 m<sup>3</sup>/h olup, basma yüksekliği 15-22 mss. dur. Pompayı tahrik eden elektrik motoru tek fazlı olup gücü 0,5 HP ve devri de 2760 d/dk’ dır.

### 3.1.1.g. Yardımcı Elemanlar

Sistemde kondenslerden sonra sisteme uygun yatık silindirik tipli bir sıvı tankı bulunmaktadır. Sıvı tankında yüksek basınç altında ve çevre sıcaklığına yakın bir sıcaklıkta bulunan sıvı haldeki soğutkan, sıvı borusu üzerinden genişleme vanasına gelmektedir. Sabit basınçtaki sıvı soğutkan, çevreden daha sıcak olan sıvı tankı içinde beklerken çevreye ısı verir ve bir miktar soğur. Sıvı tankının dışında soğutkanı izlemek için bir de gözetleme camı bulunmaktadır.

Şekil 3.2'de de görüldüğü gibi, kompresör ıslak tip olduğu için gaz devresine bir yağ ayırıcı konulmuştur. Yağ ayırıcı içerisinde R-134a soğutkanından ayrılan sıcak yağ, tekrar kompresörde kullanılmak üzere (1) nolu ısı eşanjöründe evaporatörden gelen düşük sıcaklıktaki R-134a gazı ile başlangıç şartlarına kadar soğutulur. Yağın sirkülasyonu kompresör tarafından yapıldığı için ayrıca bir yağ pompasına ihtiyaç duyulmamıştır. Ayrıca yağın kompresöre dönüş hattında, yağdaki pisliklerin tutulduğu bir filtre ve gözetleme camı bulunmaktadır. Yağ filtresinden süzülen yağ kompresöre girip soğutma ve yağlama işlemini gerçekleştirir.

Şekil 3.2'de gösterildiği gibi sistemde (1) ve (2) nolu iki adet ısı eşanjörü bulunmaktadır. (1) nolu ısı eşanjörü, aşırı kızdırma eşanjörü olarak kullanılır. Kompresörde kızan yağ bu eşanjöre gelerek, evaporatörden gelen düşük sıcaklıktaki R-134a'ya ısını verip bir miktar kızgın hale getirir. Daha sonra soğutkan (2) nolu eşanjöre gelir ve burada da sıvı deposundan gelen yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutkanla ısı alışverişinde bulunup aşırı kızmış olarak kompresöre girer. Sıvı deposundan (2) nolu eşanjöre gelip bir miktar ısını buraya bırakan soğutkan, genişleme vanasına gelmeden önce aşırı soğumaya uğrar.

Sıvı deposundan sonra genişleme vanasına gelmeden önce sistemde selenoid valf ve drayer (kurutucu filtre) bulunmaktadır. Selenoid valfi, kompresör üzerindeki kapasite kontrol mekanizmalarının çalışmasını temin eder. Kurutucu filtre (drayer) ise devredeki



nemi absorbe eder. Buharlaşma sıcaklığı 0°C altına düştüğünde devredeki rutubetin donarak tıkanıklığa yol açmasını engeller. Bunun yanısıra filtraj vazifesi de görür.

Isı pompası sistemi tam kapasite ve düşük kapasite olmak üzere iki rejimde çalışabilmektedir. Bu amaçla gaz devresinde bir by-pass hattı mevcuttur. Kapasite kontrol sistemi, kondenser basıncının 13,5 kg/cm<sup>2</sup> değerine ulaşması ile çalışır. Şöyle ki, bu basınçta küçük selenoid valf açılarak, sıcak gazı by-pass eder ve soğutma kapasitesini düşürmüştür olur. Bu sistemin kurulmasındaki amaç, herhangi bir nedenle yüksek basıncın artması halinde cihazın yüksek basınç emniyet presostatı ile durdurularak, "Yüksek Basınç Arıza" konumuna geçmesini bir parça geciktirmektir. Zira, soğutma kapasitesinin azaltılmasıyla birlikte (aynı akış rejiminde), kondenser basıncı da düşmektedir.

Isı pompası sisteminde sütün pastörizasyonu, elle set edilebilen bir termostat ve onun kumanda ettiği servomotorlu üç yollu vana ile kontrol edilmektedir. Kondenserden çıkan sütün sıcaklığı digital termometre göstergesi olan termostat ile ölçülmektedir. Bu değer 72°C'ye ulaşması ile, makina süt çıkışında bulunan servomotorlu üç yollu vana otomatik olarak çalışır. Daha sonra "iade süt" çıkış ağzını kapatarak, "pastörize süt çıkışı" ağzını açar ve pastörize olmuş sütü ilgili tanka gönderir.

Deney düzeneğindeki ısı kayıplarını azaltmak için; ısı taşıyan borular, süt deposu, sütün dolaştığı borular, ekonomizer ve buna ait borular tümüyle izole edilmiştir. Bunun için kalınlığı 30 mm. olan ve üzeri alüminyum folyoyla kaplı boru ve levha izocam kullanılmıştır.

### **3.1.1.h. Elektronik Donanımlar, Ölçüm ve Kontrol Elemanları**

Ölçümler bir bilgisayar ve buna bağlı kart okuyucu tarafından okundu. Elektronik donanımların yer aldığı "kontrol paneli" ya da bir başka deyişle "kontrol sistemi", ısı pompası sisteminin tamamen otomatik ve emniyetle çalışmasını sağlar. Bünyesinde

genel olarak şalter, sigorta, sinyal lambaları, kontaktör, termik röle v.s. gibi elemanları bir arada bulundurur. Sistemdeki kontrol düzeninin ana gayesi, kompresörün hasar görmeden çalışmasını sağlamaktır. İstenmeyen alt basınç altında ve üst basınç üstündeki değerler arasında yapılacak proses işlemleri kompresör aksamalarını tahrip edecek, ömrünü azaltacak, performansını düşürecektir. Arzu edilmeyen bu sınırlara ulaşıldığında sistemin kendini otomatik olarak kontrol etmesi ve devre dışı bırakması gerekir. Sistemde bulunan süt pompasının elektrik motoru, dahili tip termik röle sistemi ile korunmuştur. Kompresör elektrik motoru ise, harici tip termik röle (ayar değeri: 15,6 A) ile korunmuştur. Gaz devresindeki alçak-yüksek basınç otomatiği (presostat); gaz kaçağı varsa (emiş basıncı aşırı vakuma düşerse) veya herhangi bir nedenle kondenser basıncı 20 kg/cm<sup>2</sup> değerini geçerse, kompresörü durdurur.

Deney düzeneğindeki gaz devresinde 6 yerde ve süt devresinde 5 yerde sıcaklık ölçümü için; 0,5 mm çapındaki bakır-konstant (T tipi) termoeleman çiftleri kullanılmıştır. Termoeleman çiftlerinin uçları, nokta kaynağı ile birleştirilmiştir. Termoeleman çiftleri vasıtasıyla sıcaklık ölçümü için 12-kanallı sıcaklık ölçer kullanılmıştır. Sıcaklık ölçerin tüm kanalları, "Poly Science Digital Temperature Controller" isimli su banyosu kullanılarak kalibre edilmiştir. 12 kanallı sıcaklık ölçerin teknik özellikleri aşağıda verilmiştir:

Çalışma sıcaklığı	: 0-50°C
Hassasiyet	: %0,1
Sıcaklık ölçekleri	: °C/ °F/ °K/ °R
Tipik güç	: 10 W
Ağırlık	: 10 libre

Deney sırasında kompresör motorunun ve süt pompası motorunun çektiği akımları ölçmek için portatif pens ampermetre kullanılmıştır.

### 3.1.2. Isı Pompası Deneyleri

**Deneylerin yapılışı:** Daha önce elle beslemeli iade süt tankının yerine büyük bir tank yaptırılmış olup, deneyler sırasında yeterli miktarda süt, pompa vasıtasıyla ekonomizöre (rejeneratör) gelmektedir. Ekonomizörde kondenserden gelen sıcak sütle çiğ süte ön ısıtma uygulanır ve kondenserden gelen sıcak süt için de ön soğutma yapılarak evaporatöre gönderilir. Kondenserde pastörizasyon sıcaklığına (72°C) kadar ısıtılan süt, evaporatörde de mayalanma sıcaklığına (32°C) kadar soğutulur. Süt, pastörizasyon sıcaklığına ulaşınca kadar iade süt tankına gönderilir. Pastörizasyon sıcaklığına ulaştığında, kondenserin süt devresinde elle ayarlanabilen termostatın kumanda ettiği servomotorun, iade hattını kapatıp pastörize olmuş süt çıkış hattını açmasıyla, pastörize olmuş süt bir işlem tankına alınır.

Isı pompası sisteminde sütün giriş sıcaklığına ve debisine göre deneyler yapılmıştır. Deneyler, süt giriş sıcaklığı olan 21°C, 26°C, 31°C ve 4l/dk, 5l/dk, 6 l/dk süt debisinde yapılmıştır.

Önce, süt sistemde dolaşırken sütün ve sistemin zarara uğramaması için bir alkol tabancası yardımıyla çiğ sütün asitlik derecesi belirlenmiştir. Süt pompası çalıştırılmadan önce 10 dakika süreyle sadece kompresör çalıştırılmıştır. Daha sonra sonra süt pompası çalıştırılarak sistemin rejime gelmesi beklenmiş, termostat daha önce 72°C'ye ayarlanmıştır. Süt bu sıcaklığa ulaştığında termostatın kumanda ettiği servomotor, üç yollu vanayı açarak iade süt tankına süt gidişini kapatmış, böylece pastörize süt çıkışının açılması sağlanmıştır. Sistem rejime girdikten sonra şu ölçümler alınmıştır:

- 1) Çiğ süt miktarı ve giriş sıcaklığı (kg/s, °C)
- 2) Kompresör ve süt pompası motorlarının çektiği akım (amper)
- 3) Sıcaklıklar (°C):
  - a) Kompresör girişi ve çıkışı (R-134a)

- b) Kondenser girişi ve ıkışı (R-134a)
- c) Evaporatör girişi ve ıkışı (R-134a)
- d) Sütün kondenserden ekonomizöre girişi ve çıkışı
- e) iğ sütün ekonomizöre girişi
- f) Sütün ekonomizerden evaporatöre girişi
- g) Pastörize çıkışında sütün sıcaklığı
- 4) Alçak ve yüksek basınçlar (kg/cm<sup>2</sup>)
- 5) Kompresör ve süt pompasının çalışma süreleri (dak.)
- 6) iğ süt ve deney sonunda ürün olarak sistemden çıkan süttten alınan numunelerin mikrobiyolojik analizleri Gıda Mühendisliği Bölümünün ilgili laboratuvarlarında yapılmıştır.

Deney tamamlandıktan sonra sistem, kostik asit (NaOH) solusyonu ile yıkanarak temizlenmiştir. Aynı işlemler dokuz deneyde de tekrarlanmıştır.

### 3.1.3. Isı Pompası Deneysel Verilerin Değerlendirilmesi

Isı pompası sisteminde pastörizasyon sırasında konvansiyonel sistemlerdeki gibi ısı enerjisi harcanmamakta sadece kompresör ve süt pompası motorlarının çektikleri güçle orantılı olarak elektriksel bir enerji sarf edilmektedir. Isı pompası sisteminde 1 kg süt başına harcanan toplam enerji;

$$q_{IP} = \frac{t_4 W_{kom} + t_5 W_{pom}}{G_{süt}} \quad (3.1)$$

formülüyle hesaplanmıştır. Buradaki  $t_4$  kompresörün çalışma süresi olup,  $t_5$  süt pompasının çalışma süreleridir.  $G_{süt}$  ise pastörize edilen süt miktarıdır.  $W_{kom}$  değerleri kompresörün harcadığı elektrik enerjisi olup;

$$W_{kom} = I V \sqrt{3} \cos\phi \quad (3.2)$$

formülüyle hesaplanmıştır. Kompresörün motoru için  $\text{Cos}\phi$  değeri 0.88 alınmıştır (Çizelge 3.1).

Süt pompası motoru tek fazlı olup gücü ise:

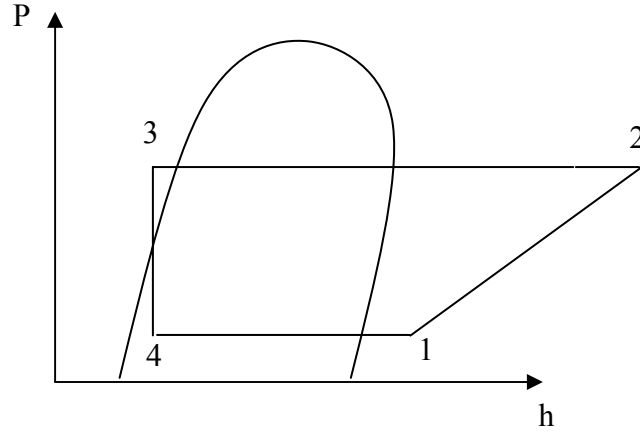
$$W_{\text{pom}} = I V \text{Cos}\phi \quad (3.3)$$

formülüyle hesaplanmıştır. Pompa motorunun  $\text{Cos}\phi$  değeri ise 0.8 olarak alınmıştır (Çizelge 3.1).

**Çizelge 3.1.** Konvansiyonel sistemlerde kullanılan motorlara ait  $\text{Cos}\phi$  güç katsayısı değerleri (Özyurt 2002)

<b>Motorlar</b>	<b><math>\text{Cos}\phi</math> değerleri</b>
Karıştırıcı motoru (çift-cidarlı kazan)	0.69
Süt pompası mot. (plakalı past.)	0.7
Balans tankı mot.	0.7
Seperatör mot.	0.88
Homojenizatör mot.	0.83
Vakum pompası mot.	0.8

Şekil 3.9'da ısı pompasına ait p-h diyagramı ve üzerinde çevrimin karakteristik noktaları gösterilmiştir. Sistem karakteristik değerleri bu diyagram kullanılarak bulunmuştur.



**Şekil 3.9.** Isı pompası p-h diyagramı ve çevrimin karakteristik noktaları (Özyurt 2002).

Sistemde kullanılan R-134a soğutucu akışkanın kütleli debisi,

$$\dot{m}_{R134a} = V_{dep} \frac{\lambda}{v_1} \quad (3.4)$$

ifadesiyle hesaplanmıştır.  $V_{dep}$  ifadesi kompresörün deplasman hacmidir ve sistemde kullanılan kompresör için (1 d/dk için)  $0.008 \text{ m}^3/\text{h}$ 'tir.  $\lambda$  ise emme oranı olup aynı kompresör için 0,7 değerindedir.  $V_{dep}$  ve  $\lambda$  değerleri sistemde kullanılan Scroll (spiral) 2880 d/dk. hızdaki kompresör kataloğundan alınmıştır.  $v_1$  ise çevrimin 1 noktasındaki R-134a'nın özgül hacmidir.

Kondenserin ısı kapasitesi veya kondenserden atılan faydalı ısı miktarı:

$$\dot{Q}_{kon} = \dot{m}_{R134a} (h_2 - h_3) \quad (3.5)$$

denklemlerle hesaplanmıştır. Buradaki  $h_2$  soğutucu akışkanın (R-134a) kondenser girişindeki entalpisi,  $h_3$  ise soğutucunun kondenser çıkışındaki entalpisidir.

Kompresörün çektiği güç:

$$\dot{W}_{kom} = \dot{m}_{R134a} (h_2 - h_1) \quad (3.6)$$

denklemleriyle hesaplanmıştır. Buradaki  $h_1$  soğutkanın (R-134a) kompresöre girişindeki entalpisidir.

Isı pompasının ısıtma tesir (performans) katsayısı (COP):

$$COP_{ip} = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_{kom}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.7)$$

formülüyle hesaplanmıştır. Burada  $\dot{Q}_{kon}$  (3.5),  $\dot{W}_{kom}$  ise (3.6) formülleri ile hesaplanmıştır.

Sistemin ısıtma tesir (performans) katsayısı;

$$COP_s = \frac{\dot{Q}_{kon}}{\dot{W}_{kom} + \dot{W}_{pom}} \quad (3.8)$$

eşitliği ile hesaplanmıştır. Burada  $W_{pom}$  (3.3) ifadesi yardımıyla hesaplanmıştır.

Isı pompası sisteminin konvansiyonel sistemlerle enerji tasarrufu açısından mukayese edilebilmesi için ısı pompası sisteminin birincil enerji oranı değerinin hesap edilmesi gereklidir. Bu hesaplamada;

$$BEO = \eta_t COP_{ip} \quad (3.9)$$

formülü kullanılır. Burada  $\eta_{th}$  kompresörün kullandığı elektrik enerjisini üreten hidroelektrik santralin verimidir. Elektrik enerjisi sekonder enerji türüdür. Santralde üretilen elektrik jeneratörde ve elektrik dağıtım şebekelerinde bir takım enerji kayıplarına uğramaktadır. Bu kayıplar dikkate alınarak ifadedeki  $\eta_{th}$  değeri 0.5 olarak alınmıştır.

Bununla beraber konvansiyonel sistemlere göre ısı pompası sisteminin enerji geri kazanım oranı ise;

$$E_{pe} = 100 \left( 1 - \frac{BEO_1}{BEO_2} \right) (\%) \quad (3.10)$$

formülü ile hesaplanmıştır. İfadedeki  $BEO_1$  konvansiyonel sistemlere ait birincil enerji oranıdır. Bu değer kazan verimine (0.7) eşit alınmıştır.  $BEO_2$  ise ısı pompası sisteminin birincil enerji oranı değeridir ve (3.10) eşitliği ile hesaplanmıştır.

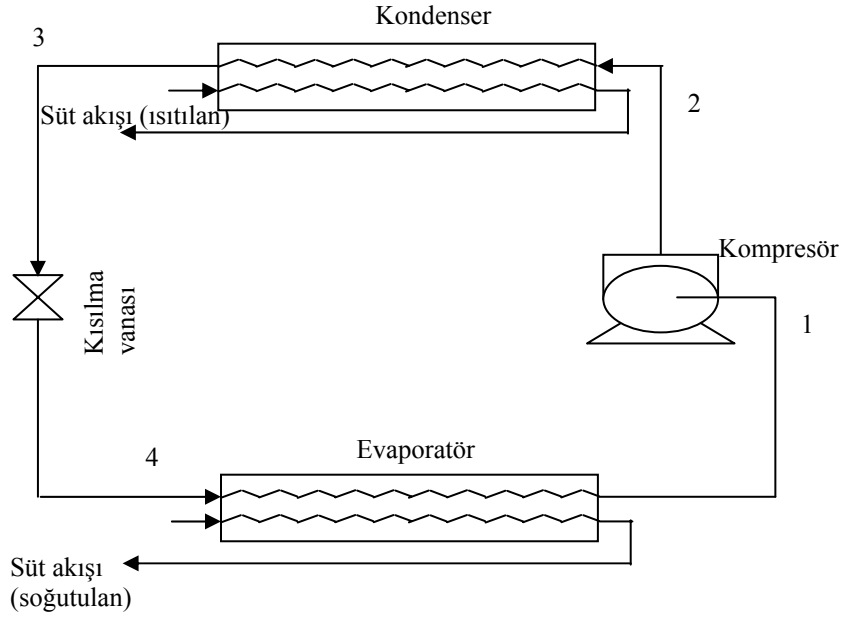
Pastörize olmuş süt, soğutma eşanjöründe mayalanma sıcaklığına kadar soğutulmuş sistemden bir işlem tankına gönderilir (Özyurt 2002).

### 3.1. Sistemin Analizi

Analizi yapılacak olan ısı pompasının şematik gösterimi şekil 3.10'de, çevrim basınç-entalpi (P-h) diyagramı şekil 3.11'de gösterilmiştir. Evaporatörden (buharlaştırıcı) doymuş buhar fazında çıkan soğutkan bir miktar daha kızdırılarak kompresöre girmektedir. Burada sıkıştırılarak basıncı ve sıcaklığı yükseltilecek soğutkan kondenserde (yoğuşturucu) sabit basınçta ısısını süte atarak sütü pastörizasyon sıcaklığına çıkarmaktadır. Kondenserde yoğuşan soğutkan bir miktar aşırı soğutulmuş olarak genişleme vanasına girmektedir. Burada sabit entalpide genişleyen soğutkan evaporatöre

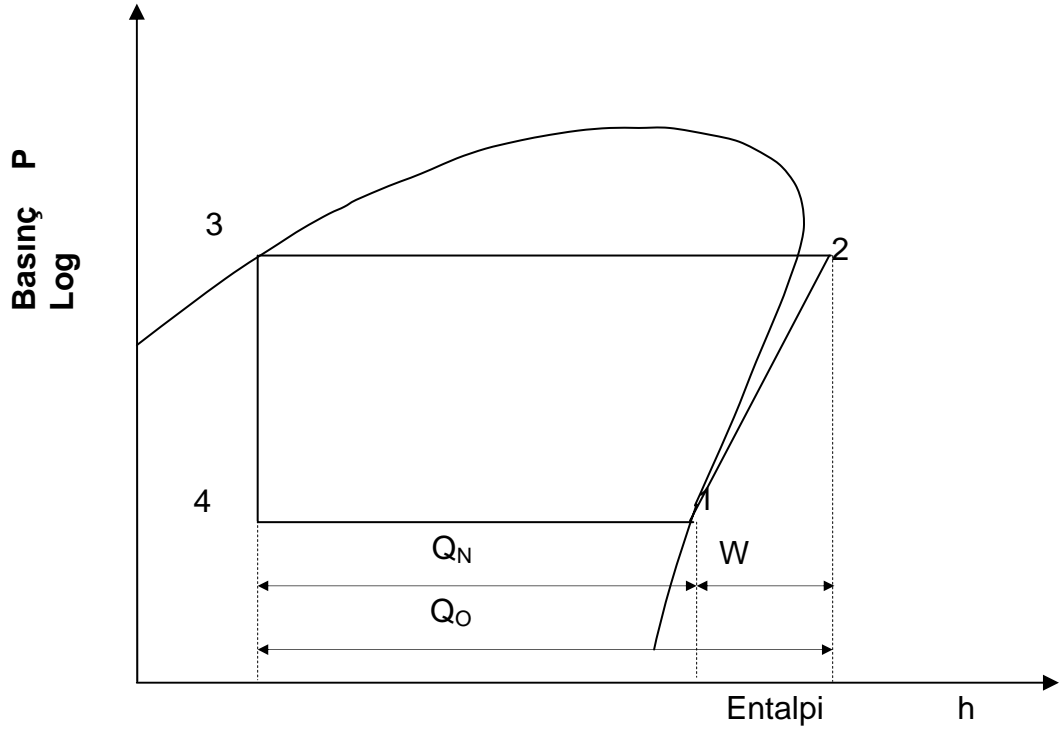


girmektedir. Evaporatörde sabit basınç ve sıcaklıkta sütün ısı çekilerek sütün ürün sıcaklığına soğutulması sağlanmaktadır.



**Şekil 3.10.** Isı pompası modeli çevriminin şematik resmi ( İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi)

- 1 – 2 Kompresörde izentropik sıkıştırma
- 2 – 3 Kondenserden (yoğuşturucu) çevreye sabit basınçta ısı transferi
- 3 – 4 Kısılma vanasında genleşme ve basınç düşümü
- 4 – 1 Evaporatörden (buharlaştırıcı) akışkana sabit basınçta ısı transferi (Akbulut ve Kıncay 2006).



**Şekil 3.11.** İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin basınç- entalpi (log p-h) diyagramı

### 3.2.1. İdeal Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi

Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevrimini oluşturan dört hal değişimi sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınmıştır. Soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ise hesaplamalar sırasında ihmal edilmiştir. Şekil 3.10'daki kapalı çevrim için termodinamiğin 1. yasası aşağıdaki gibidir (Akbulut ve Kıncay 2006).

$$Q - W = \Delta U \quad (3.11)$$

Çevrimde iç enerji değişimi sıfırdır ( $\Delta U = 0$ )

$$Q - W = 0 \quad (3.12)$$

Verilen çevrim için birim akışkan kütlesi kullanılarak aşağıdaki ifade yazılabilir:

$$q_{kon} - q_{evp} = w_{komp} \quad (3.13)$$

Etkinlik katsayısı (COP), elde edilmek istenenin harcanan enerjiye oranı olarak tanımlanır. Bu sistemin etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi bulunur:

$$COP = q_{evp} / w_{komp} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1) \quad (3.14)$$

İşin ekserji değerinin iş olduğu; ısının ekserji değerinin ise ısı değerinin ilgili prosese ait Carnot verimi ile çarpılarak elde edildiği göz önüne alınarak sistemin ekserji değeri ve kayıpları proseslerin ekserji değerlerinin ve kayıplarının toplanması ile bulunur (Akbulut ve Kıncay 2006).

1 - 2 Kompresörde sıkıştırma: Kompresörde kayıp ekserji (tersinmezlik); sıkıştırma prosesinin sürekli açık, ısı etkileşimi olmadığı ve tersinir olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bir akışın ekserji eşitliği (3.15) de gösterildiği gibi yazılabilir:

$$\Psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (3.15)$$

Bu proste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik ise (3.16) nolu ifadedeki gibidir:

$$\dot{I}_{komp} = (\Psi - \Psi) - w_{komp} = (h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2) = T_0(s_1 - s_2) = 0 \quad (3.16)$$

2 - 3 Kondenserde kayıp ekserji (tersinmezlik); sabit basınçta çevreye ısı atılması prosesinde sürekli açık, iş etkileşiminin olmadığı ve tersinir olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$\dot{I}_{kon} = -[1 - T_0 / T_H] q_{kon} + \Psi_2 - \Psi_3 = 0 \quad (3.17)$$

3 - 4 Kısılma vanasında kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit entalpi ile genişlemesi esnasında prosesin sürekli açık, iş ve ısı etkileşiminin olmadığı ve prosesin tersinir olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proseste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$\dot{I}_{kv} = (\Psi_3 - \Psi_4) = (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) = T_0(s_3 - s_4) \quad (3.18)$$

4 - 1 Evaporatörde kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit basınçta buharlaşması esnasında prosesin sürekli açık, iş etkileşiminin olmadığı ve prosesin tersinir olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proseste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$\dot{I}_{eva} = -[1 - T_0 / T_L] q_{eva} + \Psi_4 - \Psi_1 = 0 \quad (3.19)$$

İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ekserji dengesi yazılırsa;

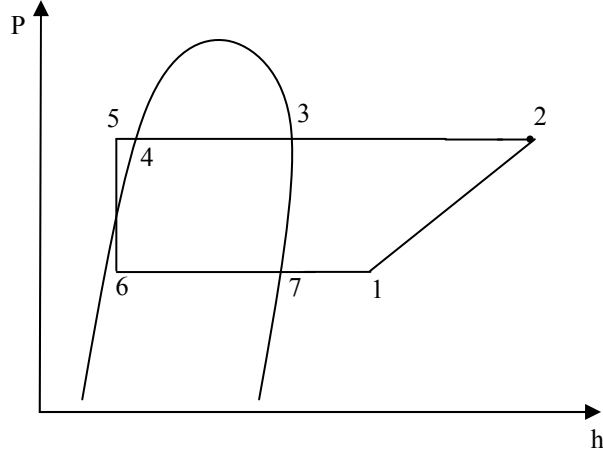
$$E_Q - E_W = 1 \quad (3.20)$$

$$\dot{I}_Q = -[1 - T_0 / T_H] q_{kon} + [1 - T_0 / T_L] q_{eva} \quad (3.21)$$

$$E_W = -w_{komp} = \Psi_1 - \Psi_2 \quad (3.22)$$

Olup termodinamiğin 2. yasasına göre verim;

$$\varepsilon = -[(1 - T_0 / T_L) q_{eva}] / w_{komp1} + w_{komp2} = -[1 - T_0 / T_L] \cdot COP_2 \quad (3.23)$$



**Şekil 3.12** Sistemin basınç- özgül entalpi (P-h) diyagramı

Şekil 3.12’de görülen çevrimde süreçler şu şekilde gerçekleşmektedir:

1-2 Kompresörde politropik sıkıştırma

2-5 Kondenserde sabit basınçta yoğuşma

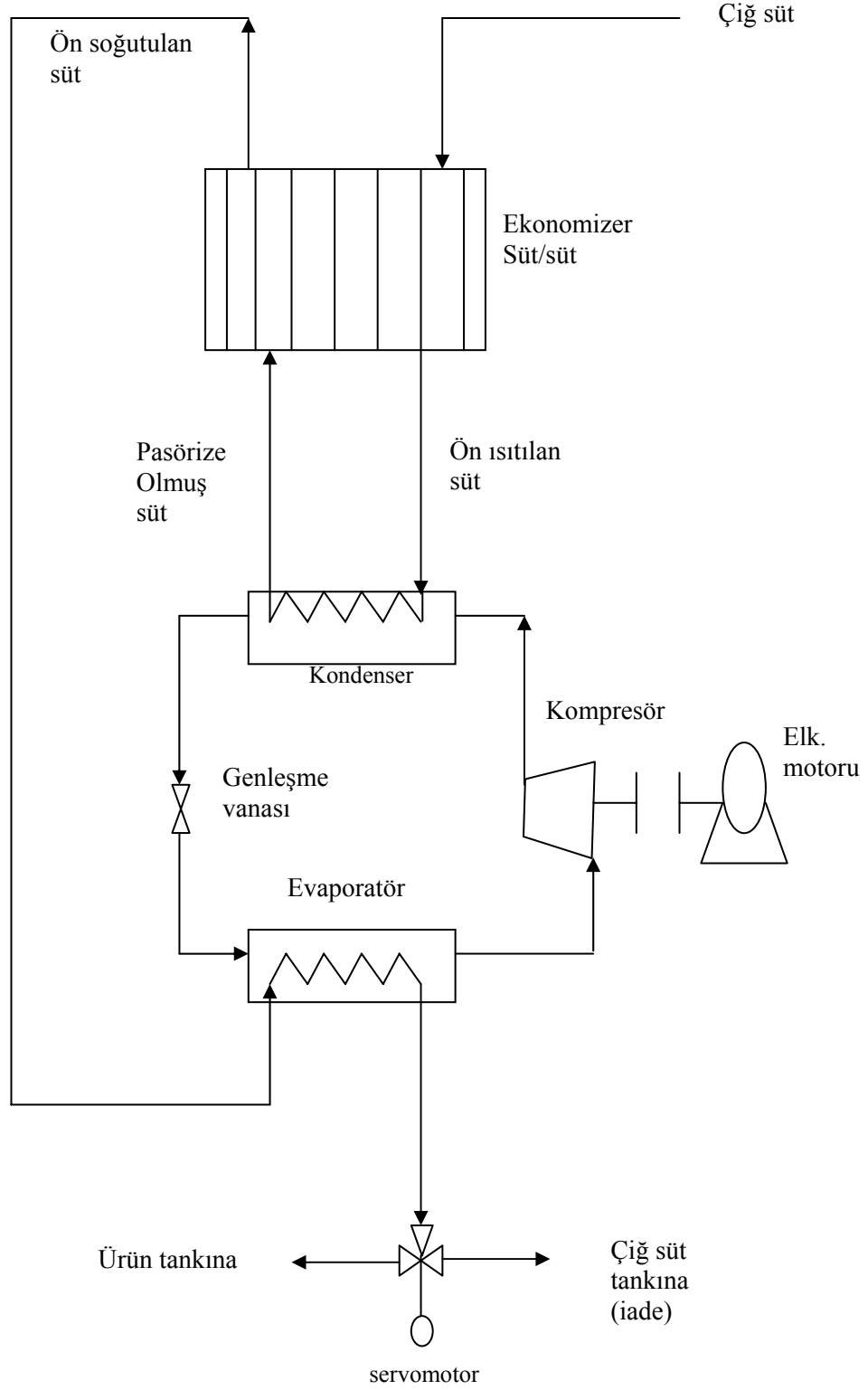
5-6 Genleşme vanasında sabit entalpide basınç ve sıcaklık düşümü

6-1 Evaporatörde sabit basınçta buharlaşma

Sistemde ayrıca kondenser çıkışında bir miktar aşırı soğutma (4-5 noktaları arası) ve evaporatör çıkışında da bir miktar aşırı kızdırma (7-1 noktaları arası) yapılmıştır.

Şekil 3.13’da de görüldüğü gibi çiğ süte, kondenserde pastörizasyon sıcaklığına ısıtılmadan önce ekonomizer görevi gören plakalı ısı değiştiricisinde bir miktar ön ısıtma yapılmıştır. Aynı zamanda evaporatörde ürün sıcaklığına soğutma yapılmadan önce de pastörize süte ön soğutma yapılmıştır.

Isı pompası süt pastörizasyon sisteminin şematik resmi ve süt dolaşım hattı Şekil 3.13’da detaylı olarak verilmiştir (Özyurt 2002).



Şekil 3.13. Kurulan sistemin şematik resmi

### 3.2.2 Gerçek Buhar Sıkıştırırmalı Soğutma Çevriminin Enerji ve Ekserji Analizi

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, ideal çevrimden farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevre ile olan ısı alışverişidir. Çevrim Şekil 3.14'da verilmiştir (Çengel 1996, Stegou-Sagia 2003).  $q_{\text{KOMP}}$  kompresörden çevreye olan ısı kaybıdır. Termodinamiğin 1. yasası 2 → 3 prosesinde uygulanırsa:

$$q_{\text{komp}} - w_{\text{komp}} = h_3 - h_2 \quad \text{yazılabilir.} \quad (3.24)$$

Eğer kompresör  $0 < \eta_{\text{komp}} < 1$  olan bir verimle çalışıyorsa, kompresör işi (3.25) nolu eşitlikteki gibi tanımlanabilir.

$$- w_{\text{komp}} = (h_3 - h_2) / \eta_{\text{komp}} \quad (3.25)$$

(3.24) nolu ifade ise;

$$q_{\text{komp}} = (h_3 - h_2) (1 - 1 / \eta_{\text{komp}}) \quad \text{şeklini alır.} \quad (3.26)$$

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin COP değeri:

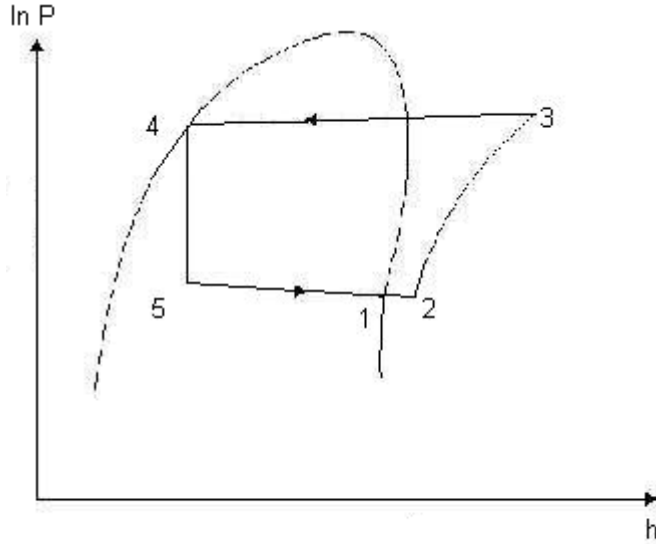
$$\text{COP} = [(h_2 - h_5) / (h_3 - h_2)] \eta_{\text{komp}} \quad \text{olur.} \quad (3.27)$$

2 → 3 Kompresörde sıkıştırma:

Kompresörde kayıp ekserji (tersinmezlik); sıkıştırma prosesinin sürekli açık, ısı ve iş etkileşiminin gerçekleştiği ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu proseste birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$\dot{i}_{KOMP} = (\Psi_2 - \Psi_3) - w_{KOMP} = (h_2 - h_3) - T_0(s_2 - s_3) - (h_2 - h_3 + q_{KOMP}) \quad (3.28)$$

$$\dot{i}_{KOMP} = T_0(s_2 - s_3) - q_{KOMP} \quad (3.29)$$



**Şekil 3.14** Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin  $\ln(P) - h$  diyagramının şematik gösterimi

3 → 4 Kondenserde kayıp ekserji (tersinmezlik); sabit basınçta çevreye ısı atılması esnasında prosesin sürekli açık, iş etkileşimi olmadığı ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu süreçte birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$\dot{I}_{KON} = -[1 - T_0 / T_H] q_{kon} + \Psi_3 - \Psi_4 \quad (3.30)$$

$$\dot{I}_{KON} = -[1 - T_0 / T_H] q_{kon} + (h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4) \quad (3.31)$$



4→ 5 Kısılma vanasında kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit entalpi ile genişlemesi esnasında prosesin sürekli açık, iş ve ısı etkileşimi olmadığı ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu süreçte birim akışkan kütlesi için tersinmezlik:

$$\dot{I}_{KV} = (\Psi_4 - \Psi_5) = (h_4 - h_5) - T_0 (s_4 - s_5) = - T_0 (s_4 - s_5) \quad (3.32)$$

5→ 2 Evaporatörde kayıp ekserji (tersinmezlik); akışkanın sabit basınçta buharlaşması esnasında prosesin sürekli açık, iş etkileşimi olmadığı ve tersinmez olduğu kabul edilerek hesaplanmıştır. Bu süreçte birim akışkan kütlesi için tersinmezlik

$$\dot{I}_{EVA} = [1 - T_0 / T_L] q_{eva} + \Psi_5 - \Psi_2 \quad (3.33)$$

$$\dot{I}_{EVA} = [1 - T_0 / T_L] q_{eva} + (h_5 - h_2) - T_0 (s_5 - s_2) \quad (3.34)$$

Kompresörde gerçek sıkıştırma prosesinde hem ısı hem de iş terimleri bulunduğu için, ısı ve işin ekserji dengesinin de ayrı ayrı gösterilmesi yerine her elemanın ekserji kayıplarını toplamak daha pratiktir. Gerçek buhar sıkıştırma soğutma çevriminin kayıp ekserjisi yazılırsa:

$$\dot{I} = \dot{I}_{KOMP} + \dot{I}_{KOND} + \dot{I}_{KV} + \dot{I}_{EVA} \quad (3.35)$$

$$\begin{aligned} \dot{I} = & - T_0 (s_2 - s_3) - q_{KOMP} - [1 - T_0 / T_H] q_{kon} + (h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4) \\ & - T_0 (s_4 - s_5) + [1 - T_0 / T_L] q_{eva} + (h_5 - h_2) - T_0 (s_5 - s_2) \end{aligned} \quad (3.36)$$

İkinci yasa verimi ise (3.37) nolu ifade de gösterildiği gibidir [9].

$$\varepsilon = - \{ [(1- T_0 / T_L) q_{eva}] / w_{komp} \} = - [1- T_0 / T_L] \cdot COP \quad (3.37)$$

### 3.2.3 Enerji Analizi:

Kompresörde entalpi değişiminden dolayı harcanan iş:

$$\dot{W}_{kp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) = I V \sqrt{3} \cos\phi \quad (\text{kW}) \quad (3.38)$$

Kondenserde süte verilen ısı miktarı:

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_r (h_2 - h_4) = \dot{m}_{st} c_{ps} \varepsilon_k (T_2 - T_{stgk}) \quad (\text{kW}) \quad (3.39)$$

Evaporatörde soğutkann aldığı ve sütün verdiği ısı miktarları sırası ile;

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_1 - h_5) = \dot{m}_{st} c_{ps} \varepsilon_e (T_{stge} - T_e) \quad (\text{kW}) \quad (3.40)$$

Ekonomizerdeki ısı miktarı;

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{st} c_{psti} \varepsilon_E (T_{stçk} - T_{çiğ}) \quad (\text{kW}) \quad (3.41)$$

### 3.2.4 Ekserji Analizi

Kompresör, kondenser, evaporatör, genişleme vanası ve ekonomizerde ki tersinmezlikler sırasıyla:

$$\dot{I}_{kp} = T_0 \dot{S}_{\bar{u}} = T_0 \dot{m}_r (s_2 - s_1) \quad (3.42)$$

$$\dot{I}_k = T_0 \dot{S}_{\bar{u}} = T_0 \dot{m}_r (s_5 - s_2) + Q_k/T_0 \quad (3.43)$$

$$\dot{I}_e = T_0 \dot{S}_{\dot{u}} = T_0 \dot{m}_r (s_1 - s_6) - Q_e/T_0 \quad (3.44)$$

$$\dot{I}_{GV} = T_0 \dot{S}_{\dot{u}} = T_0 \dot{m}_r (s_5 - s_6) \quad (3.45)$$

$$\dot{I}_E = T_0 \dot{m}_{st} \left[ c_{p1} \ln \frac{T_2}{T_1} + c_{p3} \ln \frac{T_4}{T_3} \right] \quad (3.46)$$

denklemleri ile hesap edilmektedir.

Isı pompası ve sisteminin elemanlarına ait tersinmezlik analizlerinden hareketle, ısı pompasının toplam tersinmezliği;

$$\dot{I}_{IP} = \dot{I}_{kp} + \dot{I}_k + \dot{I}_e + \dot{I}_{GV} \quad (3.47)$$

Denklemleri ile hesaplanmaktadır. Sistemin toplam tersinmezliği ise;

$$\dot{I}_{SIS} = \dot{I}_{kp} + \dot{I}_k + \dot{I}_e + \dot{I}_{GV} + \dot{I}_E \quad (3.48)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır.

Isı pompası için II. kanun (ekserji) verimi aşağıdaki denklemle hesaplanmaktadır:

$$\eta_{u(IP)} = \frac{e_2 - e_5}{W_{kp}} \quad (3.49)$$

burada sırası ile ( $e_2 - e_5$ ) değeri kondenserde giriş ve çıkış ekserji farkıdır. Değerleri ise aşağıda verilen denklemle hesaplanmaktadır;

$$(e_2 - e_5) = \dot{m}_r [(h_2 - h_5) - T_0 (s_2 - s_5)] \quad (3.50)$$

Sistem için toplam II. kanun verimi ifadesi ise;

$$\eta_{u(Sis)} = \frac{e_2 - e_5}{W_{kp} + e_{W_p}} \quad (3.51)$$

denklemleri ile hesaplanabilmektedir (Özyurt 2002).

### 3.2.5 Performans Analizi

Buhar sıkıştırma esasına göre çalışan ısı pompası sistemlerinin iyilik dereceleri performans katsayısı (COP) adı ile tanımlanan ifade ile ölçülmektedir. Bir ısı pompası için performans katsayısı kondenserde atılan ısı miktarının kompresörde harcanan iş oranıdır. Bu çalışmada, kullanılan ısı pompası sisteminde kondenserde atılan ısı, sütün pastörize edilmesinde kullanılmıştır (Özyurt 2002).

Isı pompası için performans katsayısı;

$$COP_{IP} = \frac{\dot{Q}_k}{N_{kp}} = \frac{\dot{m}_{st} c_{pst} \varepsilon_k (T_2 - T_{stgk})}{I_{kp} V_{kp} \sqrt{3} \cos \phi_{kp}} \quad (3.52)$$

Sistem performans katsayısı ise;

$$COP_{Sis.} = \frac{\dot{Q}_k + \dot{Q}_E}{N_{kp} + N_p} = \frac{\dot{m}_{st} c_{pst} [\varepsilon_k (T_2 - T_{stgk}) + \varepsilon_E (T_{stçk} - T_{çiğ})]}{I_{kp} V_{kp} \sqrt{3} \cos \phi_{kp} + I_p V_p \cos \phi_p} \quad (3.53)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır.

Isı pompası sistemleri için performans katsayısı tek başına yeterli değildir. Dolayısıyla birincil enerjiden ne kadarını tasarruf ettirdiklerini anlayabilmek için birincil enerji oranı (BEO) ve enerji geri kazanım oranı (EKO) adı ile tanımlanan ifadelerin kullanılması da gerekmektedir. Bu çalışmada, kullanılan ısı pompası sistemi için birincil enerji oranı:

$$BEO_{sif.} = \eta_{th} \cdot COP_{sif.} \quad (3.54)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Burada,  $\eta_{th}$  ifadesi ısı pompası kompresörünün beslendiği birincil enerji kaynağının ısı verimidir. Bu çalışmada elektrik enerjisi kullanıldığından ısı verim elektrik santralinin verimidir. Hesaplamalarda bu değer %50 olarak kabul edilmiştir.

Isı pompası sisteminin enerji geri kazanım oranı ise;

$$EKO = 100 \left( 1 - \frac{BEO_{ks}}{BEO_{sis}} \right) (\%) \quad (3.55)$$

denklemleri ile hesaplanmaktadır. Burada,  $BEO_{ks}$  ifadesi konvansiyonel sistemlere ait birincil enerji oranıdır ve değeri de %70 olarak alınmıştır.

Süt pastörizasyon işlemleri hem ısıtma hemde soğutma proseslerinden oluşmaktadır. Klasik konvansiyonel sistemlerde bu işlemlerde ısıtma prosesi için su buharı, soğutma prosesi için ise şehir şebeke suyu kullanılmaktadır. Dolayısıyla hem ısıtmadan hem de soğutmadan kaynaklanan bir kullanılabilir enerji kaybı söz konusu olmaktadır. Toplam enerji giderinde her iki durumda göz önünde bulundurulmalıdır. Bu çalışmada, süt pastörizasyonunda kullanılan ısı pompası sisteminde, hem ısıtma hem de soğutma işlemleri aynı anda gerçekleşmektedir. Isı pompası sistemi sadece ısıtmadan dolayı değil aynı zamanda soğutmadan dolayı da (yani sistem, soğutma sistemi olarak da kullanılmaktadır.) bir enerji kazancı sağlamaktadır. Bu durum dikkate alındığında sistem performansı katsayısının yeniden tanımlanması gerekmektedir.

Sisteme iş girişi kompresöre verilen iş ile süt pompasında harcanan iş toplamından oluşmaktadır. Isıtma için enerji kazancı kondenserde süte atılan ısı miktarı ile ekonomizerde çiğ süte verilen ön ısıtma miktarıdır. Sütün ürün sıcaklığına soğutulması ile sağlanan enerji kazancı ise evaporatörde süttten çekilen ısı miktarı ile ekonomizerde

pastörize sütün ön soğutulması sağlanan enerji miktarlarıdır. Bu enerji kazançları ve giderleri birarada gözönüne alındığında sistem için toplam performans katsayısı;

$$STPK = \frac{\dot{Q}_k + \dot{Q}_e + \sum \dot{Q}_E}{\dot{N}_{kp} + \dot{N}_p} \quad (3.56)$$

denklemleri ile hesaplanabilir. Burada, STPK ifadesi sistem için toplam performans katsayısını göstermektedir.  $\sum \dot{Q}_E$  ise ekonomizerde ön ısıtma ve ön soğutma ısı miktarlarını göstermektedir. Denklem düzenlenirse;

$$STPK = \frac{\dot{Q}_k + \dot{Q}_e + \sum \dot{Q}_E}{\dot{N}_{kp} + \dot{N}_p} \quad (3.57)$$

$$= \frac{\dot{m}_{st} c_{pst} \left[ \varepsilon_k (T_2 - T_{stgk}) + \varepsilon_e (T_{stge} - T_e) + 2 \cdot \varepsilon_E (T_{stçk} - T_{çiğ}) \right]}{I_{kp} V_{kp} \sqrt{3} \cos \phi_{kp} + I_p V_p \cos \phi_p}$$

denklemleri ile hesaplanabilmektedir.

Sistem için tanımlanan bu son toplam performans katsayısından hareketle sistemin birincil enerji oranı ve enerji geri kazanım oranı yeniden düzenlenirse;

$$BEO_{sil.} = \eta_{th} \cdot STPK \quad (3.58)$$

$$EKO = 100 \left( 1 - \frac{BEO_{ks}}{STPK} \right) (\%) \quad (3.59)$$

denklemleri ile hesaplanır.

### 3.2.6 Hata Analizi

Deneylelerdeki hata analizi ölçüm yapılacak cihazın seçiminden, kalibrasyonundan, çevresel etkilerden, okuma hatalarından kaynaklanmaktadır. Sonuç fonksiyonu, bağımsız değişkenlerin fonksiyonu olarak şöyle ifade edilebilir (Michael Hughes 2001).

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \text{ ve}$$

$W_1, W_2, W_3, \dots, W_n$  bağımsız değişkenlerin belirsizlik sonuçlarını vermektedir.

$$w_r = \left[ \left( \frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left( \frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left( \frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2}$$

Burada  $w_r$  sonuç fonksiyonunun

belirsizliğini ifade etmektedir. Örneğin kütleli debideki hata analizi  $w_m$ , şu şekilde yapılmıştır.

$$w_m = \left[ \left( \frac{\partial m}{\partial p} w_p \right)^2 + \left( \frac{\partial m}{\partial v} w_v \right)^2 \right]^{1/2}$$

yazılabilir. Hacimsel debi ölçümlerinde yapılan toplam hata analizi  $w_v$  şu şekilde ifade edilebilir;

$$w_v = (w_{rot}^2 + w_{ss}^2 + w_{sf}^2)^{1/2}$$

Burada  $w_{rot}$  rotametrede okunan hata(%),  $w_{ss}$  sistemde meydana gelen sızıntılardan oluşan hata(%),  $w_{sf}$  sıcaklık farkından kaynaklanan hata analizi(%) ifade etmektedir. Sonuç olarak hacimsel debilerde oluşabilecek hata analizi;  $w_v = \%3.43$ ,  $w_m = \%3.44$  bulunmuştur. Ölçümler sonucunda oluşabilecek toplam hata analizi; kütleli debi için  $\pm \%3.43$ , su ve salamura sıcaklıkları için  $\pm \%1.65$ , basınç ölçümleri için  $\pm \%2.95$ , kompresör girişindeki güç için  $\pm \%2.75$ , soğutucu akışkan sıcaklık ölçümleri için  $\pm \%3.35$  olarak tahmin edilmiştir.

#### 4. ARAŞTIRMA BULGULARI ve TARTIŞMA

Bu çalışmada, sütün pastörizasyonunda kullanılan ısı pompası sisteminin deneysel analizi yapılmıştır. Bu amaçla çalışmada deney sonuçları sürekli rejimdeki durumu ve ısı pompası sisteminin enerji sarfiyatı ile klasik sütün pastörizasyon yöntemlerinden çift cidarlı kazan ve plakalı pastörizatör sistemlerinin enerji sarfiyatları karşılaştırılarak incelenmiştir. Ayrıca alternatif soğutucu akışkan kullanılması durumunda da sistem analiz edilmiştir. Bu araştırma bulguları için detaylı bilgi aşağıda verilmiştir.

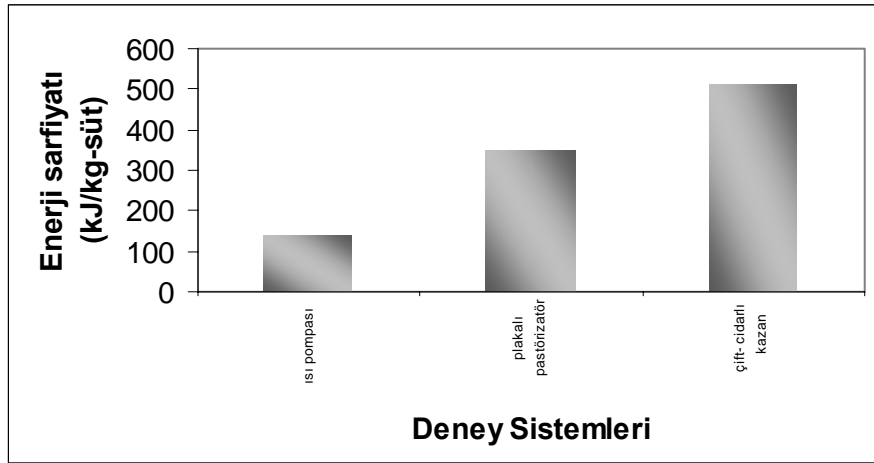
Peynire işlenecek sütün pastörizasyonunda kullanılmak üzere kurulan ısı pompası prototip deney düzeneğinde üç farklı çiğ sütün sıcaklığı için deneyler yapılmıştır. Bu deneylerde kompresörün çektiği elektrik akımı 4.3 amper ile 4.4 amper olarak ölçülmüştür. Sütün pompasının çektiği elektrik akımı ise 1.7 amper ile 1.8 amper arasında ölçülmüştür.

Şekil 4.1’de sütün pastörizasyonunda ısı pompası ve klasik sistemler olan çift- cidarlı kazan ve plakalı pastörizatör sistemleri kullanıldığında, 1 kg sütün başına harcanan enerji miktarlarının karşılaştırması görülmektedir. Şekilden ısı pompası sisteminin plakalı pastörizer sisteminden yaklaşık 2,5 kat; çift- cidarlı kazandan ise 3,5 kat daha az enerji harcadığı saptanmıştır. Bu ise, ısı pompası sisteminin hem çift cidarlı kazan sisteminden hem de plakalı pastörizer sisteminden daha verimli olduğu anlamına gelmektedir. Aşağıdaki şekillerde ısı pompası sisteminde değişik çiğ sütün sıcaklıklarında harcanan enerji miktarı değerleri gösterilmiştir. Çiğ sütün sıcaklığı arttıkça 1 kg sütün başına harcanan enerji miktarlarının azaldığı görülmektedir; başka bir deyişle sütün giriş sıcaklığının yüksek olmasıyla harcanan enerji miktarında bir azalma olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, enerji tüketimi açısından, en iyi sonuç sütün giriş sıcaklığının en yüksek olduğu deneyden elde edilmiştir.



**Çizelge 4.1.** Plakalı pastörizatör ve çift cidarlı kazan sistemleri ile ısı pompası sisteminde 1 kg sütün pastörizasyonu için harcanan enerji miktarları( Özyurt vd 1998).

Enerji Türü (kJ/kg-süt)	Plakalı Pastörizer	Çift-cidarlı Kazan	Isı pompası Sistemi
Isı Enerjisi	248.66	494.49	-
Elektrik Enerjisi	98.2	5.93	135.77
Kullanılan Soğuk Suyun Eşdeğer Enerjisi	-	9.45	-
Harcanan Toplam Enerji	<u>346.86</u>	<u>509.87</u>	<u>135.77</u>

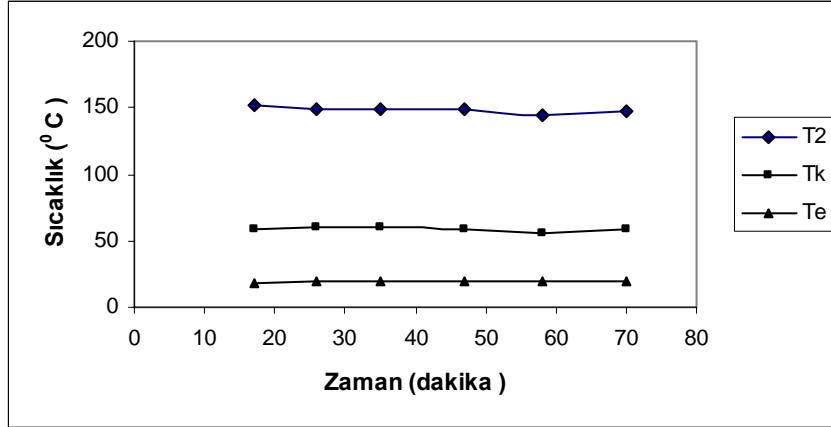


**Şekil 4.1.** Isı pompası sistemi ve klasik süt pastörize sistemlerinde 1 kg süt için harcanan enerji miktarları

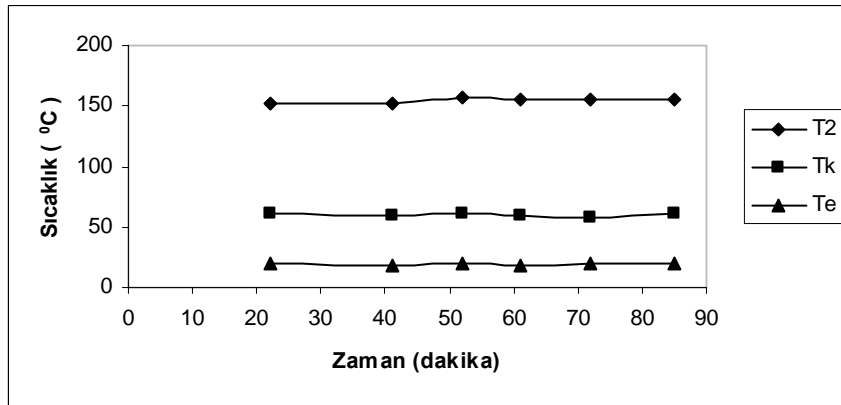
Şekil 4.2, 4.3 ve 4.4’de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 4 l/dk sabit süt debisi için soğutucu akışkanın (R-134a) kompresör çıkış sıcaklığı, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklık değerlerinin sistem kararlı hale gelip sürekli rejimde çalıştığında alınan ölçümlerin zamanla değişimi gösterilmiştir. Şekillerde de görüldüğü gibi gaz sıcaklıklarının sabit süt debisinde, artan süt giriş sıcaklıklarına paralel olarak önemli ölçüde değişim olmamıştır. Şekil 4.5, 4.6 ve 4.7’de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 5 l/dk sabit süt debisi için soğutucu akışkanın (R-134a) kompresör çıkış sıcaklığı, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklık değerlerinin sistem kararlı hale gelip sürekli rejimde çalıştığında alınan ölçümlerin zamanla değişimi gösterilmiştir. Şekillerde de görüldüğü gibi artan süt debisi ile birlikte yoğuşma sıcaklığı ve buharlaşma sıcaklığı artarken, kompresör çıkış sıcaklığında zamanla fazla bir değişim olmamıştır. Şekil 4.8,

4.9 ve 4.10'da 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 6 l/dk sabit süt debisi için soğutucu akışkanın (R-134a) kompresör çıkış sıcaklığı, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklık değerlerinin sistem kararlı hale gelip sürekli rejimde çalıştığında alınan ölçümlerin zamanla değişimi gösterilmiştir. 6 l/dk sabit süt debisinde, farklı süt giriş sıcaklıklarına göre, yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları süt debisinin artmasıyla artmış, kompresör çıkış sıcaklığı da süt giriş debisi 4 l/dk ve 5 l/dk'ya göre yüksek ölçülmüştür. Bu sıcaklıkların rejim süresince zamanla fazla değişim göstermemesi istenilen bir durumdur. Yine Şekil 4.11, 4.12 ve 4.13'de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 4 l/dk sabit süt debisi için soğutucu akışkanın (R-134a) yoğuşma ve buharlaşma basınç değerlerinin sürekli rejim durumunda zamanla değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.14, 4.15 ve 4.16'da 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 5 l/dk sabit süt debisi için soğutucu akışkanın (R-134a) yoğuşma ve buharlaşma basınç değerlerinin sürekli rejim durumunda zamanla değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.17, 4.18 ve 4.19'da 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 6 l/dk sabit süt debisi için soğutucu akışkanın (R-134a) yoğuşma ve buharlaşma basınç değerlerinin sürekli rejim durumunda zamanla değişimi gösterilmiştir. 21°C, 26°C ve 31°C süt giriş sıcaklıklarına göre artan süt debilerine paralel olarak buharlaşma basıncı artarken, yoğuşma basıncında önemli bir değişiklik olmamıştır. Bu artışın zamanla pek değişim göstermemesi istenilen bir durumdur. Bununla birlikte Şekil 4.20, 4.21 ve 4.22'de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 4 l/dk sabit süt debisi için sütün kondenserden çıkış sıcaklığı olan pastörize sıcaklık değeri ile evaporatörden çıkış sıcaklık değeri olan ürün sıcaklık değerlerinin sürekli rejim durumunda zamanla değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.23, 4.24 ve 4.25'de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 5 l/dk sabit süt debisi için sütün kondenserden çıkış sıcaklığı olan pastörize sıcaklık değeri ile evaporatörden çıkış sıcaklık değeri olan ürün sıcaklık değerlerinin sürekli rejim durumunda zamanla değişimi gösterilmiştir. Şekil 4.26, 4.27 ve 4.28'de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 6 l/dk sabit süt debisi için sütün kondenserden çıkış sıcaklığı olan pastörize sıcaklık değeri ile evaporatörden çıkış sıcaklık değeri olan ürün sıcaklık değerlerinin sürekli rejim durumunda zamanla değişimi gösterilmiştir. Süt giriş sıcaklığı olan 21°C, 26°C ve 31°C'de değişik süt debilerinde, pastörizasyon sıcaklığı olan kondenser çıkış sıcaklığı ile peynire mayalanma sıcaklığı olan evaporatör çıkış sıcaklıklarının zamanla sabit değişim göstermesi en çok beklenen durumdur.

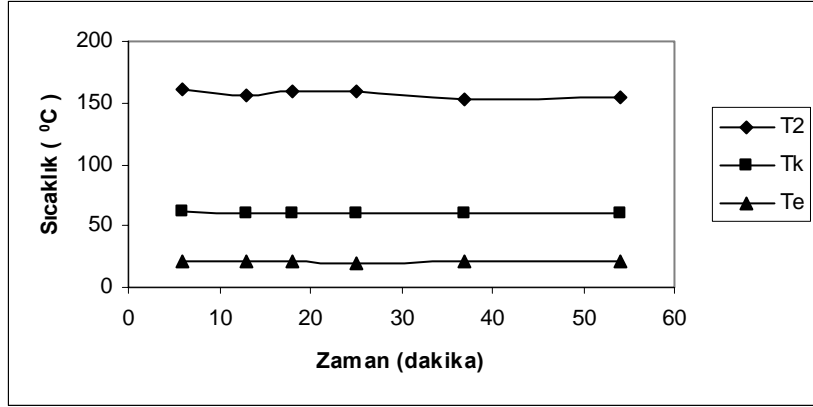
Şekil 4.29, 4.30 ve 4.31’de de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 4 l/dk sabit süt debisi için kondenserde süte verilen ısı, evaporatörde süttten alınan ısı, ekonomizerdeki süte verilen ön ısıtma/ön soğutma ısı miktarı ve kompresörün aldığı enerji miktarıda hesaplanarak sistem sürekli rejimde iken tespit edilen zamana göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 4.32, 4.33 ve 4.34’de de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 5 l/dk sabit süt debisi için kondenserde süte verilen ısı, evaporatörde süttten alınan ısı, ekonomizerde ki süte verilen ön ısıtma/ön soğutma ısı miktarı ve kompresörün aldığı enerji miktarıda hesaplanarak sistem sürekli rejimde iken tespit edilen zamana göre değişimleri gösterilmiştir. Şekil 4.35, 4.36 ve 4.37’de de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 6 l/dk sabit süt debisi için kondenserde süte verilen ısı, evaporatörde süttten alınan ısı, ekonomizerde ki süte verilen ön ısıtma/ön soğutma ısı miktarı ve kompresörün aldığı enerji miktarı da hesaplanarak sistem sürekli rejimde iken tespit edilen zamana göre değişimleri gösterilmiştir. Isı pompası elamanları olan kondenser, evaporatör ve kompresör de harcanan enerji miktarları ve ekonomizerde sağlanan enerji miktarlarının değişik süt debilerinde ölçülen enerji miktarlarının zamanla değişiklikler gösterdiği şekiller de görülmektedir. Aynı şekilde Şekil 4.38, 4.39 ve 4.40’da da 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 4 l/dk sabit süt debisi için ısı pompası ısıtma tesir katsayısı, ısı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayısı ve sistemin toplam ısıtma tesir katsayısı sistem sürekli rejimde iken zamanla değişimleri gösterilmiştir. Şekil 4.41, 4.42 ve 4.43’de de 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 5 l/dk sabit süt debisi için ısı pompası ısıtma tesir katsayısı, ısı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayısı ve sistemin toplam ısıtma tesir katsayısı sistem sürekli rejimde iken zamanla değişimleri gösterilmiştir. Şekil 4.44, 4.45 ve 4.46’da da 21°C, 26°C ve 31°C, çiğ süt sıcaklıkları ve 6 l/dk sabit süt debisi için ısı pompası ısıtma tesir katsayısı, ısı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayısı ve sistemin toplam ısıtma tesir katsayısı sistem sürekli rejimde iken zamanla değişimleri gösterilmiştir. Şekillerde de görüldüğü gibi ısı pompası ısıtma tesir katsayısı ile ısı pompası sisteminin ısıtma tesir katsayısı zamanla önemli değişiklik göstermemesine rağmen, sistemin toplam ısıtma tesir katsayısı zamanla değişmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus süt pastörizasyonunda kullanılan ısı pompası sisteminin hem sütü ısıtmada ve hem de soğutmada kullanılmasıdır. Yani sistem iki açıdan da fayda sağlamaktadır.



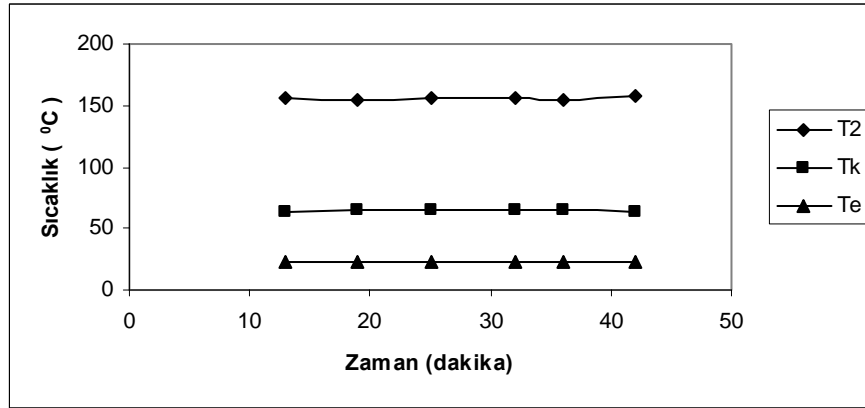
**Şekil 4.2.** 21°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$  l/dk)



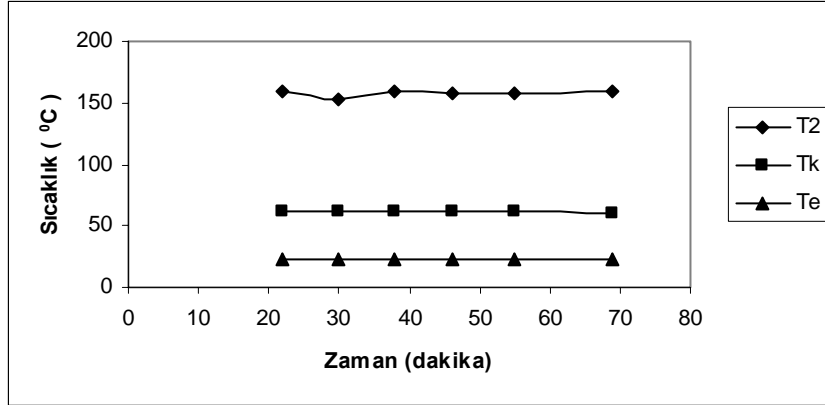
**Şekil 4.3.** 26°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$  l/dk)



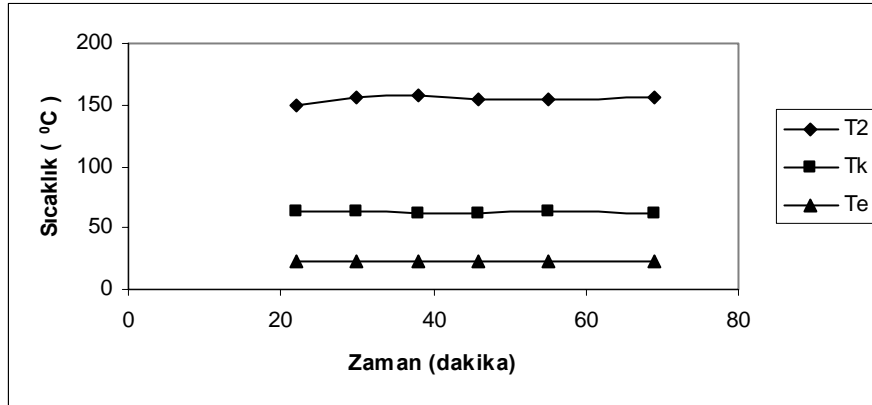
Şekil 4.4. 31°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$  l/dk)



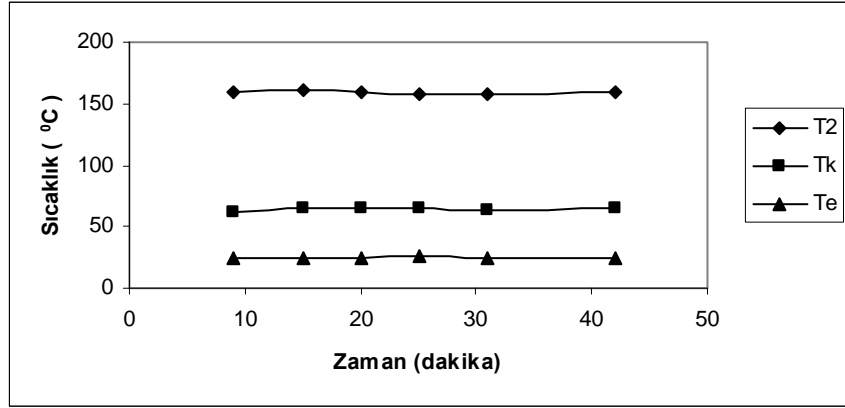
Şekil 4.5. 21°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$  l/dk)



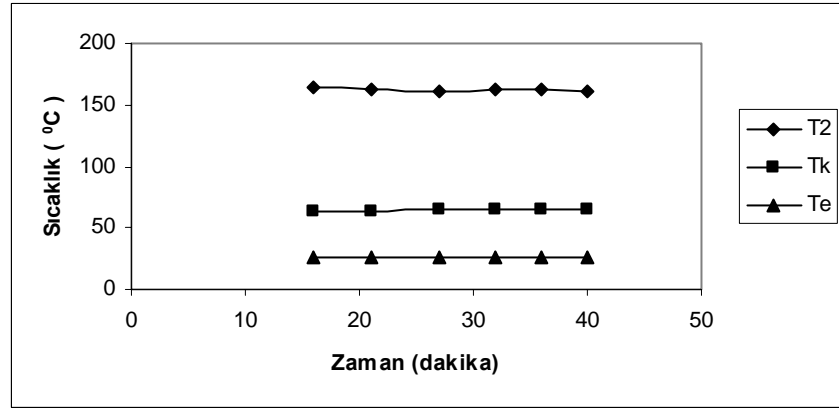
**Şekil 4.6.** 26°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=5$  l/dk)



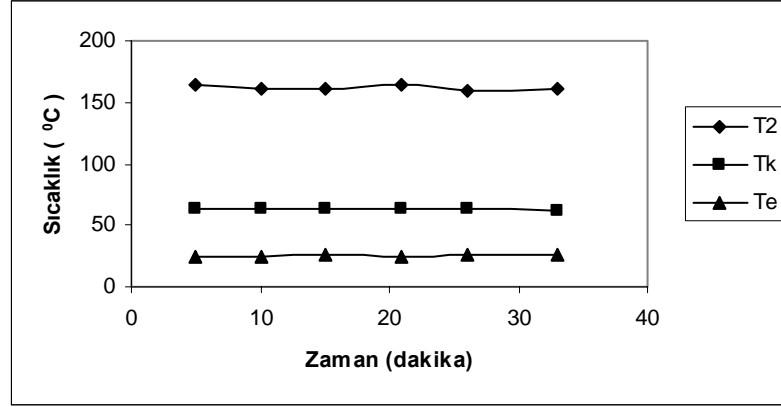
**Şekil 4.7.** 31°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=5$  l/dk)



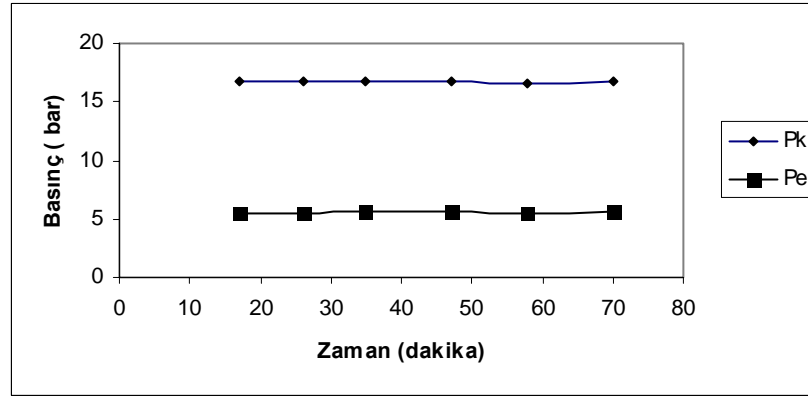
**Şekil 4.8.** 21°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)



**Şekil 4.9.** 26°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)

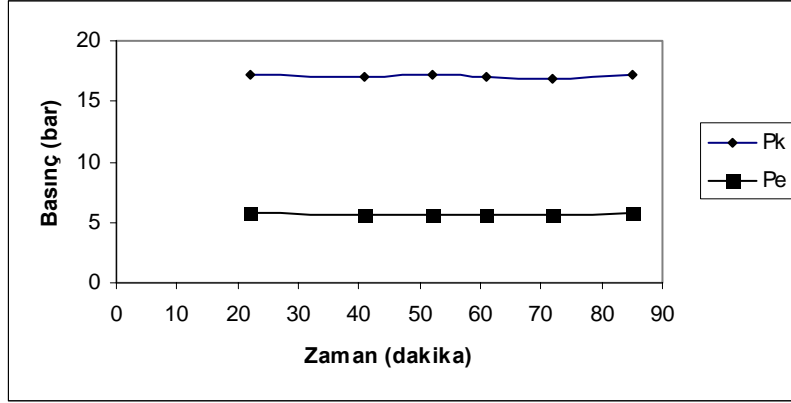


**Şekil 4.10.** 31°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)

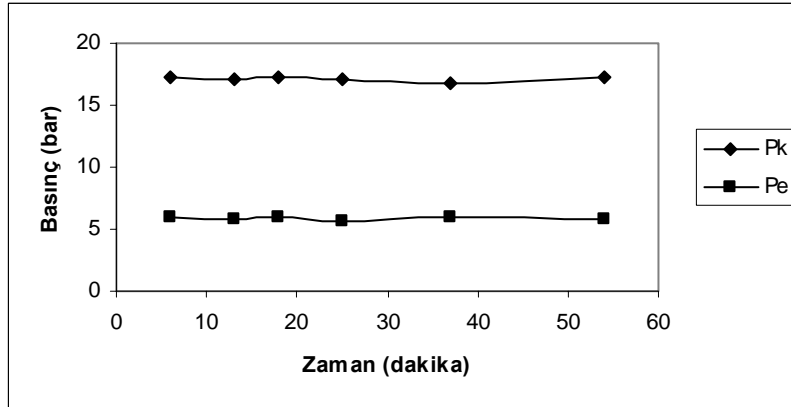


**Şekil 4.11.** 21°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$  l/dk)

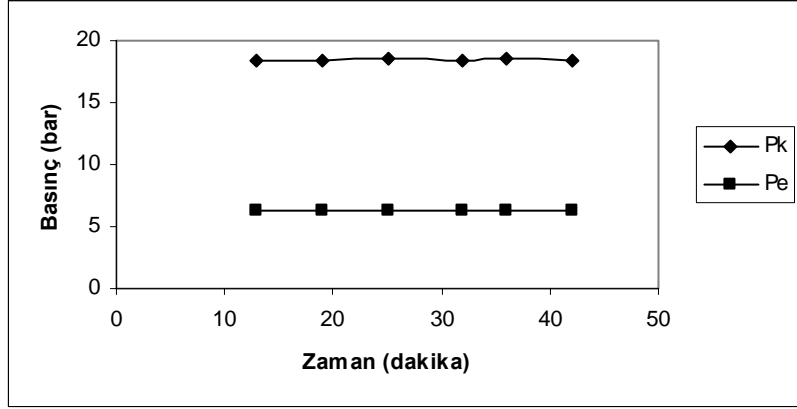




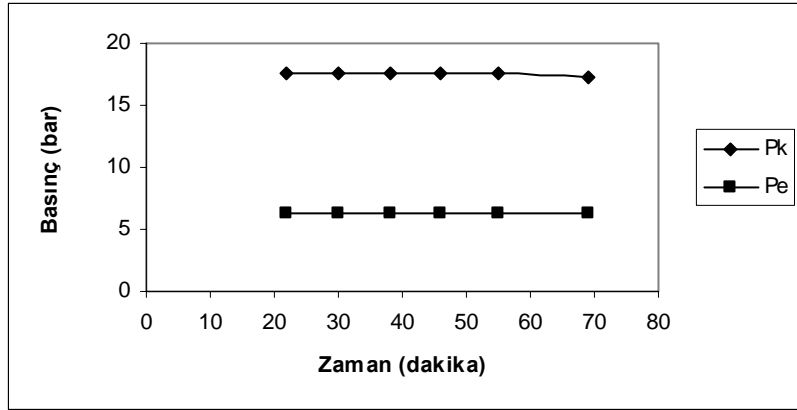
**Şekil 4.12.** 26°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değışimi ( $m_{st}=4$  l/dk)



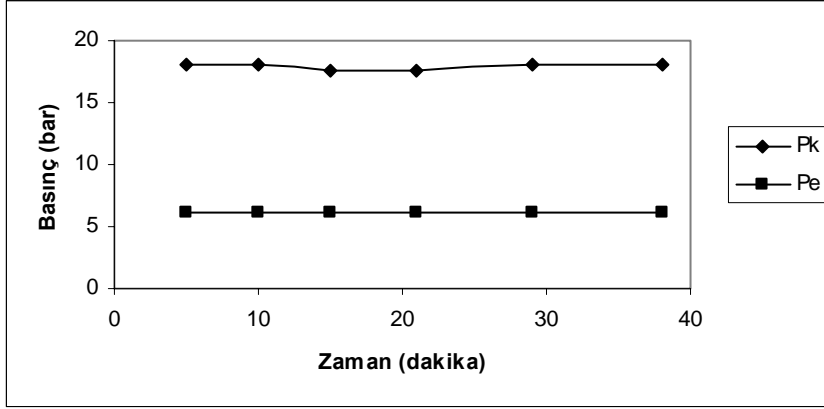
**Şekil 4.13.** 31°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değışimi ( $m_{st}=4$  l/dk)



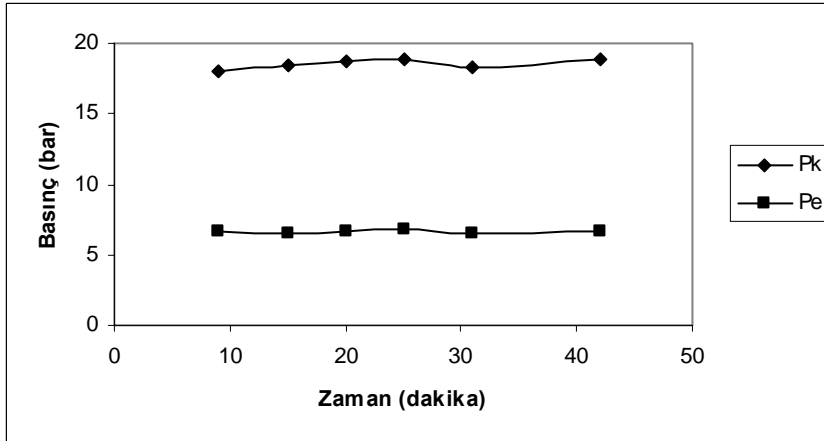
**Şekil 4.14.** 21°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değışimi( $m_{st}=5$  l/dk)



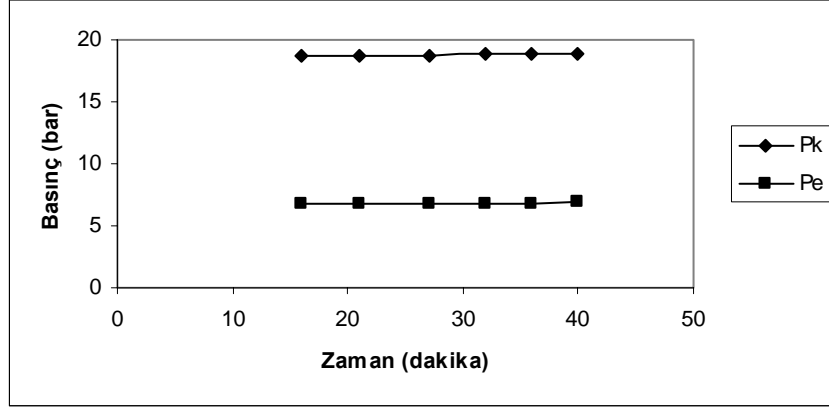
**Şekil 4.15.** 26°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değışimi( $m_{st}=5$  l/dk)



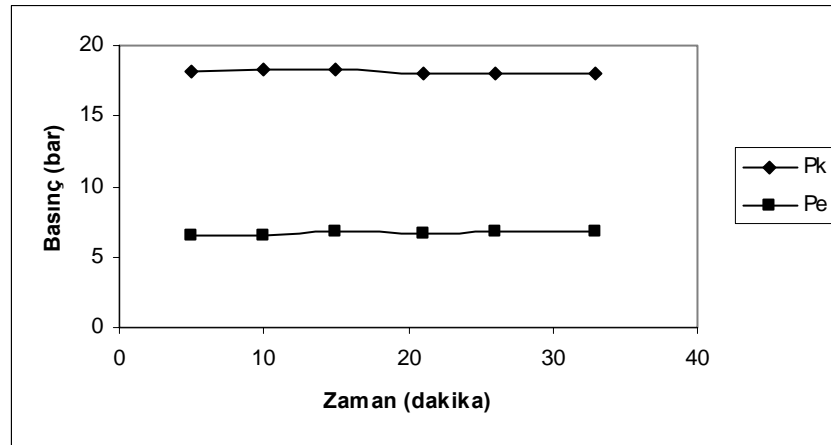
**Şekil 4.16.** 31°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değışimi( $m_{st}=5$  l/dk)



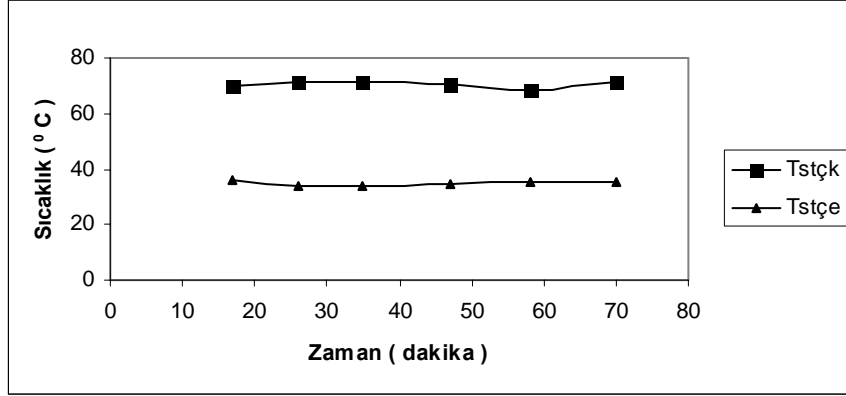
**Şekil 4.17.** 21°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değışimi( $m_{st}=6$  l/dk)



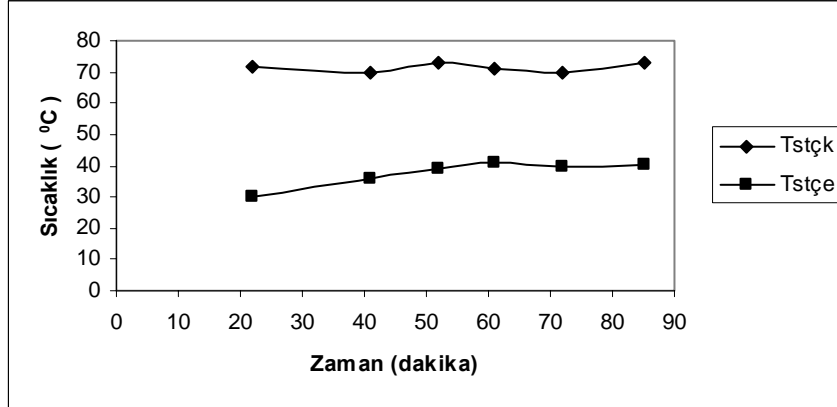
**Şekil 4.18.** 26°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değışimi( $m_{st}=6$  l/dk)



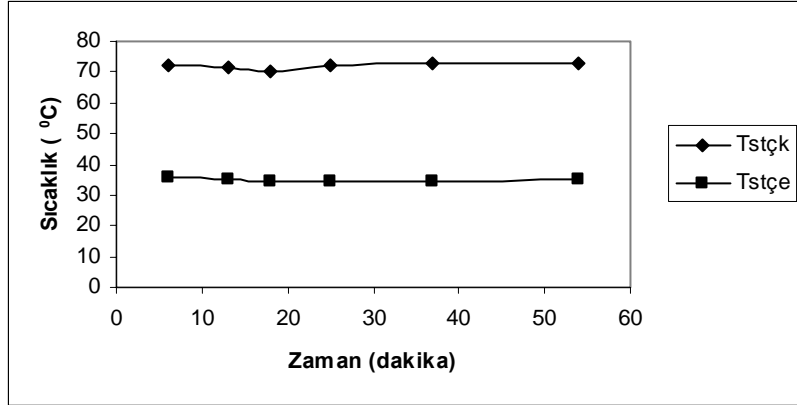
**Şekil 4.19.** 31°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen gaz basınçlarının zamanla değışimi( $m_{st}=6$  l/dk)



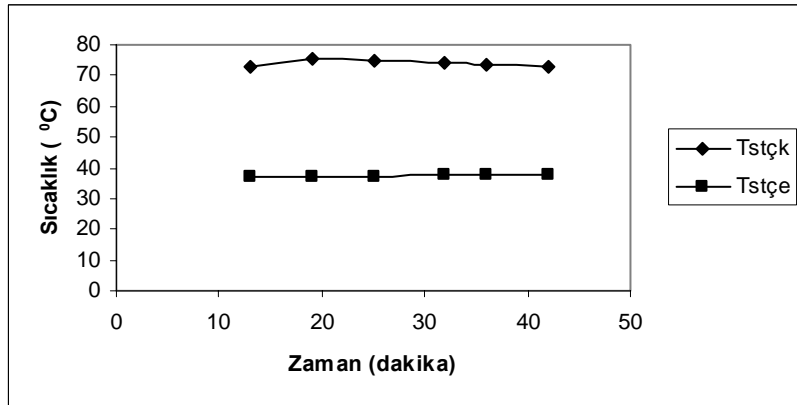
Şekil 4.20. 21°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$  l/dk)



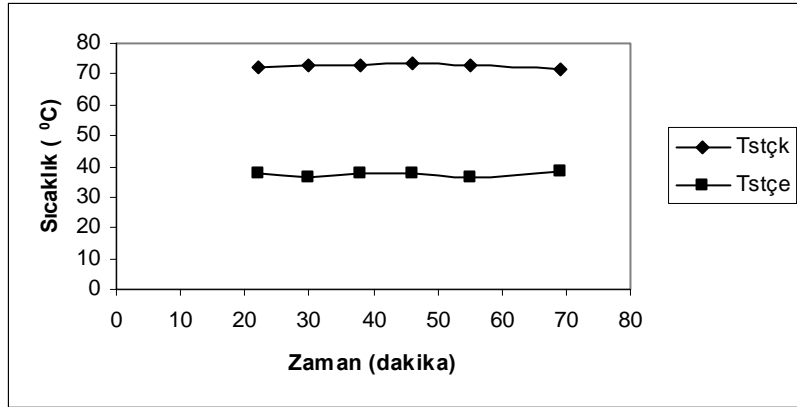
Şekil 4.21. 26°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=4$  l/dk)



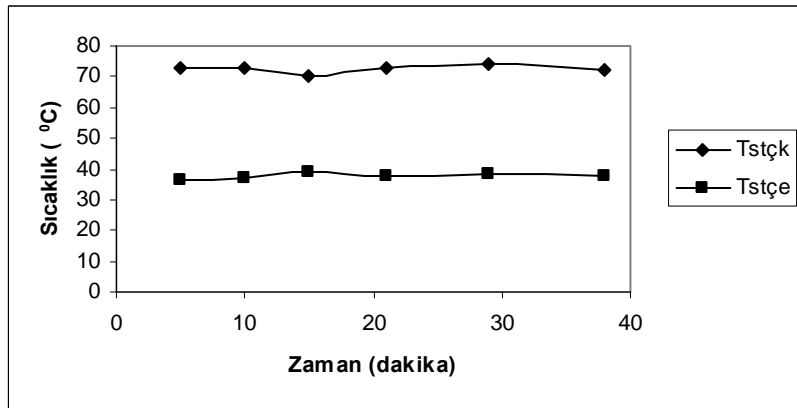
**Şekil 4.22.** 31°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$  l/dk)



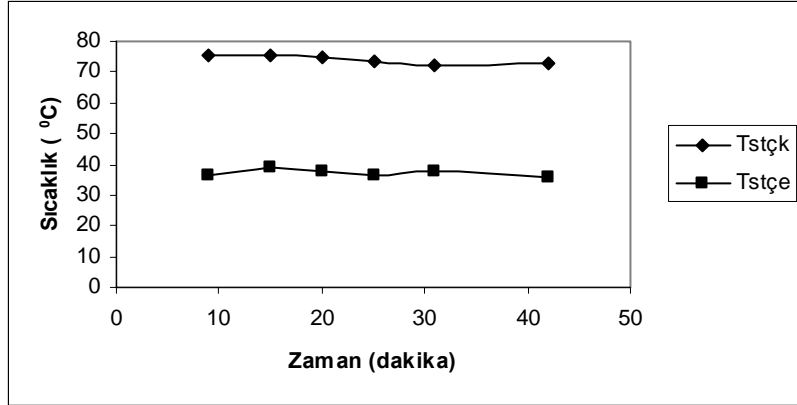
**Şekil 4.23.** 21°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=5$  l/dk)



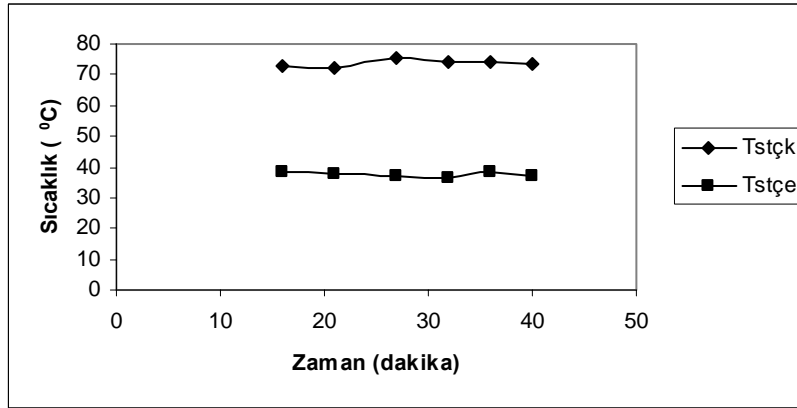
**Şekil 4.24.** 26°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$  l/dk)



**Şekil 4.25.** 31°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi( $m_{st}=5$  l/dk)

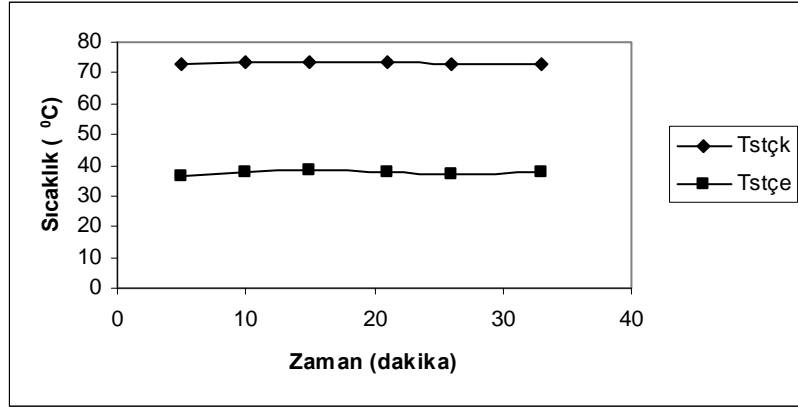


**Şekil 4.26.** 21°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)

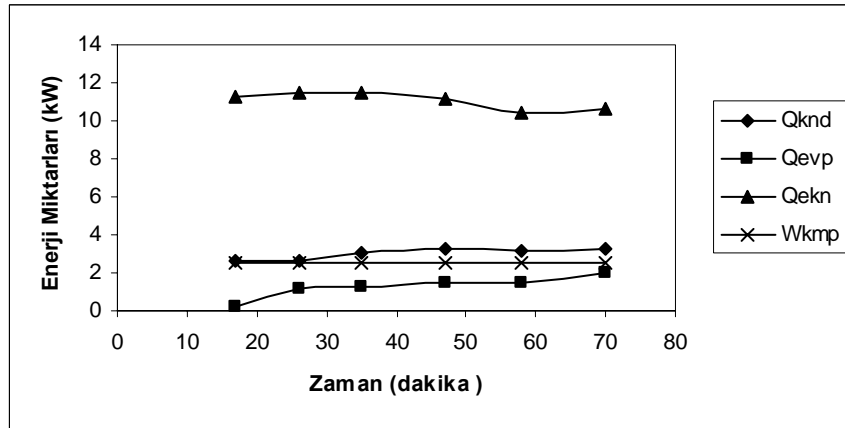


**Şekil 4.27.** 26°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)

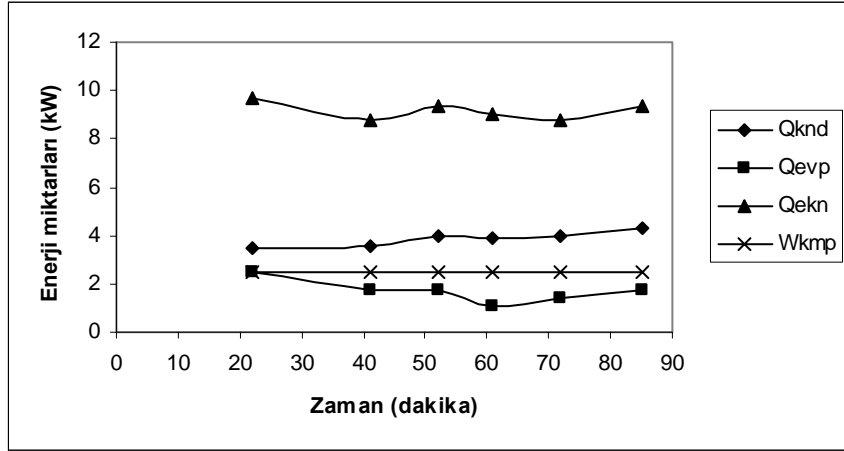




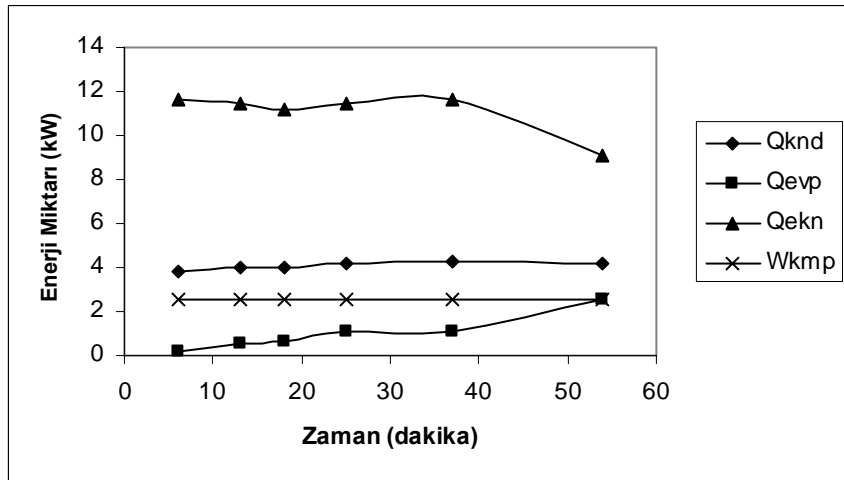
**Şekil 4.28.** 31°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ölçülen süt sıcaklıklarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)



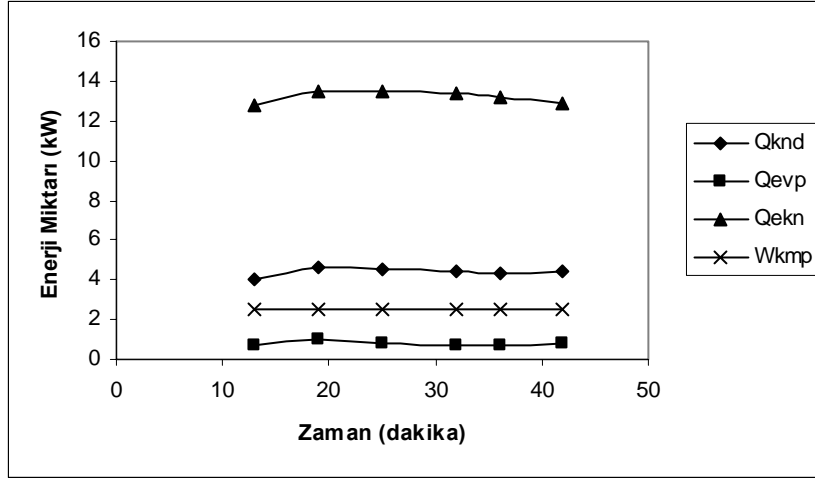
**Şekil 4.29.** 21°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$  l/dk)



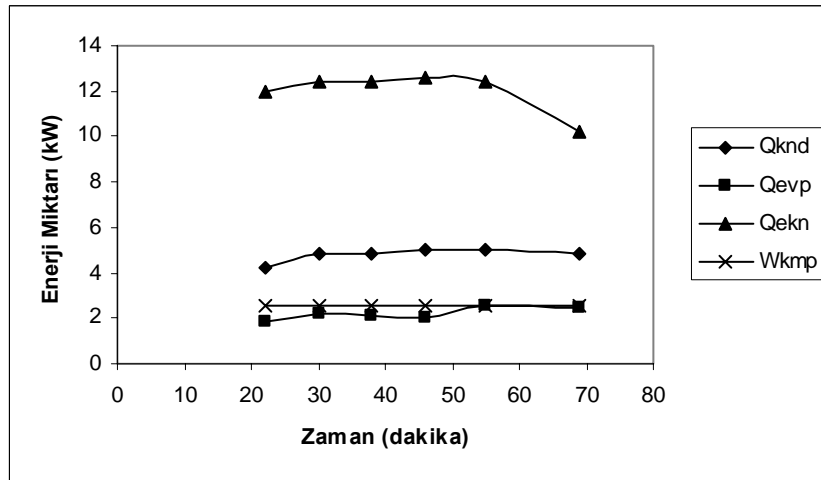
**Şekil 4.30.** 26°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$  l/dk)



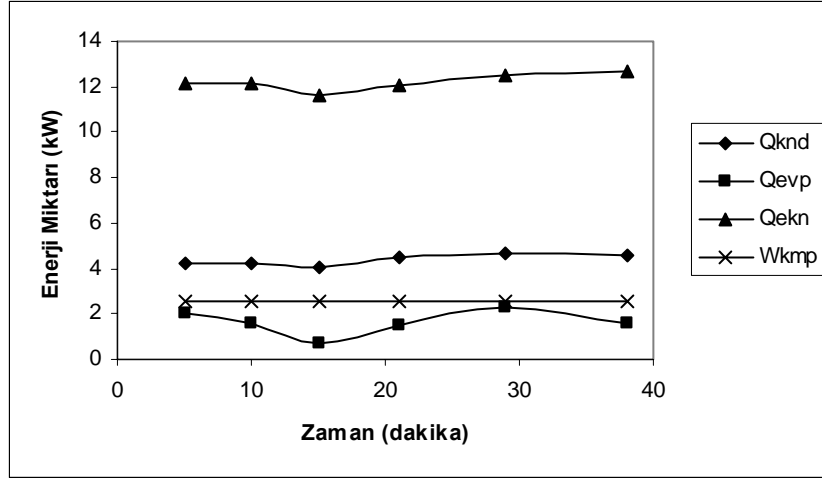
**Şekil 4.31.** 31°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=4$  l/dk)



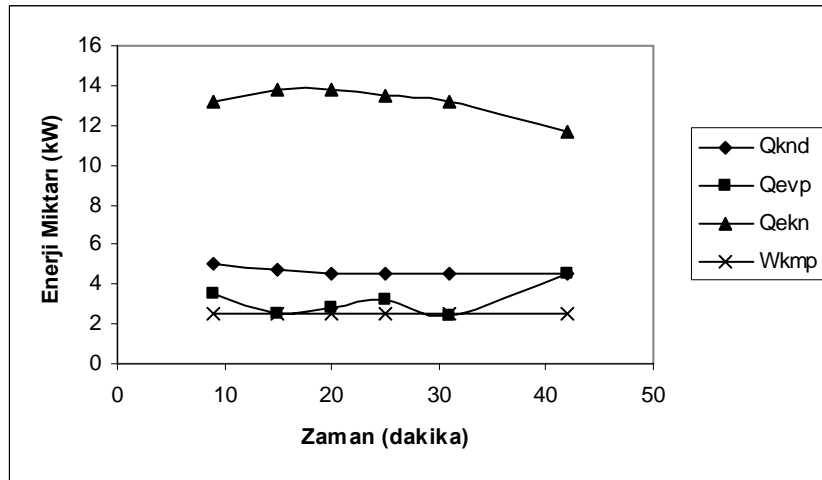
**Şekil 4.32.** 21°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=5$  l/dk)



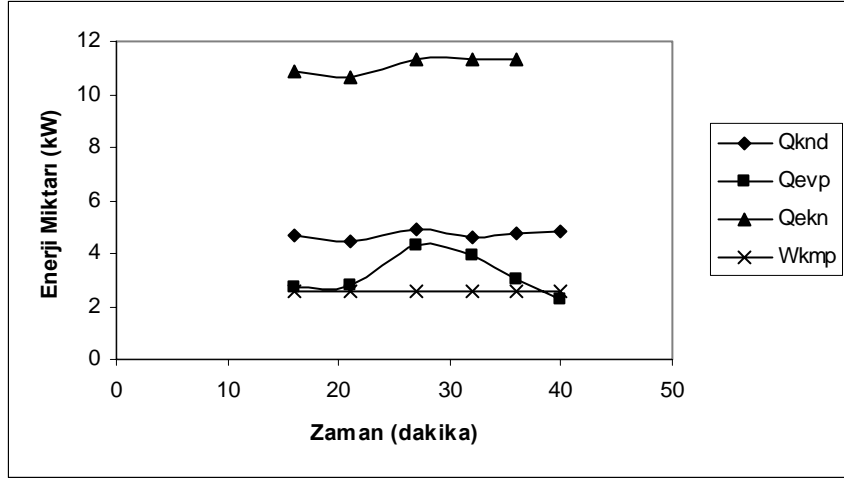
**Şekil 4.33.** 26°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=5$  l/dk)



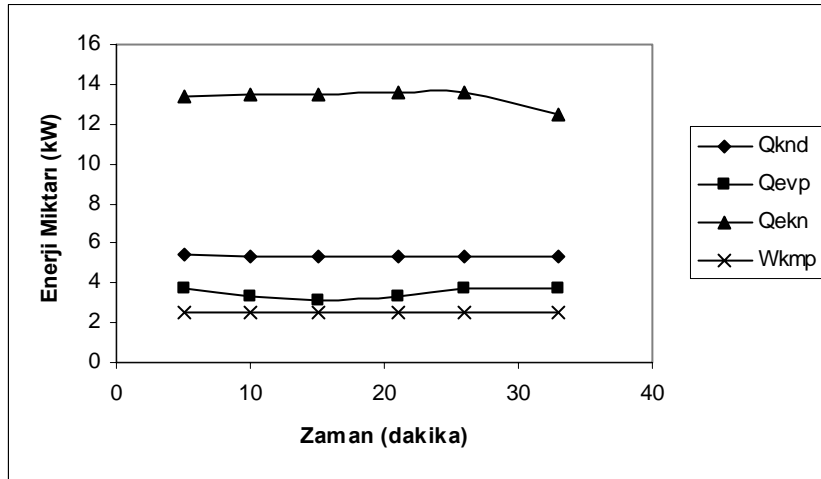
**Şekil 4.34.** 31°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=5$  l/dk)



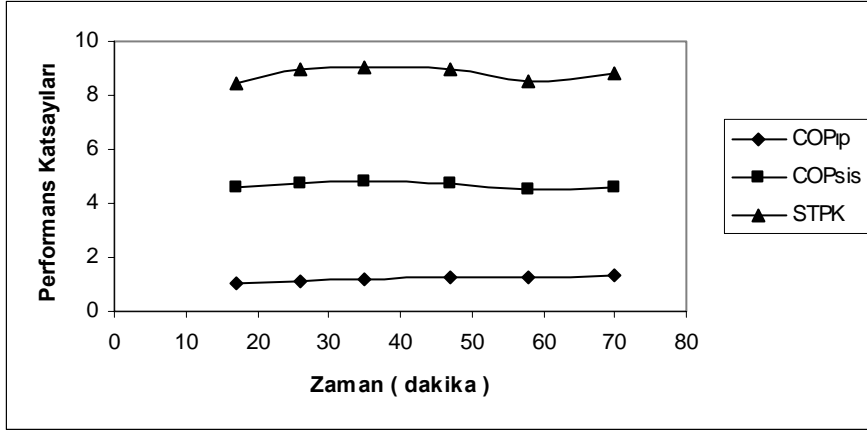
**Şekil 4.35.** 21°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)



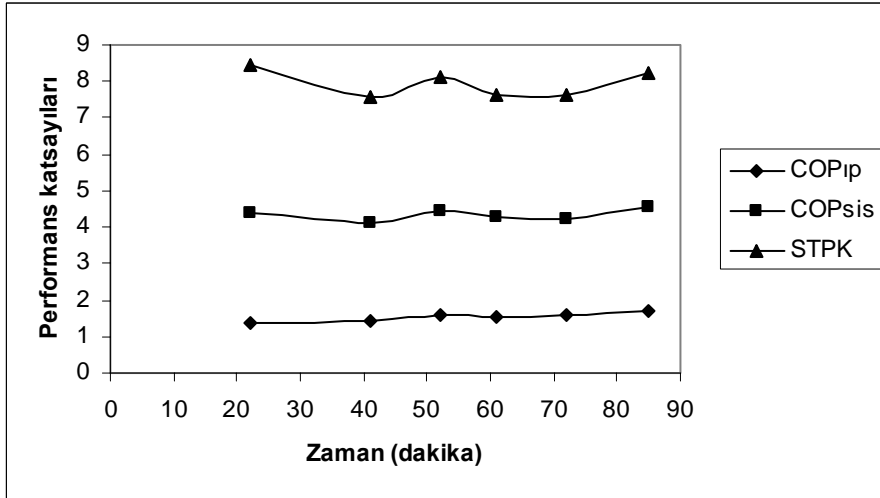
**Şekil 4.36.** 26°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)



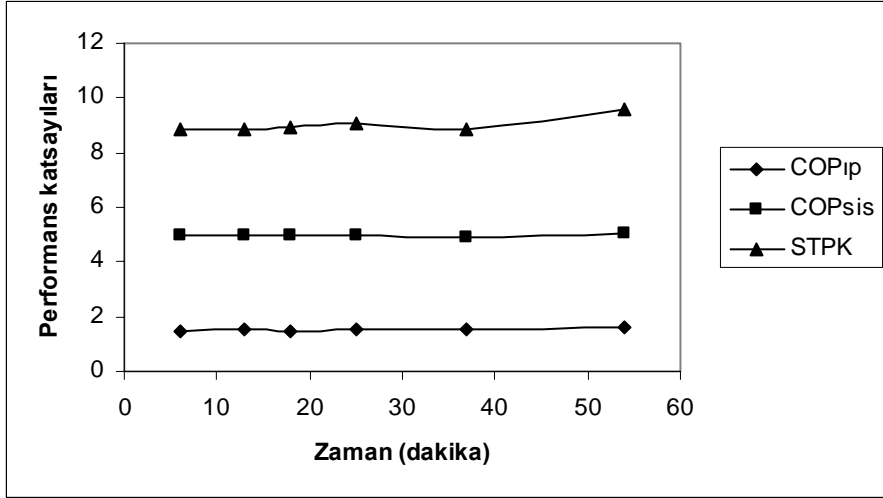
**Şekil 4.37.** 31°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası elemanları olan kondenser, evaporatör ve kompresörde harcanan enerji miktarları ve ekonomizerdeki sağlanan enerji miktarının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)



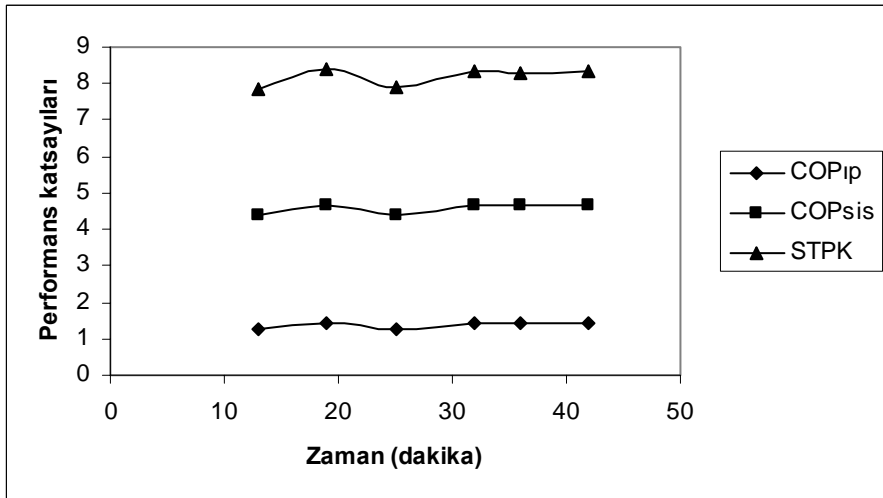
**Şekil 4.38.** 21°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m<sub>st</sub>=4 l/dk)



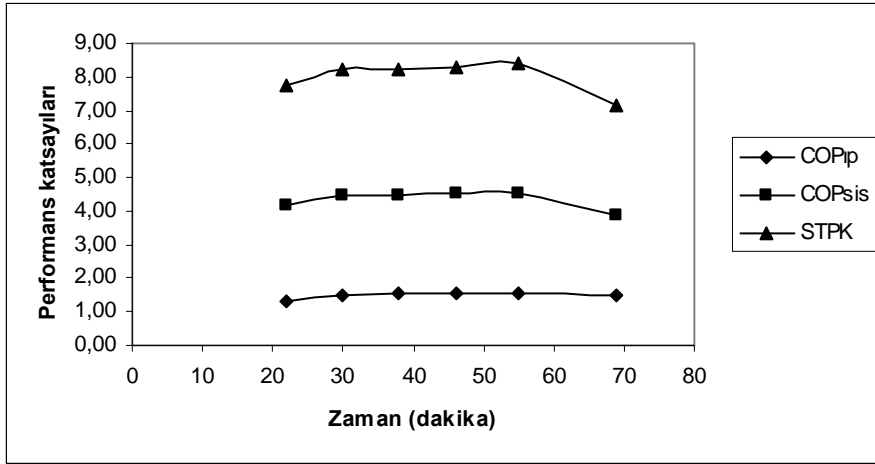
**Şekil 4.39.** 26°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m<sub>st</sub>=4 l/dk)



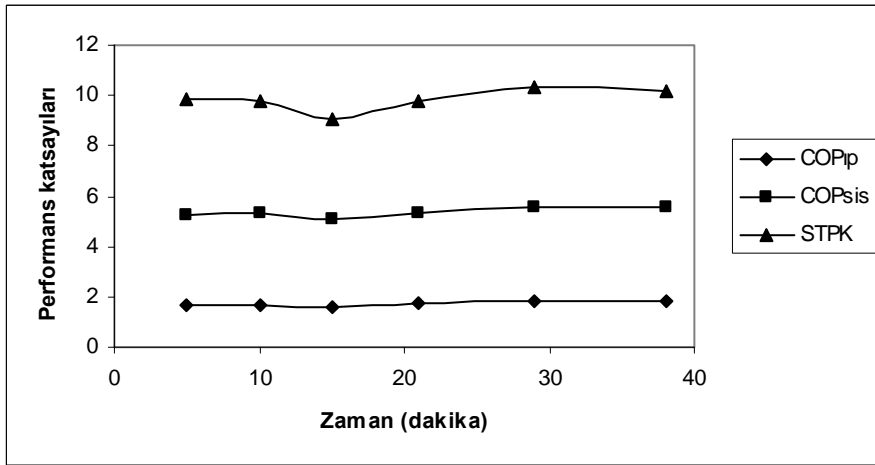
Şekil 4.40. 31°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m<sub>st</sub>=4 l/dk)



Şekil 4.41. 21°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi (m<sub>st</sub>=5 l/dk)

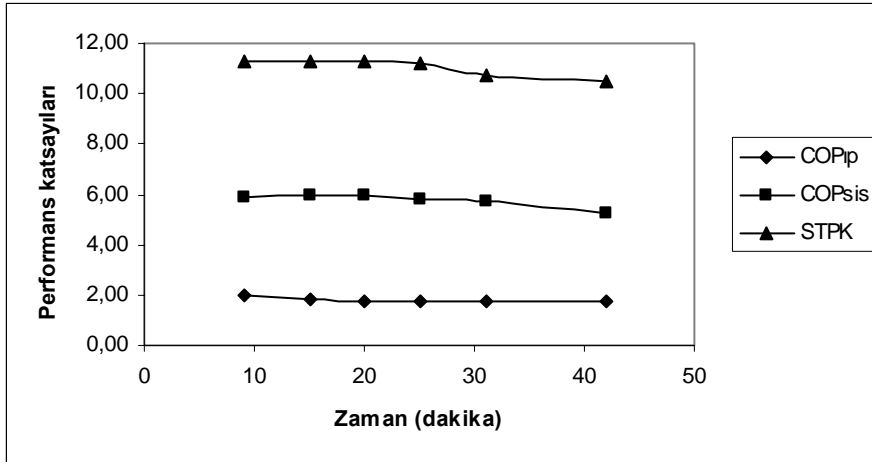


**Şekil 4.42.** 26°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi ( $m_{st}=5$  l/dk)

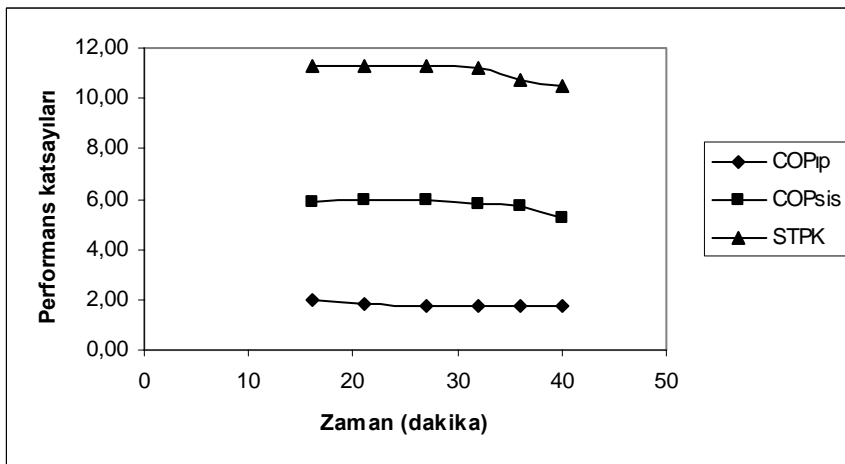


**Şekil 4.43.** 31°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi ( $m_{st}=5$  l/dk)

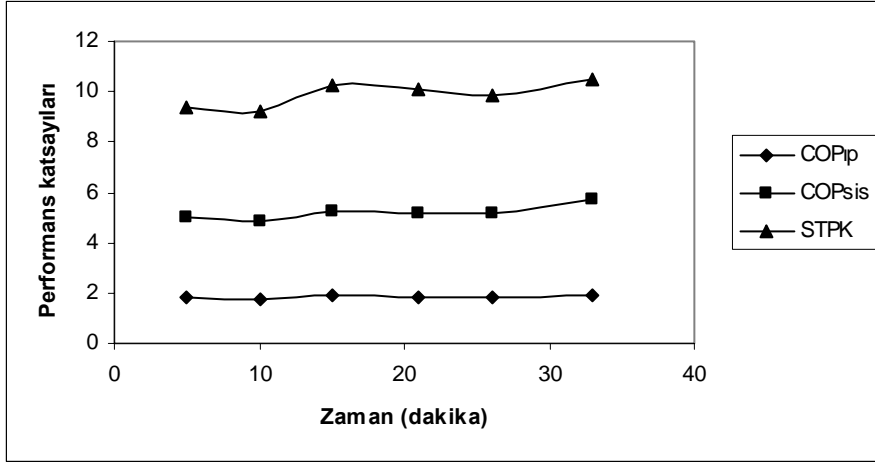




**Şekil 4.44.** 21°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)



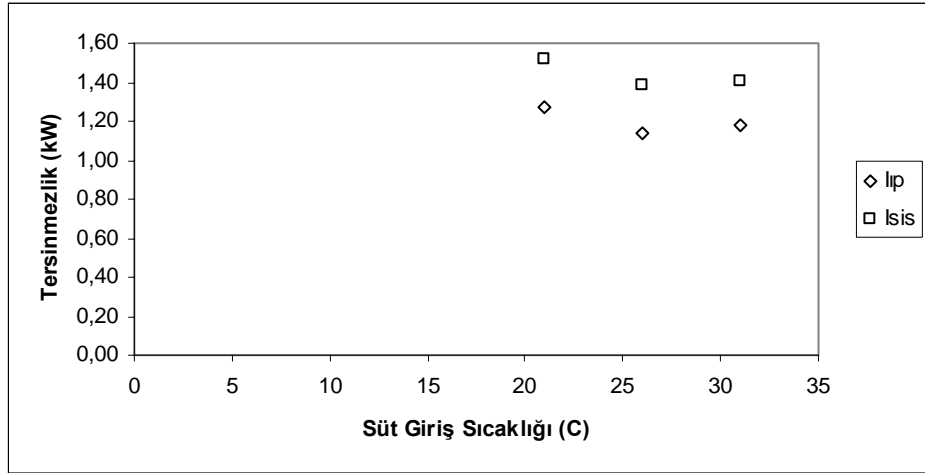
**Şekil 4.45.** 26°C çığ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)



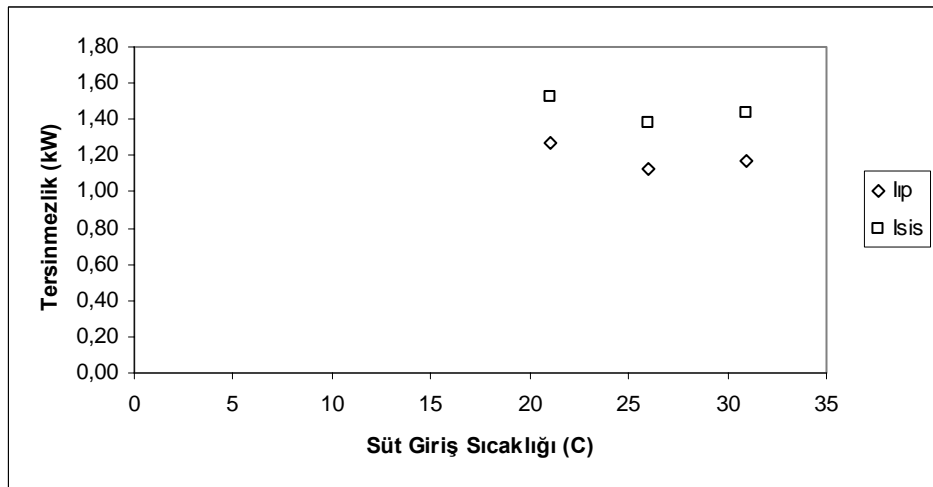
**Şekil 4.46.** 31°C çiğ süt sıcaklığı için yapılan deneyde ısı pompası ve sisteminin etkinlik katsayıları ile sistemin toplam performans katsayısının zamanla değişimi ( $m_{st}=6$  l/dk)



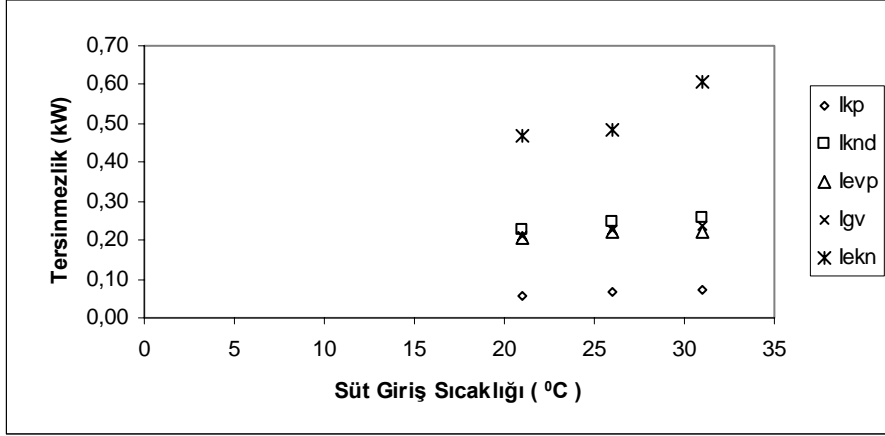
**Şekil 4.47.** R134a soğutkanı için, 21°C, 26°C ve 31°C süt giriş sıcaklıklarında ve 4 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası ve sisteminin tersinmezlik değerlerinin değişimi



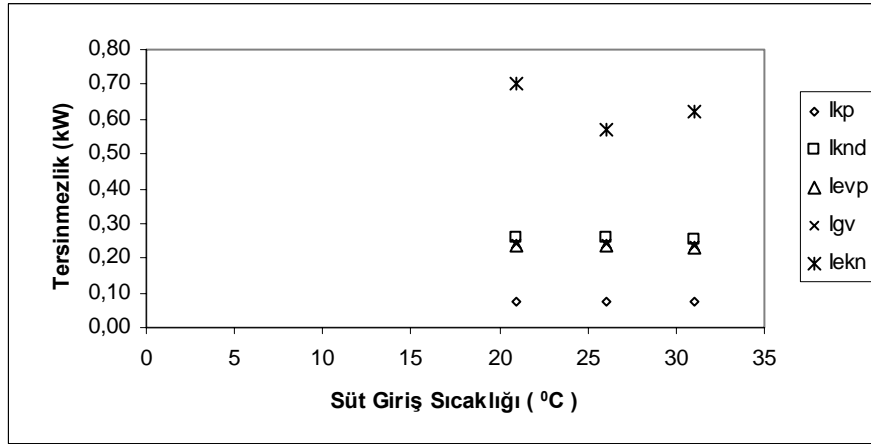
**Şekil 4.48.** R134a soğutkanı için, 21°C, 26°C ve 31°C süt giriş sıcaklıklarında ve 5 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası ve sisteminin tersinmezlik değerlerinin değişimi



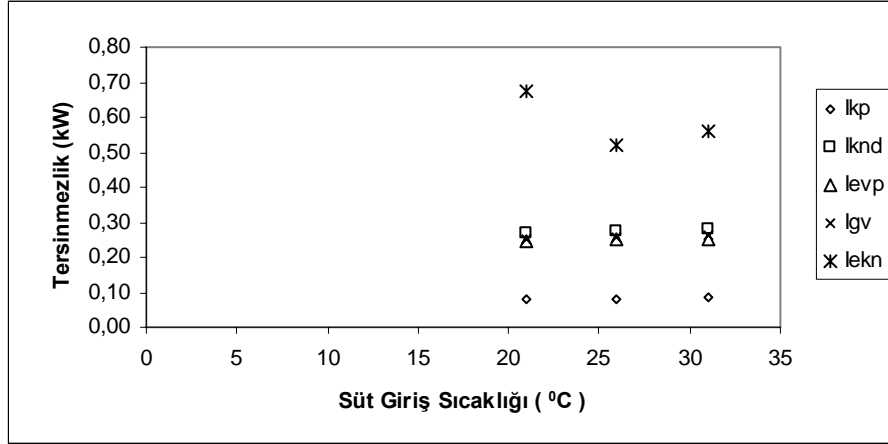
**Şekil 4.49.** R134a soğutkanı için, 21°C, 26°C ve 31°C süt giriş sıcaklıklarında ve 6 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası ve sisteminin tersinmezlik değerlerinin değişimi



Şekil 4.50. R134a soğutkanı için, 21°C, 26°C ve 31°C süt giriş sıcaklıklarında ve 4 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası elemanları ve ekonomizerin tersinmezlik değerlerinin değişimi



Şekil 4.51. R134a soğutkanı için, 21°C, 26°C ve 31°C süt giriş sıcaklıklarında ve 5 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası elemanları ve ekonomizerin tersinmezlik değerlerinin değişimi



**Şekil 4.52.** R134a soğutkanı için, 21°C, 26°C ve 31°C süt giriş sıcaklıklarında ve 6 l/dk sabit süt debisinde ısı pompası elemanları ve ekonomizerin tersinmezlik değerlerinin değişimi

Şekil 4.47, 4.48 ve 4.49'da R134a için ısı pompası ve sistemin toplam tersinmezlik değerlerinin artan süt giriş sıcaklığına göre değişimi verilmiştir. Diyagramlardan da görüldüğü gibi süt giriş sıcaklığının artması ile toplam tersinmezlik değerlerinin de genelde arttığı görülmüştür.

## 5. SONUÇLAR ve ÖNERİLER

Isı pompalarının, aynı proste hem ısıtma hem de soğutma gerektiren uygulamalarda kullanılmasının kazandıracığı avantajlar bilinmesine rağmen, ısı pompaları çiğ sütün pastörizasyonunda yaygın olarak kullanılmamaktadır. Bu çalışmada, ısı pompasını sütü pastörize etmek için kullanmanın getireceği avantajları belirleme amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır.

Bu çalışma ile, ısı pompası süt pastörizasyon sistemi deneysel modelinden elde edilen veriler sonucunda sistemin tasarımında bazı değişikliklerin yapılması gerektiği ortaya çıkmıştır. Bu konuda genel olarak şunları söylemek mümkündür: deney sistemi kurulurken teknik olarak en iyi soğutkan olarak R-114 gazı seçilmiştir. Ancak günümüzde bu gazın ozon tabakasına zararı tespit edildiğinden kullanımı yasaklanmıştır. Sistemde alternatif gaz olarak R-134a gazı kullanılmıştır. Bu durum her ne kadar sistemin ilk yatırım maliyetini artırsa da çevresel faktörler bunu zorunlu kılmaktadır.

### 5.1 Sonuçlar

Bu çalışmada, çiğ sütün pastörizasyonunda kullanılmak üzere tasarlanan, sıvı- sıvı prensibine göre çalışan mekanik buhar sıkıştırma çevrimli plakalı-ekonomizörlü bir ısı pompasının kararlı hal durumundaki değerleri ölçülmüş ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışmadan çıkarılabilecek sonuçlar şöyle özetlenebilir:

(1) Isı pompası plakalı pastörizer sisteminden yaklaşık 2,5 kat, çift- cidarlı kazandan ise 3,5 kat daha az enerji harcamıştır.

(2) Isı pompası ve sistemin ısıtma tesir katsayısı süt debisinin artmasıyla arttığı, aynı zamanda kompresör işinin de süt debisinin artmasıyla arttığı gözlemlenmiştir.

- (3) Kondensere giren süt sıcaklığının artmasıyla ısı pompası ve sistemin ısıtma tesir katsayısı artmış, kompresör işi ise azalmıştır.
- (4) Evaporatör dışındaki diğer elemanların tersinmezlik değerleri süt debisi arttıka artmaktadır. Evaporatör tersinmezliği ise pek değişmemektedir.
- (5) Evaporatör, kondenser, genleşme vanası ve ekonomizerin tersinmezlik değerleri süt giriş sıcaklığının artması ile artmakta, kompresör tersinmezliği ise pek değişmemektedir.
- (6) Süt giriş sıcaklığının artması ile evaporatördeki tersinmezliğin artması toplam tersinmezlik değerlerinin de artmasına neden olmaktadır.
- (7) Süt giriş sıcaklığının artması ile toplam tersinmezlik değerleri düşük debilerde artarken, yüksek debilerde azalmaktadır.
- (8) Süt giriş sıcaklığının artması ile en büyük tersinmezlik değerleri ekonomizer, kondenser ve genleşme vanası tersinmezlikleri olmaktadır.
- (9) Sistemin toplam tersinmezliği için ekonomizerin tersinmezlik değeri önemli olmaktadır. Burada evaporatörün tersinmezliği artmasına rağmen toplam tersinmezlik değerleri diğer elemanların tersinmezlik değerlerinin azalmasından dolayı düşüş göstermiştir.
- (10) Deney sonucu çiğ süt ve ısı pompası çıkışı pastörize sütten alınan numuneler üzerinde yapılan mikrobiyolojik analizler sonucunda sitemim kullanılabilirliği tespit edilmiştir.

(11) Deney sisteminin verileri ile yapılan analiz de R-134a'nın yüksek basınç gerektirdiği ve kompresör çıkışı sıcaklığının da oldukça yüksek olduğu görülmüştür. Bu sakıncaları ortadan kaldıracak tedbirlerin başında sisteme uygun yeni bir kompresörün bulunmasıdır. Bir başka yol da başka bir alternatif akışkanın kullanılabilirliğinin araştırılmasıdır.

(12) Sistemde kullanılan süt pompasının en verimli çalıştığı debi 5 l/dk olduğu ölçülen değerlerden de anlaşılmaktadır.

## 5.2 Öneriler

Deney düzeneğinde gözlemlenen bazı olumsuzlukların ortadan kaldırılması için aşağıda özetlenen tedbirler alınabilir:

Isı pompası sisteminde hesaplanan ısıtma tesir katsayısı her ne kadar yeterli ise de daha yüksek performans değerlerine ulaşmak için, sistemdeki kompresör değiştirilmelidir. Çünkü mevcut kompresör aşırı ısındığından yüksek basınç ve süt debilerinde çalışmaya uygun değildir. Bu nedenle mevcut kompresörle yüksek debilerde çalışmak mümkün değildir.

İlave bir enerji harcamadan çiğ sütün ön ısıtılmasında ve ısıtılan sütün ön soğutulmasında kullanılan ekonomizörün (rejeneratör) performans katsayısının artırılmasında çok önemli bir yeri vardır.

Sistemin rejime girme süresinin kısaltılması için bir dizi tedbir alınmalıdır. Bunun için bu çalışmada bir süre sadece gaz devresi çalıştırılmıştır. Fakat bu tedbirin rejim süresinin kısaltılmasına çok az bir faydası olmuştur.

Çiğ süt tankının dış hava ile irtibatını en aza indirilebilecek şekilde tasarlanmasının deney sonuçlarını olumlu yönde etkileyeceği düşünülmektedir.



Bu çalışma, ülkemizde ve özellikle Doğu ve Güney Doğu Anadolu bölgesinde süt ürünlerinin ısı pompası kullanılarak işlenmesinin ekonomiye sağlayacağı katkıyı ve ısı pompasının sütün pastörizasyonunda kullanılabilirliğini ortaya koymaktadır.

**KAYNAKLAR**

- Acar, Y., 1998. Simulation of vapour compression refrigeration cycle for a house holdrefrigerator. M. S. Thesis in mechanical Engineering, METU, Ankara, 140.
- Akbulut, U., Kıncay, O., 2006, Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi Tesisat Mühendisliği Dergisi Sayı: 94, s. 24-32.
- Akbulut, U., Kıncay, O., 2006, Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi Tesisat Mühendisliği Dergisi Sayı: 94, s. 24-32.
- Anonymous, 1980, Saving of Energy in Refrigeration. International Institute of Refrigeration, Paris.
- Anonymous, 1982, Ashrae Applications Handbook, Atlanta, 17.
- Argemar Araştırma, 2005 Yılı Süt Tüketimi İstatistik Rakamları. Yeni Para / 20 – 26 Mart 2005, Sayı 2005/12 <http://argemar.com/> (10.12.2006).
- Ayhan, T., Çomaklı, Ö. and Kaygusuz, K., 1992. Experimental investigation of the exergetic efficiency of solar assisted and energy storage heat pump systems. Energy Conves. Mgmt. 33 (3). 165 – 173.
- Bergmans, J., 1981, Report for the International Energy Agency Implementing III, Agreement on Advanced heat pumps. Heat Pump Systems Applied in Industry, Annex Leuven Universty, Belgium.
- Bileşik Oksijen Sanayi A.Ş., 2006. Soğutucu Gazlar. Kocaeli, [www.bos.com.tr](http://www.bos.com.tr) (10.12.2006).
- Büyüktür, A. R., 1985, Termodinamik Uygulama Esasları, Uludağ Üniversitesi Basımevi, Cilt 2, 695, Bursa. Öztürk, A. ve Kılıç, A., 1993. Çözümlü Problemlerle Termodinamik. Çağlayan Basımevi, 651, İstanbul.
- Chang, Y., Hsu, C.T. and Wang, C-C., 1996. Single-Tube Performance of Condensation of R-134a on Horizontal Enhanced Tubes. ASHRAE Part(1), 821 – 829.
- Colpan, O.C. and Yeşin, T., 2006. Energetic, exergetic and thermoeconomic analysis of Bilkent combined cycle cogeneration plant. Int. J. of Energy Research, 30(11), 875-894.
- Çomaklı, Ö., Yüksel, B., Kara, Y. A., Çağlar, A. ve Tülek, Y., 1994, Heat pump utilization in milk pasteurization. Energy Conves. Mgmt., 35 (2), 91-96.
- Çomaklı, Ö. ve Bayramoğlu M., 1993. Güneş Enerjisi Destekli Kompresörlü Isı Pompasının Simülasyonu. Türk Isı Bilimi ve Tekniği Derneği Dergisi, 16(1-2), 25-35.
- Çomaklı, Ö., Kaygusuz, K. and Ayhan, T., 1993, Solar- assisted heat pump and energy storage for residential heating. Solar energy Vol. 51, No. 5, p 357-366.
- Çomaklı, Ö., Çelik, C. and Erdoğan, S. , 1999. Determination of Optimum Working Conditions in Heat Pumps Using Nonazeotropic Refrigerant Mixtures. Energy Conversion And Management , 40, 193-203.
- Dağsöz, A. K., 1990, Soğutma Tekniği Isı Pompaları Isı Boruları. Alfa Teknik Kitaplar, İstanbul, (ikinci baskı) s 224.
- Domanski, P.A. and McLinden, M.O., 1992. A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures. Int. J. of Refrig.,15 (2), 81 – 88.

- Downing, R.C., 1974, Refrigerant Equations, ASHRAE Transactions, Vol.80,p.2313.
- Herbas, T. B., Berlinck, E.C., Uriu, C.A.T., Marques, R.P. and Parise, J.A.R., 1993. Steady - state simulation of vapor compression heat pumps, Int. J. Energy Research, 17, 801- 806.
- Hosoz, M. and Direk, M., 2006. Performance evaluation of an integrated automotive Air conditioning and heat pump system. Energy Conversion and Management 47 (2006) 545-559.
- Kara, Y.A., 1993, Süt Pastörizasyon İşlemlerinde Isı Pompası Kullanımı. Yüksek Lisans Tezi, A.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Mak. Müh. Ana Bilim Dalı, s 66-73.
- Khan, J.R. and Zubair, S., 1999. Design and performance evaluation of reciprocating refrigeration systems. Int. J. of Refrig., 22, 235 – 243. Khan, J.R. and Zubair, S.M., 2000. Design and rating of an integrated mechanical subcooling vapour compressionrefrigeration system. Energy Conv. and Management, 41, 1201 – 1222
- Kopac, M. and Zemher, B., 2006. Effect of saturation-temperature on the performance of a vapour-compression refrigeration-cycle working on different refrigerants using exergy metod. Int. J. of Energy Research, 30(9), 729-740.
- Kuzgunkaya, E.H. and Hepbasli, A., 2007 Exergetic ve evaluation of drying of laruel leaves in a vertical ground-source heat pump drying cabinet Int. J. of Energy Research, 31(4), 245-258.
- Lang, F. And Lang, A., 1977. New sources of energy for the dairy industry. Milk industry, 79 (6), 37 –39.
- Lascalles, D. R. and Jebson, R. S., 1985, Some process applications for heat pumps. Heat Pump in Industry, F. Moser and H.Schnitzer, (ed.) by, Elsevier Science Publishers B. V. Netherlands, 20, 221.
- M. N. A. Hawlader, S. K. Chou and M. Z. Ullah, The performance of a solar assisted heat pump water heating system, Applied Thermal Engineering, Vol 21, Issue 10, July 2001, pp. 1049-1065. Makine Mühendisleri Odası İstanbul Şubesi.
- Mecarik , K. and Masaryk, M., 1991.Thermodynamic properties of refrigerants. R11, R12, R13, R14, R22, R23, R113, R114, R500 and R502. Heat recovery systems and CHP, 11 (2/3), 193-197.
- Metin M., 1998. Süt teknolojisi. Ege Üniversitesi Müh. Fak. Yayınları, No: 33 793.
- Michael Hughes H., 2001. New Refrigerants for Applied Heat Pumps ASHRAE Part(2), 613-616. Holman 2001.
- Michael Hughes H., 2001. New Refrigerants for Applied Heat Pumps ASHRAE Part(2), 613 - 616.
- Moser, F. and Schnitzer, H., 1985, Heat Pump in Industry. Elsevier Science Publishers B. V., 264, Netherlands.
- O'Neill, D.Z., Spitler, D.J. and Rees, J.S., 2006 Performance Analysis of Standing Column Well Ground Heat Exchanger Systems ASHRAE Part(2), 633 - 643.
- Ouzzia, B. and Snelson, W.K., 1994. Predicting system performance of alternative refrigerants using a water – water heat pump. ASHRAE Trans., 100 (2), 140 – 146.
- Özçelebi, S., 1986, Konutlarda ısı pompasından yararlanma olanakları uygulamalar, Mühendislik ve Makina Derg., 27, 12-15.
- Özkul, N. Uygulamalı Soğutma Tekniği, İstanbul Üniversitesi

- [www.istanbul.edu.tr/yuksekokullar/teknikbilimler](http://www.istanbul.edu.tr/yuksekokullar/teknikbilimler) (12.11.2006).
- Özyurt, Ö., Çomaklı, Ö. ve Çağlar, A., 2000. Süt pastörizasyonunda kullanılan Isı pompası sisteminin termodinamik açıdan incelenmesi. 12. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 28 – 29 Şubat, Sakarya, Cilt– 1, 18 – 23.
- Özyurt, Ö., Çomaklı, Ö., Çağlar, A. ve Ceylan, Z.G., 1998. Isı pompasının süt pastörizasyonunda kullanılması ve süt endüstrisinde kullanılan klasik sistemlerle enerji açısından karşılaştırılması. UKMK-3 Bildiri Kitabı, 1-4 Eylül, Erzurum, 1, 100-106.
- Özyurt, Ö., 2002, Isı pompaları ve süt pastörizasyonu , Doktora Tezi, Atatürk Üniv. Fen Bil. Enstitüsü Mak. Müh. Ana Bilim Dalı, Erzurum, (sayı).
- Özyurt, Ö., 1996. Süt pastörizasyonunda ısı pompasının kullanımı ve klasik sistemlerle mukayesesi. Y. Lisans Tezi, A. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Mak. Müh. Ana Bilim Dalı, 52-70.
- Pala, M. ve Devres, Y. O., 1987, Isı pompaları:Kuramı, çeşitleri ve uygulama alanları. Mühendis ve Makina Derg., 28, s 7-15.
- Pıhtılı, K., Yıldız, C. ve Biçer, Y., 1993. Isı pompası optimizasyonu. 9. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi Bildiriler Kitabı, cilt 1, 20-22 Eylül Elazığ, 458-466.
- Söylemez, M.S., 2006. Optimum heat pump in milk pasteurizing for dairy. Journal of Food Engineering 74 (2006) 546-551.
- Stewart, R. B., Jacobsen, R. T. and Penoncello, S. G., 1986, Ashrae Thermodynamic Properties of Refrigerants, ASHRAE, 50.
- Teknik Bülten Mart 2005 sayı 3; sayfa 2,5,6  
[www.alarko-carrier.com.tr/eBulten/TekBulten/images](http://www.alarko-carrier.com.tr/eBulten/TekBulten/images) ( 22.03.2008).
- Teknik Bülten Mart 2005 sayı 3; sayfa 2,5,6  
[www.alarko-carrier.com.tr/eBulten/TekBulten/images](http://www.alarko-carrier.com.tr/eBulten/TekBulten/images) ( 22.03.2008).
- Teknik Bülten Mart 2005 sayı 3; sayfa 2,5,6  
[www.alarko-carrier.com.tr/eBulten/TekBulten/images](http://www.alarko-carrier.com.tr/eBulten/TekBulten/images) ( 22.03.2008).
- Usta, N. And İleri, A., 1999. Computerized economic optimization of refrigeration system design. Energy Conv. And Management, 40, 1089 – 1109.
- WEC, 1997 Dünya Enerji Konseyi Türk Milli Komitesi , 1997. Enerji İstatistikleri. Türkiye 7. Enerji Kongresi, 197 – 284.
- Wesley, W. G., Gary, B.K. and Visman, R.N., 1985, Performace analysis of a wind assisted heat pump for a dairy. Tran. ASAE., p 225-259.
- Yamankaradeniz, R., 1986, Isı pompasının dünyadaki tarihi gelişimi ve halen Türkiye’de uygulanmamasının nedenleri., Mühendis ve Makine Derg., 27, 21-23.
- Yılmaz, T. Ve Aydın, K., 1985. Isı pompalarının teorik modellemesi. Isı Bilimi ve Tekniği 5. Ulusal Kongresi, 18 – 22 Eylül, Bildiri Kitabı, 1, 329 – 340.
- Yılmaz, T. ve Oğulata, R.T., 1989. Soğutucu akışkanların termodinamik ve fiziksel özellikleri için basit eşitlikler. Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 12 (1), 19 –24.
- Yüksel, C., 1987, Yurdumuz şartlarında ısı pompası imalatının araştırılması; piyasa tetkiki ve sistem parametrelerinin bilgisayar programı ile analiz edilmesi.Yüksek lisans tezi, Y.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Mak. Müh. Ana Bilim Dalı, s 2-18, 124-138.

**EKLER****EK 1. DENEY ÖLÇÜMLERİ****1. Isı Pompası I. Deneyinde Ölçülen Değerler**

İşlenen süt miktarı	: 100 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 21°C
Sütün debisi	: 0.066 kg/s (4 l/dk)
Gazın debisi	: 160 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 75 dk.
Toplam Past. süresi	: 155 dk
Komp. çektiği akım	: 4.3 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.7 amper

			Ölçüm zamanı (dakika)					
			17	9	9	12	21	12
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	41.30	40.90	41.40	42.10	43.30	44.00
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	151.20	148.70	148.40	148.10	147.90	148.50
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	141.2	138.20	137.90	137.30	137.30	137.20
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	59.00	59.70	59.40	58.20	58.60	58.90
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	19.70	18.50	19.00	18.60	16.80	18.40
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	37.00	37.40	38.30	39.50	41.50	42.30
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20	1.20
	Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	15.70	15,76	15.80	15.60	15.50	15.50
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	25.7	26.2	26.6	27.2	29.9	30.4
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	59.8	60.7	59.7	58.1	58.8	58.8
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>69.9</b>	<b>71.1</b>	<b>71.5</b>	<b>70.7</b>	<b>71.5</b>	<b>71.6</b>
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	36.8	38.1	39.1	40.7	42.9	42.7
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>35.8</b>	<b>33.6</b>	<b>34.1</b>	<b>35.0</b>	<b>35.0</b>	<b>36.0</b>

## 2. Isı Pompası II. Deneyinde Ölçülen Değerler

İşlenen süt miktarı	: 120 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 26°C
Sütün debisi	: 0.066 kg/s (4l/dk)
Gazın debisi	: 160 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 125 dk.
Toplam Past. süresi	: 210 dk
Komp. çektiği akım	: 4.3 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.7 amper

			Ölüm zamanı (dakika)					
			22	19	11	9	11	13
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	39.60	44.19	46.46	46.86	46.03	47.16
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	152.29	151.45	157.01	155.90	155.56	155.61
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	140.67	139.45	143.71	143.88	143.15	143.91
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	61.42	59.37	61.33	60.08	58.50	60.83
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	19.50	20.64	21.56	22.39	20.94	21.58
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	36.46	42.35	45.21	45.42	44.58	46.28
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.28	1.27	1.30	1.32	1.29	1.31
	Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	16.13	15.96	16.20	16.17	15.91	16.17
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	33.48	35.31	36.24	35.55	35.73	36.28
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	57.94	55.60	57.13	55.68	54.34	56.18
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>71.45</b>	<b>69.50</b>	<b>72.74</b>	<b>70.75</b>	<b>69.99</b>	<b>72.96</b>
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	39.90	43.05	46.09	45.27	45.49	47.18
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>30.26</b>	<b>36.136</b>	<b>39.31</b>	<b>41.21</b>	<b>39.96</b>	<b>40.45</b>

### 3. Isı Pompası III. Deneyinde Ölçülen Değerler

İşlenen süt miktarı	: 90 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 31°C
Sütün debisi	: 0.066 kg/s (4 l/dk)
Gazın debisi	: 160 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 172 dk.
Toplam Past. süresi	: 226 dk
Komp. çektiği akım	: 4.4 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.8 amper

			Ölçüm zamanı (dakika)					
			6	7	5	7	12	15
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	42.33	41.54	41.34	41.63	41.69	43.27
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	160.48	155.82	158.84	159.21	152.81	154.39
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	147.11	144.35	144.96	147.06	140.33	141.82
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	61.44	60.56	59.58	60.24	60.75	60.69
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	21.77	21.11	20.70	20.31	20.29	20.49
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	38.03	37.32	37.22	37.70	38.63	40.96
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.28	1.27	1.27	1.27	1.25	1.26
	Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	16.05	15.98	15.89	15.89	15.82	15.85
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	26.55	26.51	26.56	27.20	27.30	29.19
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	57.05	55.65	54.81	55.75	56.04	56.48
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>71.98</b>	<b>71.30</b>	<b>70.30</b>	<b>72.08</b>	<b>72.60</b>	<b>72.71</b>
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	36.90	37.01	37.04	38.26	38.89	45.03
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>36.06</b>	<b>34.83</b>	<b>34.48</b>	<b>34.17</b>	<b>34.69</b>	<b>35.178</b>

#### 4. Isı Pompası IV. Deneyinde Ölçülen Değerler

İşlenen süt miktarı	: 90 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 21°C
Sütün debisi	: 0.083 kg/s (5 l/dk)
Gazın debisi	: 160 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 54 dk.
Toplam Past. süresi	: 96 dk
Komp. çektiği akım	: 4.4 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.8 amper

			Ölüm zamanı (dakika)					
			13	6	6	7	5	6
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	42.87	42.92	43.18	43.13	43.15	43.11
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	155.43	155.86	156.32	156.72	154.72	157.44
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	141.19	142.72	144.18	144.62	143.06	143.66
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	63.90	64.87	65.34	64.92	64.48	63.37
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	23.54	23.69	24.78	24.94	25.02	24.62
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	39.90	39.77	40.14	39.92	39.90	39.93
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.28	1.30	1.32	1.32	1.32	1.36
	Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	16.29	16.44	16.55	16.59	16.58	16.52
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	32.64	33.51	32.88	32.78	32.58	32.47
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	60.00	61.25	60.92	60.46	60.05	58.77
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>72.70</b>	<b>75.62</b>	<b>74.96</b>	<b>74.45</b>	<b>73.72</b>	<b>72.66</b>
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	39.33	39.97	39.87	39.74	39.74	39.88
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>37.09</b>	<b>36.87</b>	<b>37.39</b>	<b>37.51</b>	<b>37.51</b>	<b>37.42</b>



### 5. Isı Pompası V. Deneyinde Ölçülen Değerler

İşlenen süt miktarı	: 120 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 26°C
Sütün debisi	: 0.083 kg/s (5 l/dk)
Gazın debisi	: 160 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 149 dk.
Toplam Past. süresi	: 218 dk
Komp. çektiği akım	: 4.4 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.8 amper

			Ölçüm zamanı (dakika)		22	8	8	8	9	14
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	46.38	45.02	45.54	45.55	45.65	45.77		
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	159.05	152.78	159.59	157.33	157.46	159.70		
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	146.93	141.10	146.04	146.09	145.64	146.19		
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	62.27	61.88	62.06	62.38	61.76	60.78		
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	24.58	23.22	23.43	23.95	23.68	22.49		
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	43.64	42.76	43.36	44.05	44.12	43.97		
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.33	1.30	1.31	1.32	1.32	1.31		
Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	16.47	16.27	16.31	16.34	16.28	16.14			
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	34.53	34.05	34.12	34.25	34.02	39.47		
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	58.75	57.61	57.69	57.80	57.08	56.35		
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>72.00</b>	<b>72.74</b>	<b>72.96</b>	<b>73.48</b>	<b>72.79</b>	<b>71.45</b>		
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	43.20	43.43	43.90	44.35	44.35	44.86		
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>37.41</b>	<b>36.54</b>	<b>37.41</b>	<b>37.97</b>	<b>36.24</b>	<b>38.23</b>		

## 6. Isı Pompası VI. Deneyinde Ölçülen Değerler

İşlenen süt miktarı	: 90 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 31°C
Sütün debisi	: 0.083 kg/s (5 l/dk)
Gazın debisi	: 160 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 92 dk.
Toplam Past. süresi	: 130 dk
Komp. çektiği akım	: 4.4 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.8 amper

			Ölüm zamanı (dakika)					
			5	5	5	6	8	9
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	43.46	44.25	44.28	44.20	45.79	46.02
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	149.22	155.58	157.38	154.26	154.97	156.36
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	136.28	141.22	143.15	142.65	142.04	144.07
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	62.62	62.86	61.48	61.99	63.42	62.30
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	21.41	22.12	22.24	22.08	23.29	24.08
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	41.02	41.95	41.52	41.48	44.02	43.94
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.26	1.27	1.27	1.27	1.29	1.29
Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	15.94	16.04	16.01	16.04	16.18	16.18	
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	34.82	34.47	34.14	35.20	35.35	32.56
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	59.64	59.42	57.69	58.76	59.79	57.95
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>72.73</b>	<b>72.57</b>	<b>70.36</b>	<b>72.89</b>	<b>74.36</b>	<b>72.24</b>
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	42.38	42.14	41.20	42.70	45.37	42.59
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>37.17</b>	<b>37.25</b>	<b>38.90</b>	<b>37.92</b>	<b>38.26</b>	<b>37.74</b>

## 7. Isı Pompası VII. Deneyinde Ölçülen Değerler

İşlenen süt miktarı	: 90 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 21°C
Sütün debisi	: 0.01 kg/s (6 l/dk)
Gazın debisi	: 150 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 88 dk.
Toplam Past. süresi	: 130 dk
Komp. çektiği akım	: 4.4 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.8 amper

			Ölüm zamanı (dakika)					
			9	6	5	5	6	11
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	44.97	45.91	46.33	46.33	46.27	46.84
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	159.25	160.83	159.73	157.96	157.91	159.10
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	144.88	147.29	145.72	146.32	145.93	145.87
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	62.26	65.21	65.74	64.83	64.16	64.34
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	17.83	21.84	25.04	25.98	26.05	25.98
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	44.31	45.02	45.29	44.78	44.44	45.72
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.30	1.30	1.30	1.31	1.31	1.32
	Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	16.20	16.20	16.20	16.30	16.35	16.40
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	41.13	39.70	38.62	38.27	38.08	42.70
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	62.17	63.27	62.67	61.56	60.78	61.38
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>75.37</b>	<b>75.61</b>	<b>74.52</b>	<b>73.26</b>	<b>72.44</b>	<b>73.11</b>
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	45.66	45.51	45.03	44.46	44.20	47.26
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>37.17</b>	<b>37.25</b>	<b>38.90</b>	<b>37.92</b>	<b>38.26</b>	<b>37.74</b>

### 8. Isı Pompası VIII. Deneyinde Ölçülen Değerler

İşlenen süt miktarı	: 90 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 26°C
Sütün debisi	: 0.01 kg/s (6 l/dk)
Gazın debisi	: 150 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 88 dk.
Toplam Past. süresi	: 128 dk
Komp. çektiği akım	: 4.4 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.8 amper

			Ölüm zamanı (dakika)		16	5	6	5	4	4
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	50.20	50.60	50.70	51.37	51.40	50.30		
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	163.43	162.66	160.36	162.66	163.39	161.37		
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	150.97	148.45	145.85	148.47	149.89	149.78		
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	64.07	64.01	64.93	65.45	65.30	64.67		
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	26.42	27.07	26.86	27.30	27.55	27.80		
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	50.17	50.40	50.06	51.63	51.32	49.40		
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.33	1.33	1.33	1.34	1.34	1.34		
	Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	16.39	16.43	16.38	16.44	16.47	16.48		
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	44.49	44.51	45.74	44.89	44.57	40.35		
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	61.01	60.72	62.44	62.33	61.77	60.87		
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>73.12</b>	<b>72.27</b>	<b>75.18</b>	<b>74.39</b>	<b>74.10</b>	<b>73.52</b>		
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	45.81	45.18	48.34	46.62	46.12	43.17		
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>38.68</b>	<b>37.89</b>	<b>37.15</b>	<b>36.47</b>	<b>38.30</b>	<b>37.36</b>		

### 9. Isı Pompası IX. Deneyinde Ölçülen Değerler

İşlenen süt miktarı	: 90 kg
Sütün giriş sıcaklığı	: 31°C
Sütün debisi	: 0.01 kg/s (6 l/dk)
Gazın debisi	: 160 lit/sa
Rejime gelme süresi	: 72 dk.
Toplam Past. süresi	: 105 dk
Komp. çektiği akım	: 4.4 amper
Süt pomp çektiği akım	: 1.8 amper

			Ölçüm zamanı (dakika)					
			5	5	5	6	5	7
<b>R134a Devr.</b>	Komp. giriş sic. (T <sub>1</sub> )	°C	46.99	47.37	47.73	47.88	47.48	47.67
	Komp. çıkış sic. (T <sub>2</sub> )	°C	163.79	161.36	161.48	164.75	159.63	160.49
	Kond. giriş sic. (T <sub>3</sub> )	°C	150.34	150.69	147.92	151.24	148.40	148.35
	Kond. çıkış sic. (T <sub>4</sub> )	°C	62.80	63.18	63.27	63.00	62.95	62.56
	Evap. giriş sic. (T <sub>5</sub> )	°C	24.32	24.76	25.23	25.42	25.44	25.24
	Evap. çıkış sic. (T <sub>6</sub> )	°C	45.62	46.09	46.50	46.52	46.58	46.57
	Evap. bas. (P <sub>e</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	1.34	1.34	1.34	1.35	1.34	1.34
	Kond. bas. (P <sub>k</sub> )	kg/cm <sup>2</sup>	16.36	16.41	16.43	16.45	16.41	16.38
<b>Süt Devr.</b>	Ekon. giriş sic. (T <sub>7</sub> )	°C	38.07	38.09	38.06	37.82	37.61	39.96
	Kond. giriş sic. (T <sub>8</sub> )	°C	58.81	59.37	59.33	59.21	59.09	58.65
	<b>Kond. çıkış sic. (T<sub>9</sub>)</b>	°C	<b>72.88</b>	<b>73.34</b>	<b>73.19</b>	<b>72.19</b>	<b>72.90</b>	<b>72.55</b>
	Evap. giriş sic. (T <sub>10</sub> )	°C	46.02	46.46	46.72	46.60	46.66	47.53
	<b>Evap. çıkış sic. (T<sub>11</sub>)</b>	°C	<b>36.22</b>	<b>37.88</b>	<b>38.55</b>	<b>37.89</b>	<b>36.95</b>	<b>37.87</b>

## EK 2. DENEYSEL VERİLERLE HESAPLANAN DEĞERLER

1. Plakalı pastörizatör ve çift cidarlı kazan sistemleri ile ısı pompası sisteminde 1 kg sütün pastörizasyonu için harcanan enerji miktarları

Enerji Türü (kJ/kg-süt)	Plakalı Pastörizer	Çift-cidarlı Kazan	Isı pompası Sistemi
Isı Enerjisi	248.66	494.49	-
Elektrik Enerjisi	98.2	5.93	135.77
Kullanılan Soğuk Suyun Eşdeğer Enerjisi	-	9.45	-
Harcanan Toplam Enerji	<u>346.86</u>	<u>509.87</u>	<u>135.77</u>

### 2. Isı Pompası I. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_{ip}$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	17	0.044	0,228	2,583	11,297	2,490	1,037	4,615	8,448
	9	0.044	1,172	2,683	11,515	2,490	1,077	4,721	8,940
	9	0.044	1,270	3,009	11,497	2,490	1,208	4,824	9,069
	12	0.044	1,466	3,220	11,122	2,490	1,293	4,769	8,955
	21	0.044	1,451	3,194	10,435	2,490	1,282	4,532	8,484
	12	0.044	2,024	3,248	10,643	2,490	1,304	4,619	8,832

1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)=199

### 3. Isı Pompası II. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_1$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	22	0.044	2,470	3,459	9,721	2,490	1,389	4,382	8,436
	19	0.044	1,774	3,557	8,751	2,490	1,428	4,093	7,592
	11	0.044	1,735	3,995	9,344	2,490	1,604	4,436	8,120
	9	0.044	1,041	3,856	9,011	2,490	1,548	4,279	7,621
	11	0.044	1,415	4,008	8,770	2,490	1,609	4,249	7,636
	13	0.044	1,723	4,294	9,388	2,490	1,724	4,550	8,245

1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)= 212

#### 4. Isı Pompası III. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_1$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	6	0.044	0,215	3,822	11,630	2,548	1,500	4,991	8,818
	7	0.044	0,560	4,005	11,466	2,548	1,571	4,998	8,882
	5	0.044	0,656	3,822	11,630	2,548	1,500	4,991	8,960
	7	0.044	1,049	4,005	11,466	2,548	1,571	4,998	9,041
	12	0.044	1,075	3,967	11,198	2,548	1,557	4,899	8,864
	15	0.044	2,522	4,181	11,490	2,548	1,641	5,062	9,589
1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)= 138									

#### 5. Isı Pompası IV. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_1$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	13	0.044	0,573	3,252	10,256	2,548	1,276	4,364	7,862
	6	0.044	0,793	3,681	10,782	2,548	1,444	4,672	8,412
	6	0.044	0,635	3,252	10,256	2,548	1,276	4,364	7,882
	7	0.044	0,572	3,681	10,782	2,548	1,444	4,672	8,340
	5	0.044	0,569	3,593	10,771	2,548	1,410	4,640	8,304
	6	0.044	0,629	3,580	10,667	2,548	1,405	4,648	8,333
1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)= 107									

#### 6. Isı Pompası V. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_1$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	22	0.044	1,484	3,391	9,591	2,548	1,331	4,194	7,771
	8	0.044	1,762	3,872	9,904	2,548	1,520	4,450	8,219
	8	0.044	1,660	3,909	9,942	2,548	1,534	4,474	8,222
	8	0.044	1,632	4,015	10,043	2,548	1,575	4,541	8,313
	9	0.044	2,076	4,024	9,929	2,548	1,579	4,507	8,385
	14	0.044	1,952	3,863	8,183	2,548	1,516	3,891	7,165
1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)= 176									

### 7. Isı Pompası VI. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_1$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	5	0.044	1,987	4,190	12,133	2,548	1,644	5,273	9,835
	5	0.044	1,564	4,209	12,191	2,548	1,652	5,298	9,741
	5	0.044	0,734	4,053	11,592	2,548	1,590	5,054	9,036
	6	0.044	1,530	4,519	12,059	2,548	1,773	5,355	9,745
	8	0.044	2,273	4,661	12,482	2,548	1,829	5,538	10,304
	9	0.044	1,551	4,570	12,696	2,548	1,793	5,578	10,180
1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)= 97									

### 8. Isı Pompası VII. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_1$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	9	0.042	3,541	5,070	13,146	2,548	1,989	5,885	11,275
	6	0.042	2,539	4,741	13,792	2,548	1,860	5,987	11,263
	5	0.042	2,770	4,548	13,785	2,548	1,784	5,922	11,270
	5	0.042	3,212	4,491	13,438	2,548	1,762	5,792	11,170
	6	0.042	2,443	4,480	13,197	2,548	1,758	5,710	10,763
	11	0.042	4,514	4,505	11,679	2,548	1,768	5,228	10,459
1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)= 107									

### 9. Isı Pompası VIII. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_1$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	16	0.042	2,738	4,651	10,832	2,548	1,825	5,002	9,385
	5	0.042	2,800	4,435	10,659	2,548	1,740	4,876	9,224
	6	0.042	4,297	4,891	11,306	2,548	1,919	5,232	10,273
	5	0.042	3,897	4,630	11,330	2,548	1,817	5,156	10,075
	4	0.042	3,004	4,732	11,338	2,548	1,857	5,191	9,824
	4	0.042	2,231	4,856	12,735	2,548	1,906	5,683	10,517
1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)= 102									



### 10. Isı Pompası IX. Deneyinde Yapılan Hesaplamalar

	Hesap. Değer.	$m_{R134a}$ (kg/s)	$Q_{evp}$ (kW)	$Q_{knd.}$ (kW)	$Q_e$ (kW)	$W_{kom.}$ (kW)	$COP_1$	$COP_s$	SPTK
Ölçüm Zamanı (dk.)	5	0.044	1,845	5,404	13,368	2,548	2,121	6,064	10,978
	5	0.044	1,759	5,365	13,534	2,548	2,105	6,105	11,045
	5	0.044	1,601	5,322	13,489	2,548	2,089	6,077	10,951
	6	0.044	1,425	5,367	13,583	2,548	2,106	6,122	10,970
	5	0.044	1,426	5,301	13,551	2,548	2,080	6,090	10,929
	7	0.044	1,791	5,340	12,515	2,548	2,096	5,768	10,389
1 kg süt için harcanan enerji (kJ/kg-süt)= 84									

### EK 3. SÜTÜN MİKROBİYOLOJİK ANALİZİ SONUÇLARI

#### 1. Deneme Sütlere Ait Mikroorganizma Sayıları (adet/ml)

Denemeler	SÜT	TOTAL (adet/ml)	KOLİFORM (adet/ml)
1	ÇİĞ	$5.50 \times 10^7$	$7.00 \times 10^3$
	PASTÖRİZE	$1.54 \times 10^6$	<10
2	ÇİĞ	$1.30 \times 10^7$	$1.00 \times 10^5$
	PASTÖRİZE	$2.00 \times 10^5$	$1.00 \times 10^3$
3	ÇİĞ	$3.11 \times 10^6$	$3.05 \times 10^4$
	PASTÖRİZE	$2.00 \times 10^4$	<10
4	ÇİĞ	$4.00 \times 10^7$	$7.00 \times 10^4$
	PASTÖRİZE	$2.00 \times 10^5$	$1.00 \times 10^3$
5	ÇİĞ	$4.00 \times 10^7$	$7.00 \times 10^4$
	PASTÖRİZE	$3.00 \times 10^4$	$7.00 \times 10^2$
6	ÇİĞ	$2.00 \times 10^7$	$1.00 \times 10^5$
	PASTÖRİZE	$5.00 \times 10^5$	<10
7	ÇİĞ	$2.00 \times 10^7$	$1.00 \times 10^5$
	PASTÖRİZE	$1.05 \times 10^6$	$3.00 \times 10^1$
8	ÇİĞ	$7.20 \times 10^8$	$1.00 \times 10^6$
	PASTÖRİZE	$5.04 \times 10^7$	$1.00 \times 10^2$
9	ÇİĞ	$7.20 \times 10^8$	$1.00 \times 10^6$
	PASTÖRİZE	$5.50 \times 10^7$	$2.90 \times 10^3$

#### 2. Çiğ süt ve Isıl İşlem Görmüş Deneme Sütlere Ait Toplam Bakteri ve Koliform Gurubu Bakteri Sayıları İle Redüksiyon Oranları

Denemeler	Çiğ süt toplam mikroorg. (adet/ml)	Pastörize süt toplam mikroorg (adet/ml)	Toplam mikroorg Redüksiyonu (%)	Çiğ süt Koliform bakteri (adet/ml)	Pastörize süt Koliform (adet/ml)	Koliform bakteri Redüksiyonu (%)
1	$5.50 \times 10^7$	$1.54 \times 10^6$	97.20	$7.00 \times 10^3$	<10	100.00
2	$1.30 \times 10^7$	$2.00 \times 10^5$	98.46	$1.00 \times 10^5$	$1.00 \times 10^3$	99.00
3	$3.11 \times 10^6$	$2.00 \times 10^4$	99.35	$3.05 \times 10^4$	<10	100.00
4	$4.00 \times 10^7$	$2.00 \times 10^5$	99.50	$7.00 \times 10^4$	$1.00 \times 10^3$	90.00
5	$4.00 \times 10^7$	$3.00 \times 10^4$	99.25	$7.00 \times 10^4$	$7.00 \times 10^2$	98.57
6	$2.00 \times 10^7$	$5.00 \times 10^5$	97.50	$1.00 \times 10^5$	<10	100.00
7	$2.00 \times 10^7$	$1.05 \times 10^6$	94.75	$1.00 \times 10^5$	$3.00 \times 10^1$	99.97
8	$7.20 \times 10^8$	$5.04 \times 10^7$	93.00	$1.00 \times 10^6$	$1.00 \times 10^2$	99.99
9	$7.20 \times 10^8$	$5.50 \times 10^7$	92.36	$1.00 \times 10^6$	$2.90 \times 10^3$	99.70
<b>ORTALAMA</b>			<b>93.00</b>			<b>98.58</b>

Farklı sıcaklık ve debi uygulanarak üretilen sütlerde tespit edilen toplam mikroorganizma ve koliform gurubu bakteri sayıları izelge 1 ve izelge 2 'de verilmiştir. izelgelerin incelenmesinden de anlaşılacağı üzere çiğ sütlere ait toplam mikroorganizma sayıları  $3.11 \times 10^6$ - $7.20 \times 10^8$  adet/ml arasında değişmiş ve %92.36 ile %99.50 arasında bir redüksiyon sağlanmıştır. Çiğ sütlere ait koliform gurubu bakteri sayıları ise  $7.00 \times 10^3$ - $1.00 \times 10^6$  arasında değişmiş ve %90.00-%100.00 arasında bir redüksiyon elde edilmiştir. **TS 1019** sayılı "**Pastorize Süt Standardı**" nda toplam bakteri sayısının 1. sınıf pastorize sütlerin 1 ml'sinde 20.000 ve 2. sınıf sütlerin 1 ml' sinde en fazla 40.000 adet bulunmasına izin verilmektedir. Buna göre, 3 nolu denemenin toplam ve koliform gurubu mikroorganizma sayılarının ilgili standartla uyumlu olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca, genel bir değerlendirme yapıldığında sistemin pastorize sütler için öngörülen toplam mikroorganizma redüksiyonunu sağladığı, koliform gurubu mikroorganizmalar açısından ise sadece 1, 3 ve 6 nolu denemelerin öngörülen (<10 adet/ml) koşulu sağladığı belirlenmiştir.

## ÖZGEÇMİŞ

1971 yılında Aşkale’de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Aşkale’de lise öğrenimini de Erzurum’da tamamladı. 1994 yılında girdiği Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Bölümünden 1997’de mezun oldu. 1997-1998 yılları arasında Dolsan Otomotiv’de danışman olarak görev yaptı. 1998 yılı sonunda Milli Eğitim Bakanlığının atamasıyla Teknik Öğretmen olarak göreve başladı. Halen Aşkale Anadolu Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesi’nde Teknik Öğretmen ve Müdür Yardımcısı olarak görev yapmaktadır. 2005 yılında Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Termodinamik Anabilim Dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı ve halen öğrenimine devam etmektedir.