

**YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ALTERNATİF PERFORMANS KRİTERLERİNE
DAYALI OLARAK SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI
POMPALARININ DİZAYN PARAMETRELERİNİN
BELİRLENMESİ**

Makina Müh. Özay KAS

**F.B.E Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Y.E. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ**

Tez Danışmanı

: Prof.Dr.Bahri ŞAHİN

Prof. Dr. Bahri ŞAHİN

İSTANBUL, 2001

Prof. Dr. Hasbi YAVUZ

Prof. Dr. İsmail Tene

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	iv
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÇİZELGE LİSTESİ	viii
ÖNSÖZ	ix
ÖZET	x
ABSTRACT	xi
1 GİRİŞ	1
2 SOĞUTMA MAKİNALARI-ISI POMPALARI PERFORMANS KRİTERLERİ 3	
2.1 Maksimum Performans Katsayısı (COP)	3
2.2 Maksimum Soğutma-Isıtma Yüğü	22
2.3 Maksimum Özgöl Soğutma Yüğü	24
2.4 Termo Ekonomik Kriter	30
3 ABSORBSİYONLU SOĞUTMA TEKNİĞİ	45
3.1 Absorbsiyonlu Çevrim Kademeleri	46
3.2 Soğutucu-Absorbent Çiftlerinin Karakteristikleri	49
3.3 Örnek Absorbsiyon Çevrim Hesaplamaları	52
3.3.1 Tek Etkili Su-Lityum Bromür Çevrimi	52
3.3.2 Çift Etkili Absorbsiyon	55
3.3.3 Amonyak-Su Çevrimi	58
4 ABSORBSİYONLU SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARININ TERMO EKONOMİK OPTİMİZASYONU	63
4.1 Absorbsiyonlu İç Tersinir Soğutma Makinası İçin Performans Optimizasyonu ..	64
4.2 Absorbsiyonlu Tersinmez Soğutma Makinası İçin Performans Optimizasyonu ..	68
4.3 Absorbsiyonlu İç Tersinir Isı Pompası İçin Performans Optimizasyonu	71
4.4 Absorbsiyonlu Tersinmez Isı Pompası İçin Performans Optimizasyonu	74
5 SONUÇLAR VE TARTIŞMA	76
KAYNAKLAR	79

EKLER	82
Ek 1 İç tersinir soğutma makinasında sıcak ısı kaynağının farklı sıcaklık değerleri (T_H) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	82
Ek 2 İç tersinir soğutma makinasında soğutulan ortamın farklı sıcaklık değerleri (T_L) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	83
Ek 3 İç tersinir soğutma makinasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	84
Ek 4 Tersinmez soğutma makinasında farklı tersinmezlik değerleri (I_{AS}) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	85
Ek 5 Tersinmez soğutma makinasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	86
Ek 6 Absorbsiyonlu soğutma makinası için ekonomik parametreye (k) bağlı olarak optimum performans katsayısının değişimi	87
Ek 7 İç tersinir ısı pompasında sıcak ısı kaynağının farklı sıcaklık değerleri (T_H) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	88
Ek 8 İç tersinir ısı pompasında ısıtılan ortamın farklı sıcaklık değerleri (T_K) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	89
Ek 9 İç tersinir ısı pompasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	90
Ek 10 Tersinmez ısı pompasında farklı tersinmezlik değerleri (I_{AS}) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	91
Ek 11 Tersinmez ısı pompasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi	92
Ek 12 Absorbsiyonlu ısı pompası için ekonomik parametreye (k) bağlı olarak optimum performans katsayısının değişimi	93
Ek 13 Absorbsiyonlu soğutma makinası ve ısı pompası için tersinmezlik parametresine (I) bağlı olarak optimum performans katsayısının değişimi	94
ÖZGEÇMİŞ	95

SİMGE LİSTESİ

a	Isı değiştirici yatırım maliyeti parametresi
A	Isı transfer alanı
b_1	Kompresör yatırım maliyeti parametresi
b_2	Enerji tüketim maliyet parametresi
C	Kondanser ve evaporatör etkinlik ısı kapasitesi toplamı
C_i	Yatırım maliyeti
C_e	İşletme maliyeti
$\dot{C}$	Isı değiştirici ısı kapasitesi
COP	Performans katsayısı
F	Amaç fonksiyonu
h	Özgöl entalpi
H	Isıtma yükü
I	Çevrim tersinmezlik parametresi
$I_{\Delta s}$	İç tersinmezlik parametresi
k	Ekonomik parametre (a/b)
K	Isıl iletkenlik ($K=U.A$)
$\dot{m}$	Soğutucu akışkanın kütlelel debisi
ncu	Ulusal para birimi
P	Basınç
Q	Isı transferi
r	Özgöl soğutma yükü
R	Soğutma yükü
s	Özgöl entropi
S	Entropi
t	Isı değiştiricide ısı transferinin tamamlanması için geçen süre
T	Sıcaklık
U	Isı değiştirici ısı transfer katsayısı
v	Özgöl hacim
$\dot{W}$	Güç
x	Kütle oranı
ε	Isı değiştirici ısı transfer etkinlik katsayısı
ψ	Kombine soğutma çevriminde sıcaklık oranı

η	Kompresör izentropik verimi
ζ	Isı kaçağı parametresi

Alt İndisler

A	Absorber
CARNOT	Carnot
H	Sıcak kaynak
HE	Isı makinası
hp	Isı pompası
iç-ter	İç tersinir
K	Isı pompası için ısıtılan ortam, soğutma makinası için çevre
L	Isı pompası için çevre, soğutma makinası için soğutulan ortam
max	Maksimum
net	Net
ref	Soğutma makinası
shx	Absorbsiyonlu soğutma çözeltisi
ter	Tersinir
1	1.çevrim
2	2.çevrim

Üst İndisler

*	Optimum
---	---------

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Ters Carnot çevriminin T-s diyagramı.	4
Şekil 2.2	İç tersinir bir Carnot soğutma makinasının T-s diyagramı.....	5
Şekil 2.3	İç tersinir bir Carnot soğutma makinası modeli.	5
Şekil 2.4	Isı pompası için $T_X=293K$, $U_H = U_L$ ve $T_X=T_H+15K$ için Carnot ve Denklem 2.19'un karşılaştırmalı grafiği	7
Şekil 2.5	Buhar sıkıştırırmalı bir soğutma çevriminin şematik gösterimi.....	8
Şekil 2.6	Denklem 2.26'ya göre Isı transfer faktörü f_H -COP grafiği.....	9
Şekil 2.7	Değişken kompresör ve evaporatör sıcaklıkları için optimum f_H faktörü-Kompresör verim grafiği	9
Şekil 2.8	Denklem(2.29)'a göre ΔT 'nin fonksiyonu olarak COP/COP _{Camot} grafiği.....	10
Şekil 2.9	Tersinmez kombine soğutma çevriminin T-s diyagramı.....	11
Şekil 2.10	İki kademeli iç tersinir kombine soğutma çevriminin şematik diyagramı.	13
Şekil 2.11	$T_H=300 K$ ve $T_L=200 K$ için T_X/T_H , T_Y/T_L değişim grafiği.	14
Şekil 2.12	İki kademeli tersinmez kombine soğutma çevriminin şematik diyagramı	15
Şekil 2.13	Maksimum performans katsayısı ve boyutsuz özgül soğutma yükü grafiği.	16
Şekil 2.14	Tersinmez ısı tahrikli ısı pompası-soğutma makinasının şematik diyagramı	18
Şekil 2.15	Üç tersinir izotermal ve üç tersinmez adyabatik prosesi ihtiva eden ısı pompası-soğutma makinası çevriminin T-s diyagramı	19
Şekil 2.16	Tersinmez ısı tahrikli ısı pompasının COP-boyutsuz ısıtma yükü grafiği	20
Şekil 2.17	Tersinmez ısı tahrikli soğutma makinasının COP-boyutsuz soğutma yükü grafiği.....	21
Şekil 2.18	İki kademeli kombine soğutma sisteminde performans katsayısının özgül soğutma yükü ile değişimi.....	26
Şekil 2.19	Absorbsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi	27
Şekil 2.20	İç tersinir bir absorbsiyonlu soğutma sisteminin eşdeğer kombine çevrim diyagramı	28
Şekil 2.21	Performans katsayısına bağlı olarak özgül soğutma yükünün değişimi.....	29
Şekil 2.22	İç tersinir soğutma makinasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişim grafiği.....	32
Şekil 2.23	İç tersinir ısı pompasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişim grafiği.....	32
Şekil 2.24	Tersinmez soğutma makinası T-s diyagramı.....	33
Şekil 2.25	İki kademeli kombine tersinmez soğutma makinası modeli ve T-s diyagramı	35

Şekil 2.26	Farklı iç tersinmezlik parametreleri için (a) Performans katsayısı ve (b) Özgül soğutma yükünün termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişim grafiği ...	39
Şekil 2.27	Tersinmezlik parametresine (I_1) bağlı olarak optimum performans katsayısı ve optimum özgül soğutma yükünün değişim grafiği	40
Şekil 2.28	Farklı ısı kaybı (ζ) parametreleri için (a) Performans katsayısı ve (b) Özgül soğutma yükünün amaç fonksiyonuna bağlı değişim grafiği	41
Şekil 2.29	Ekonomik parametre (k)'ya bağlı olarak optimum performans katsayısı ve optimum özgül soğutma yükünün değişim grafiği	42
Şekil 2.30	Farklı I_2 değerleri için (a) Performans katsayısı ve (b) Özgül soğutma yükünün I_1 'e bağlı değişim grafiği	43
Şekil 2.31	T_L / T_H oranına bağlı olarak optimum performans katsayısı ve optimum özgül soğutma yükünün değişim grafiği	44
Şekil 3.1	Kombine ısı makinası ve ısı pompalı absorpsiyonlu soğutma makinası diyagramı	45
Şekil 3.2	Tek-etkili lityum bromür/su absorpsiyon çevrimi	46
Şekil 3.3	Tek-etkili lityum bromür/su absorpsiyon çevriminin Dühring diyagramı	47
Şekil 3.4	Çift-etkili lityum bromür/su absorpsiyon çevrimi diyagramı	55
Şekil 3.5	Tek-etkili amonyak-su absorpsiyon çevrimi diyagramı	59
Şekil 4.1	Üç ısı kaynaklı soğutma makinası ve ısı pompasının şematik diyagramı	64
Şekil 4.2	Üç ısı kaynaklı tersinir soğutma makinası ve ısı pompasının T-s diyagramı	64
Şekil 4.3	Üç ısı kaynaklı tersinmez soğutma makinası ve ısı pompasının T-s diyagramı...	68

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 3.1 Tek etkili lityum bromür-su modelinin kabullenmeleri ve başlangıç verileri	52
Çizelge 3.2 Şekil 3.2'deki Tek etkili lityum bromür-su çevrimi için nokta verileri	53
Çizelge 3.3 Çift etkili lityum bromür-su modelinin kabullenmeleri ve başlangıç verileri.	56
Çizelge 3.4 Şekil 3.4'deki Çift etkili lityum bromür-su çevrimi için nokta verileri	57
Çizelge 3.5 Tek etkili amonyak-su modelinin kabullenmeleri ve başlangıç verileri	60
Çizelge 3.6 Şekil 3.5'deki Tek etkili amonyak-su çevrimi için nokta verileri.....	61



ÖNSÖZ

Öncelikle, bu konuda bana çalışma olanağı sağlayan ve bu süreçte çalışmalarına ışık tutan tez danışmanım Sayın Prof.Dr.Bahri ŞAHİN'e teşekkürü borç bilirim. Ayrıca, tezimi sürekli kontrol eden ve düzeltmelerimde bana yardımcı olan Sayın Y.Doç.Dr.Tamer YILMAZ'a, doküman desteği ile tezimin çeşitlenmesine katkıda bulunan Sayın Prof.Dr.Olcay KİNCAY'a ve Negev Ben-Gurion Üniversitesi'nden Sayın Prof.Dr.Jeffrey M.GORDON'a, manevi destekleriyle yanımda olan aileme teşekkür ederim. Bu çalışma, teorik bir çalışma örneği olup sonuç bölümünde sayısal değerlerle biçimlenmiştir. İleride bu çalışmanın, başkalarının çalışmalarına da ışık tutmasını dilerim.

Özay KAS
İstanbul, 2001



ÖZET

Son yıllarda kullanılabilir atık enerjilerin değerlendirilebilmesi için geliştirilen teknoloji, ısıtma/soğutma sistemlerinin dizaynında sonlu zaman termodinamiğinin etkin kullanımı ve enerji üretiminin kurumsal olarak yaygınlaşması absorbsiyonlu sistemlerin önemini arttırmıştır. Bu çalışmada, absorbsiyonlu (soğurmalı) soğutma makinaları ve ısı pompalarının termoeconomik optimizasyonu amaçlanmıştır. Soğutma makinaları ve ısı pompalarının dizaynında performans katsayısının, ısıtma/soğutma yükünün, ısı değiştiricilerin boyutlarının, termoeconomik kriterlerin etkileri üzerine literatür araştırması yapılmıştır. Literatürde yatırım ve enerji maliyetlerini içeren, tersinir ve tersinmez absorbsiyonlu soğutma makinaları ve ısı pompaları için optimum dizayn şartlarının bulunmasını amaçlayan bir çalışmaya rastlanmamıştır. Birim toplam maliyet başına soğutma/ısıtma yükü amaç fonksiyonu olarak kullanılarak absorbsiyonlu iç tersinir ve tersinmez soğutma makinaları ve ısı pompalarının optimum performans karakteristikleri ortaya konmuştur. Son olarak, elde edilen sonuçlar doğrultusunda hem iç tersinir, hem de tersinmez durum için absorbsiyonlu soğutma makinaları ve ısı pompalarının optimum performans katsayısı değerleri sayısal olarak bulunmuştur.

Anahtar kelimeler: Absorbsiyon, soğutma makinası, ısı pompası, sonlu zaman termodinamiği, termoeconomik optimizasyon.

ABSTRACT

In recent years technology developed for evaluation of waste energy, effective use of finite time thermodynamics for heating/cooling systems and to become institutional widespread of energy production enhance the importance of absorption systems. In this study, thermoeconomic optimization of absorption refrigeration plants and heat pumps is aimed. Effects of coefficient of performance, heating/cooling load, dimension of heat exchangers in design of refrigeration plants and heat pumps have been investigated related with literature. In the literature no work was noticed about intended to determine optimum design conditions for reversible/irreversible refrigeration plants and heat pumps including investment and energy consumption costs. The heating/cooling load per unit total cost is taken as an objective function for optimization and optimal design characteristics have been derived for absorption endo-reversible/irreversible refrigeration plants and heat pumps. Finally, the maximum of the objective function and corresponding design parameters have been derived numerically.

Keywords: Absorption, refrigeration plant, heat pump, finite time thermodynamics, thermoeconomic optimization.



1. GİRİŞ

Bilindiği gibi tersinir Carnot çevriminin performans katsayısı soğutma makinaları ve ısı pompalarının performansında üst limittir. Klasik termodinamiğe göre iki ısı kaynaklı tersinir soğutma makinaları ve ısı pompalarının performans katsayıları sırasıyla,

$$COP_{ref} = \frac{T_L}{T_H - T_L}, \quad (1.1)$$

$$COP_{hp} = \frac{T_H}{T_H - T_L}. \quad (1.2)$$

şeklinde ifade edilir. Üç ısı kaynaklı absorpsiyonlu soğutma makinası ve ısı pompası için performans katsayıları sırasıyla,

$$COP_{ref} = \frac{(T_H - T_K)T_L}{(T_K - T_L)T_H}, \quad (1.3)$$

$$COP_{hp} = \frac{(T_H - T_L)T_K}{(T_K - T_L)T_H}. \quad (1.4)$$

Denklem (1.1)-(1.4)'te ifade edilen performans katsayıları ancak, termodinamik dengeyle sonsuz yavaş proseslerle elde edilebilir. Dolayısıyla sonlu büyüklükteki ısı değiştiricilerle belirli bir soğutma ve ısıtma yükü elde etmek mümkün değildir. Bu nedenle denklem (1.1)-(1.4)'te ifade edilen performans katsayıları gerçek soğutma makinaları ve ısı pompaları için oldukça zayıf bir referans teşkil ederler. Araştırmacılar tarafından sonlu zaman ısı transferinin probleme dahil edilmesiyle Carnot çevrimi iç-tersinir Carnot çevrimine dönüşmüştür. Sonlu zaman proseslerinin kullanımı ile sonlu zaman termodinamiği ortaya çıkmış, böylece gerçek soğutma makinaları ve ısı pompalarının dizaynı için daha gerçekçi limitler geliştirilmiştir. Termodinamik çevrimlerinin incelenmesi için sonlu-zaman termodinamiğinin kullanımı verimli olmuş ve pek çok sonuç elde edilmiştir. Sonlu zaman termodinamiğinin temel amacı, tersinmez sonlu-zaman proseslerini anlamak ve verim üzerinde genel ve doğal sınırları oluşturmaktır. Diğer temel amacı ise gerçek makinalara hizmet edecek modeller ortaya koymaktır.

Bu amaç doğrultusunda soğutma makinaları ve ısı pompalarının dizayn parametrelerinin belirlenmesi için değişik çalışmalarda farklı kriterler ön plana çıkarılarak araştırmalar yapılmıştır. Blanchard(1980), Klein (1992), Göktun (1996), Chen(1997,1999), Göktun ve Yavuz(1997), Gordon ve Ng (1995) tarafından performans katsayısı amaç fonksiyonu olarak seçilerek optimizasyon yapılmış, Wu (1996), Chiou vd. (1995), Agrawal (1993), Chen vd.(1995, 1998a, 1998b), Yan ve Chen (1990) tarafından soğutma yükü optimize edilmiştir.

Wu (1995), Chen ve Wu (1996), Chen (1996) tarafından özgül soğutma yükü amaç fonksiyonu olarak seçilmiştir ve ısı değiştiricilerin toplam alanlarının dizayn içindeki önemi ortaya çıkmıştır. Bejan(1989), El-Din (1999a), Khan ve Zubair (1998), Chen (1994,1999) tarafından optimum ısı transferi alanlarının dağılımı belirlenmiştir. Dingec ve İleri (1999) tarafından yatırım maliyeti ve işletme maliyeti arasındaki ilişki, Wu vd. (1998) tarafından sonlu zaman termodinamiği kapsamında ısı transferinin ısı pompalarının ekonomik performansına etkisi, Bejan vd.(1995), Gordon vd.(1997) tarafından entropi minimizasyonu, Wall (1985,1991) tarafından maliyet optimizasyonu, Ng vd.(1998) tarafından ortalama proses sıcaklığı ve performans katsayısı arasındaki ilişki araştırılmıştır. Şahin ve Kodal (1999), Kodal vd.(1999) tarafından pek çok tersinmezlik parametresi probleme dahil edilmiş, soğutma/ısıtma yükü başına birim toplam maliyet amaç fonksiyonu seçilerek termo-ekonomik optimizasyon yapılmıştır. Kodal vd.(2000b) tarafından birim toplam maliyet başına ısıtma yükü amaç fonksiyonu olarak kullanılmış ve iki kademeli kombine ısı pompasının termo-ekonomik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Şahin vd.(2001) tarafından birim toplam maliyet başına ısıtma yükü amaç fonksiyonu olarak kullanılarak iki kademeli tersinmez kombine soğutma sisteminin optimum performans karakteristikleri ortaya konmuştur.

Lin ve Yan (1996), Wang vd. (2000), Aphornratana ve Eames (1998), Berlitz vd. (1998), Wang vd. (1998) ve Rivera vd. (1998) tarafından absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin performansı üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Ancak bu çalışmalarda performans katsayısı ve soğutma yükü parametreleri iç tersinir ve tersinmez olarak optimize edilmiş, optimizasyonun ekonomik boyutu ele alınmamıştır. Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde enerji kaynağı genellikle atık sayılabilecek ucuz enerjiler olduğundan sistemin ekonomik boyutu önem kazanmaktadır.

Yapılan bu tez çalışmasında absorpsiyonlu soğutma makinalarının termo-ekonomik optimizasyonu amaçlanmıştır. Optimizasyon tekniği olarak Şahin vd. (2001) tarafından gerçekleştirilen “Termo-ekonomik optimizasyon kriterine dayalı iki kademeli kombine ısı pompasının performans analizi” çalışmasında kullanılan teknik kullanılmıştır.

Çalışmanın 2. bölümünde araştırmacılar tarafından seçilen optimizasyon kriterleri detaylı olarak incelenmiş ve daha önce yapılan çalışmalara yer verilmiştir. 3. bölümde absorpsiyonlu soğutma tekniği detaylı incelenmiş, 4. bölümde ise absorpsiyonlu soğutma makinalarının sonlu zaman termodinamiğine dayalı olarak termo-ekonomik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar 5. bölümde tartışılmıştır.

2. SOĞUTMA MAKİNALARI-ISI POMPALARI PERFORMANS KRİTERLERİ

Son yıllarda geliştirilen sonlu-zaman termodinamiği, soğutma makinaları ve ısı pompalarının çalışma koşullarının belirlenmesine olanak sağlamıştır. Sonlu-zaman termodinamiği uzun süredir termodinamik ve ısı transferi arasında bulunan boşluğu doldurmuştur. Sonlu zaman termodinamiğinin temel hedefi gerçekçi faktörlere dayalı olarak ısı direnç, ısı kayıp, mekanik sürtünme, elektriksel kayıp, akışkanın kütle transferi, piston hızı gibi ısı ve soğutma makinalarının performans karakteristiklerini sonlu çevrim zamanlarında hesaplamak ve tersinmez sonlu-zaman proseslerini anlamak, verim üzerinde genel ve doğal sınırları oluşturmaktır. Diğer temel amacı ise gerçek makinalara hizmet edecek modeller ortaya koymaktır.

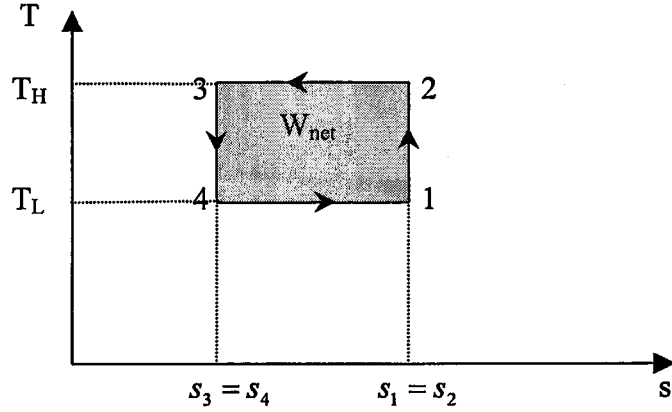
Ekonomik optimizasyon mühendislik uygulamalarının temel amaçlarından biridir. Sonlu zaman termodinamiğinin uygulamaları son yıllarda özellikle bu alanda uygulanmaya başlanmış ve üretici firmalar için uygulanabilir kriterler ortaya konmuştur

Soğutma makinaları ve ısı pompalarının optimizasyonunda araştırmacılar tarafından performans katsayısı, soğutma/ısıtma yükü, spesifik ısıtma/soğutma yükü, ısı transfer alanı ve entropi minimizasyonu vb. parametrelerden biri ya da birkaçı amaç fonksiyonu olarak belirlenmiş ve çalışmalar yapılmıştır. Soğutma makinaları ve ısı pompalarının optimizasyonu ile ilgili yapılan bilimsel çalışmalar yukarıda adı geçen başlıklar altında aşağıda anlatılmıştır.

2.1 Maksimum Performans Katsayısı (COP)

Tamamen tersinir olan Carnot çevrimi, sonlu ısı kapasitede farklı sıcaklıklardaki iki akışkan arasında ya da iki sabit sıcaklık arasında çalışan bir soğutma çevrimi için mükemmel bir modeldir. Tersinir çevrimin iki önemli özelliği vardır.

- i) Aynı sıcaklık aralığında çalışan hiçbir soğutma çevriminin performans katsayısı tersinir bir çevrimden yüksek olamaz.
- ii) Tüm tersinir çevrimlerin performans katsayıları aynı sıcaklık aralığında birbirinin aynısıdır.



Şekil 2.1 Ters Carnot Çevriminin T-s Diyagramı.

Şekil 2.1’de görüldüğü gibi Carnot çevrimi iki izentropik ve iki izotermal procesten meydana gelmiştir. Carnot çevrimi, iş yapan akışkanın çevrimin sabit sıcaklıktaki ısı alışveriş işlemleri sırasında ısı kaynaklarıyla sürekli ısıl dengede olması ve diğer iç tersinirlikler nedeniyle sonsuz bir zamanda gerçekleşecektir. Dolayısıyla sonlu ısı transfer alanlarıyla elde edilebilecek soğutma veya ısıtma sıfır olacaktır. Pratikte ise soğutma makinaları ve ısı pompaları sonlu ısı transfer alanlarıyla belirli soğutma ve ısıtma yükü elde etmek amacıyla kullanılır. Ancak tamamen tersinir soğutucu ve ısı pompası dengesi termodinamiğin gelişmesinde önemli rol oynamış ve ters Carnot soğutma makinasının ve ısı pompasının performansı, pratikteki performanslarının değerlendirilmesinde üst limit olarak kullanılmıştır.

Carnot çevriminde soğutma makinası için dış ortama, ısı pompası için ısıtılan ortama verilen ısı,

$$Q_H = T_H (s_2 - s_3). \quad (2.1)$$

Soğutma makinası ve ısı pompası için soğutulan ortamdan çekilen ısı,

$$Q_L = T_L (s_1 - s_4). \quad (2.2)$$

Çevrime verilen net iş,

$$W_{net} = Q_H - Q_L. \quad (2.3)$$

Çevrimin soğutma performans katsayısı,

$$COP_{ref} = \frac{Q_L}{W_{net}} = \frac{T_L}{T_H - T_L}. \quad (2.4)$$

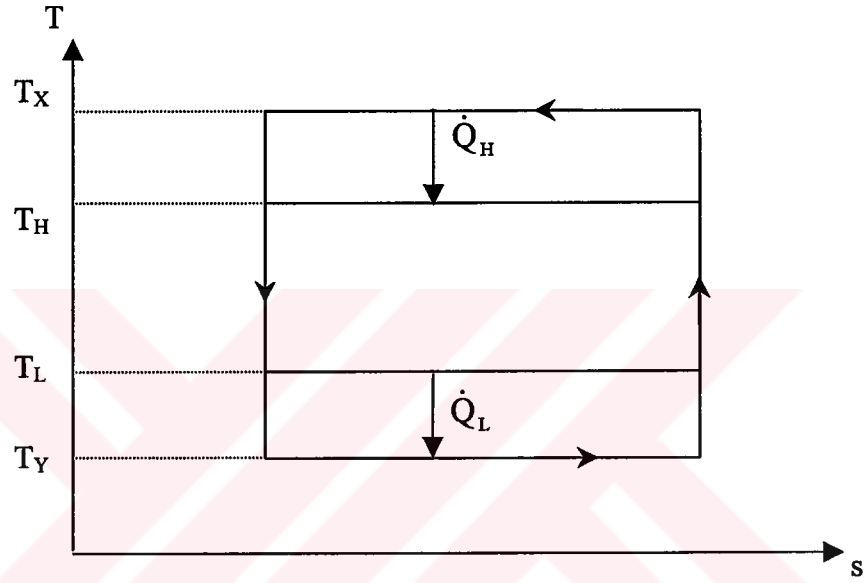
Isıtma performans katsayısı,

$$COP_{hp} = \frac{Q_H}{W_{net}} = \frac{T_H}{T_H - T_L}. \quad (2.5)$$

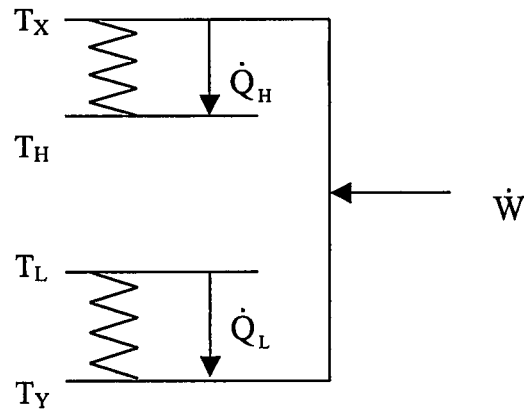
Tersinir Carnot çevriminin performans katsayıları bir üst limit olmasına rağmen, sonlu ısı transfer alanlarıyla sonlu zamanda elde edilebilecek soğutma ve ısıtma yükleri sıfır olacaktır. Bu

nedenle pratik soğutma makinaları ve ısı pompaları için ısı transferi tersinmezliklerini içeren iç tersinir bir Carnot çevrimi daha gerçekçi bir teorik model olacaktır.

İç-tersinir bir Carnot çevrimi ısı geçişi tersinmezliklerini içeren tadil edilmiş bir Carnot çevrimidir. Şekil 2.2 ve 2.3'te görüldüğü gibi soğuk ortamdan soğuk akışkana ısı akışı($T_L - T_Y$) sıcaklık farkıyla, sıcak akışkandan sıcak ortama olan ısı akışı($T_X - T_H$) sıcaklık farkıyla gerçekleşir.



Şekil 2.2 İç-tersinir bir Carnot soğutma makinasının T-s diyagramı.



Şekil 2.3 İç-tersinir bir Carnot soğutucu modeli.

Soğuk akışkandan soğuk ortama olan ısı akışı ve sıcak akışkandan sıcak ortama olan ısı akışı sırasıyla,

$$\dot{Q}_L = U_L A_L (T_L - T_Y), \quad (2.6)$$

$$\dot{Q}_H = U_H A_H (T_X - T_H). \quad (2.7)$$

Burada, sırasıyla U_L ve A_L soğuk taraftaki ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısı ve ısı transfer alanı; U_H ve A_H ise sıcak taraftaki ısı değiştiricinin toplam ısı transfer katsayısı ve ısı transfer alanını göstermektedir.

Termodinamiğin I.kanunundan, harcanan güç,

$$\dot{W}_{net} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L. \quad (2.8)$$

Termodinamiğin II.kanunundan iç tersinir çevrim için,

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} - \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} = 0. \quad (2.9)$$

Denklem (2.6), (2.8) ve (2.9)'dan iç tersinir Carnot soğutma çevriminin performans katsayısı,

$$COP_{ref} = \dot{Q}_L / \dot{W} = T_Y / (T_X - T_Y). \quad (2.10)$$

Wu (1996) iç tersinir Carnot soğutma makinasının performansı üzerine yaptığı araştırmada soğutma yükünü aşağıdaki şekilde ifade etmiştir.

$$\dot{Q}_L = U_H A_H / [\delta^2 / (T_L - T_Y) + X^{-1} / (X^{-1} T_Y - T_X)], \quad (2.11)$$

$$\text{burada,} \quad X = COP_{ref} / (1 + COP_{ref}), \quad (2.12)$$

$$\text{ve,} \quad \delta = [U_H A_H / (U_L A_L)]^{1/2}. \quad (2.13)$$

İç-tersinir Carnot soğutucusunun maksimum performansı, (2.11) nolu denklemin türevi sıfıra eşitlenerek bulunur,

$$\partial \dot{Q}_L / \partial T_X = 0. \quad (2.14)$$

İş yapan akışkanın optimum performans karakteristiği ve iç-tersinir soğutucusunun soğutma yükü maksimum soğutma yükü şartlarında aşağıdaki denklemlerle bulunur :

$$(T_Y)^* = (\delta T_H X + T_L) / (\delta + 1), \quad (2.15)$$

$$(T_X)^* = (\delta T_H + T_L X^{-1}) / (\delta + 1), \quad (2.16)$$

$$\dot{Q}_L = [U_H A_H (T_L - T_H X)] / (\delta + 1). \quad (2.17)$$

Denklem (2.17) COP ve soğutma yükü arasındaki ilişkinin optimum performans karakteristiğidir.

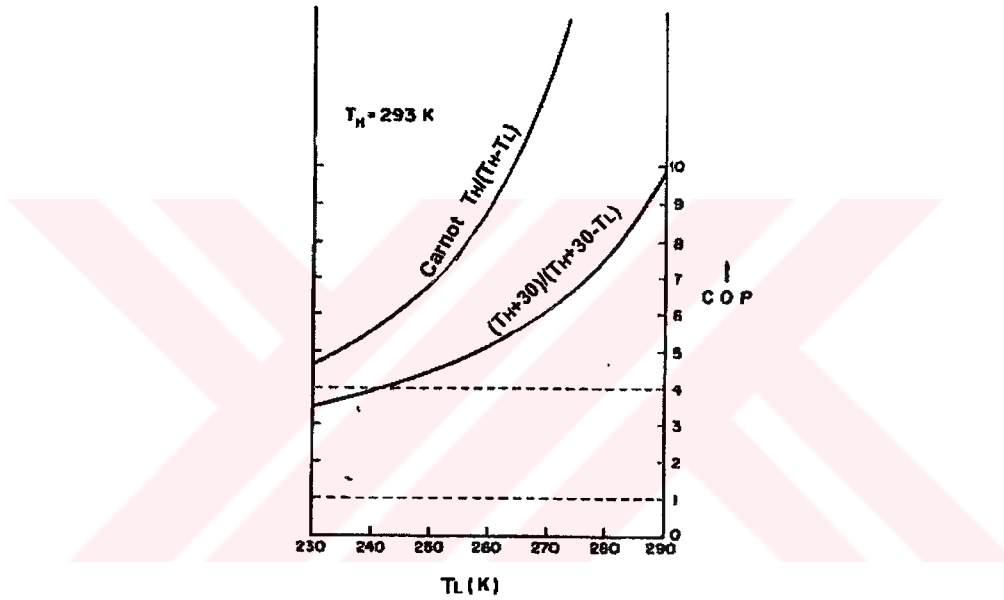
C.H.Blanchard (1980) ısı pompalarının performans katsayısı üzerine yaptığı çalışmada belirli bir ısıtma yükü için minimum güç şartlarındaki performans katsayısını,

$$COP_{hp} = \left\{ 1 - \frac{T_L}{T_H + [1 + (U_H / U_L)^{1/2}] (T_X - T_H)} \right\}^{-1} \quad (2.18)$$

şeklinde ifade etmiştir. Burada soğuk ve sıcak kaynakların ısı transfer katsayıları eşit ve iş yapan sıcak akışkan ile sıcak kaynak arasındaki sıcaklık farkı 15 K kabul edildiğinde formül aşağıdaki şekilde sadeleşir :

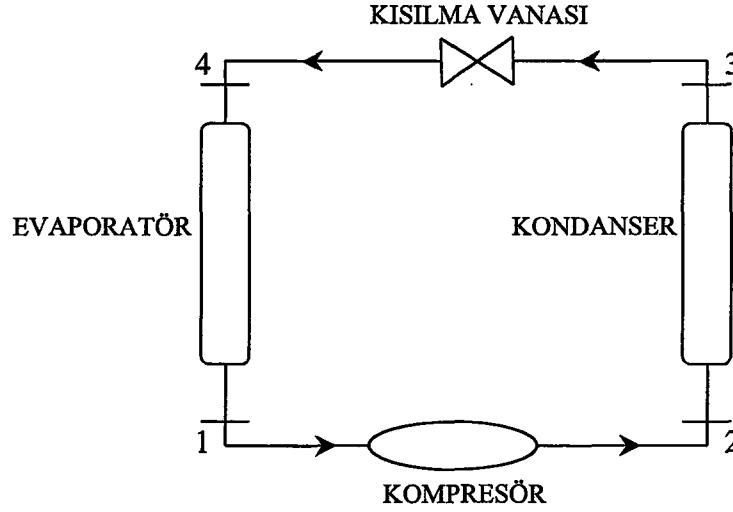
$$COP_{hp} = \{1 - [T_L / (T_H + 30)]\}^{-1} \quad (2.19)$$

Şekil 2.4'te Carnot ve Denklem (2.19)'un karşılaştırmalı grafiği görülmektedir.



Şekil 2.4 Isı pompası için $T_H=293K$, $U_H = U_L$ ve $T_X=T_H+15K$ için Carnot ve Denklem 2.19'un karşılaştırmalı grafiği, (Blanchard, 1980).

S.A.Klein (1992) soğutma çevrimlerinin dizayn kriterlerinin belirlenmesi çalışmasında bir soğutma çevriminde oluşan ısı transferi proseslerinin termodinamik tersinmezliğin temel kaynağı olduğunu belirlemiştir. Klein'e göre bir soğutma çevriminin dizaynı için ısı değiştiricilerinin fiziksel boyutlarını ve maliyetini belirleyen etkinlik katsayılarının seçimine ve ısı değiştirici parametrelerine ihtiyaç duyulmaktadır. Lineer olmasa da ısı değiştiricinin etkinliğinin büyütülmesi maliyet ve boyutta artış meydana getirir. Bununla beraber etkinliğin artırılması, sıcaklık farkını (Denklem 2.29), dolayısıyla ısı transferi tersinmezliklerini azaltır. Bu ise, soğutma çevriminin daha yüksek COP'de çalışması anlamına gelir. Şekil 2.5'te buhar sıkıştırmalı bir soğutma çevriminin şematik gösterimi yer almaktadır.



Şekil 2.5 Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin şematik gösterimi, (Klein, 1992).

Kompresördeki güç gereksinimi ,

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) = \dot{W}_s / \eta . \quad (2.20)$$

kondanserde ısı transferi,

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_2 - h_3) = \varepsilon_H \dot{C}_H (T_X - T_H) . \quad (2.21)$$

genleşme prosesi izentalpik kabul edildiğinde,

$$h_3 = h_4 . \quad (2.22)$$

evaporatörde ısı transferi,

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_1 - h_4) = \varepsilon_L \dot{C}_L (T_L - T_Y) . \quad (2.23)$$

çevrimin COP'si,

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} . \quad (2.24)$$

Denklem (2.21) ve (2.23)'de T_X ve T_Y sırasıyla sıcak ve soğuk taraf soğutucu akışkan sıcaklıklarını, T_H ve T_L ise sırasıyla sıcak ve soğuk taraf dış ortam sıcaklıklarını ifade etmektedir. Isı değiştirici boyutunun etkisinin tahmini için aşağıdaki şekilde bir f_H faktörü tanımlanır,

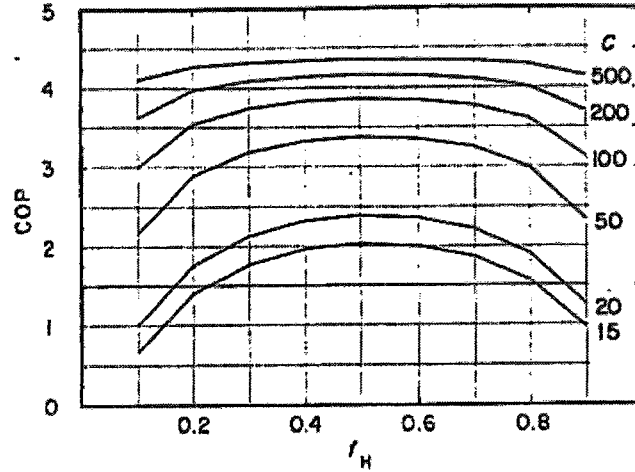
$$f_H = \frac{\varepsilon_H \dot{C}_H}{C} , \quad (2.25)$$

$$C = \varepsilon_L \dot{C}_L + \varepsilon_H \dot{C}_H . \quad (2.26)$$

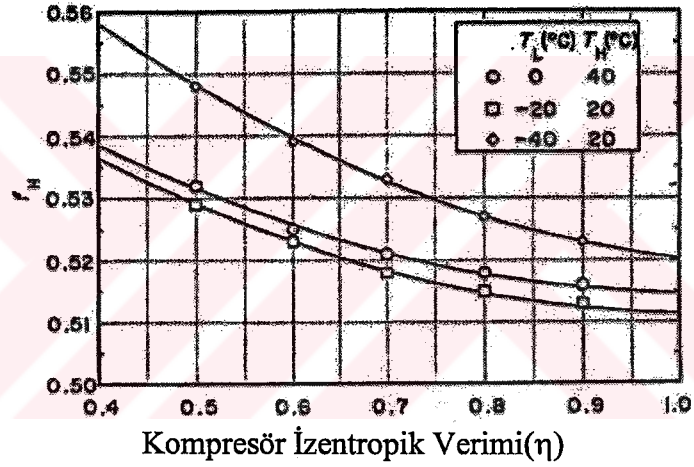
COP max. olduğunda :

$$\varepsilon_L \dot{C}_L = \varepsilon_H \dot{C}_H \quad (2.27)$$

olur. “ C ” değeri arttıkça toplam ısı transfer kapasitesi de artar. Sonuç olarak COP artar. Şekil 2.6 ve 2.7’de sırasıyla f_H -COP ve f_H - η grafiği görülmektedir.



Şekil 2.6 Denklem 2.26'ya göre Isı transfer faktörü f_H -COP grafiği ($\eta=0.60$, $T_L=0^\circ\text{C}$, $T_H=40^\circ\text{C}$, soğutucu akışkan:R-12), (Klein, 1992).



Şekil 2.7 Değişken kompresör ve evaporatör sıcaklıkları için optimum f_H faktörü-Kompresör verim grafiği, (Klein, 1992).

Denklem (2.21)-(2.24) T_X ve T_Y sıcaklıkları elimine edilecek şekilde düzenlendiğinde,

$$COP_{ref} = \frac{(T_L - \Delta T)}{T_H - (T_L - \Delta T)}. \quad (2.28)$$

Burada,

$$\Delta T = \dot{Q}_L \frac{(\varepsilon_L \dot{C}_L + \varepsilon_H \dot{C}_H)}{\varepsilon_L \dot{C}_L \varepsilon_H \dot{C}_H}. \quad (2.29)$$

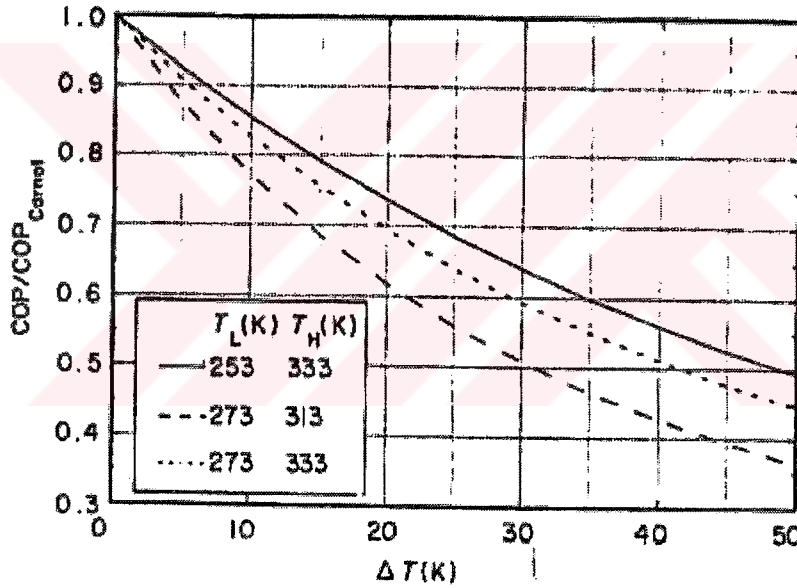
Soğutma makinasının evaporatör ve kondanseri arasındaki sıcaklık farkının ifadesi olan ΔT 'nin büyüklüğü, kondanser tarafındaki ısı değiştiricinin ısıl kapasitesi ve yüzey alanı çok büyük kabul edilmek suretiyle ısıl direnci yok sayılarak elde edilebilir. Bu durumda denklem (2.29) aşağıdaki şekilde sadeleşir.

$$\lim_{\varepsilon_H \dot{C}_H \rightarrow \infty} \Delta T = \frac{\dot{Q}_L}{\varepsilon_L \dot{C}_L} = (T_L - T_Y). \quad (2.30)$$

evaporatör tarafındaki ısı değiştiricinin ısıl direnci yok sayıldığında,

$$\lim_{\varepsilon_L \dot{C}_L \rightarrow \infty} \Delta T = \frac{\dot{Q}_L}{\varepsilon_H \dot{C}_H} = \frac{COP_{ref}}{COP_{ref} + 1} (T_X - T_H). \quad (2.31)$$

Denklem (2.28) ve (2.29) bir soğutma çevriminde maksimum COP ve çevrimin soğutma kapasitesi arasındaki ilişkiyi ortaya koyar. Denklem (2.28) deki COP, önüne geçilemeyecek ısı transferi kaynaklı kayıplar dışında diğer tüm kayıplar ihmal edildiğinde maksimum performans katsayısıdır. Şekil 2.8’de değişken sıcaklık değerleri için COP/COP_{Carnot} ve ΔT grafiği görülmektedir.



Şekil 2.8 Denklem(2.29)’a göre ΔT ’nin fonksiyonu olarak COP/COP_{Carnot} grafiği (Klein, 1992).

Göktun (1996) tersinmez bir kombine soğutma çevriminin performans katsayısını incelemiştir. Tersinmez kombine soğutma çevriminin sıcaklık-entropi diyagramı şekil 2.9’da görülmektedir. Birinci çevrimdeki soğutucu akışkandan yüksek sıcaklıktaki ortama gerçekleşen ısı transferi,

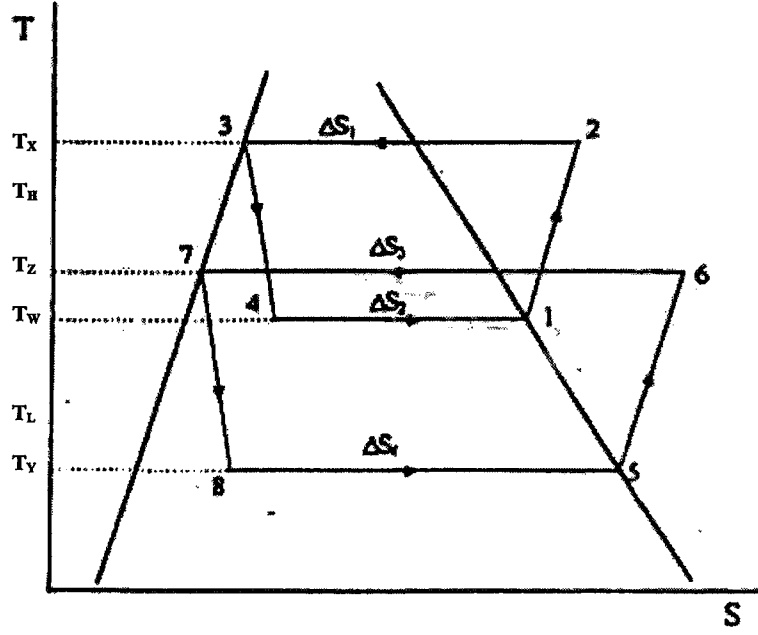
$$\dot{Q}_H = K_H (T_X - T_H). \quad (2.32)$$

İkinci çevrimdeki soğutucu akışkandan düşük sıcaklıktaki ortama gerçekleşen ısı transferi,

$$\dot{Q}_L = K_L (T_L - T_Y). \quad (2.33)$$

İki soğutma çevrimi arasında gerçekleşen ısı transferi,

$$\dot{Q}_K = K_K (T_Z - T_W). \quad (2.34)$$



Şekil 2.9 Tersinmez kombine soğutma çevriminin T-s diyagramı, (Göktun, 1996).

Burada sırasıyla, T_X, T_H, T_Z, T_W, T_L , ve T_Y , 1.çevrim sıcak akışkan, dış atmosfer, 2.çevrim sıcak akışkan, 1.çevrim soğuk akışkan, soğutulan ortam ve 2.çevrim soğuk akışkan sıcaklıklarıdır.

Termodinamiğin ikinci yasasına göre,

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_K}{T_W} - \frac{\dot{Q}_H}{T_X} < 0, \quad (2.35)$$

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} < 0. \quad (2.36)$$

Her iki çevrimde iç kayıplardan kaynaklanan tersinmezlik oranları,

$$I_1 = \frac{\Delta S_2}{\Delta S_1} = \frac{S_1 - S_4}{S_2 - S_3} < 1, \quad (2.37)$$

$$I_2 = \frac{\Delta S_4}{\Delta S_3} = \frac{S_5 - S_8}{S_6 - S_7} < 1. \quad (2.38)$$

Denklem (2.35) ve (2.36), denklem (2.37) ve (2.38) kullanılarak tekrar düzenlendiğinde,

$$\frac{\dot{Q}_K}{T_W} - I_1 \frac{\dot{Q}_H}{T_X} = 0, \quad (2.39)$$

$$\frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - I_2 \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} = 0. \quad (2.40)$$

elde edilir. Denklem takımının daha sade olması için tersinmezlik parametresinin 1'den küçük olması ve $I = I_1 = I_2$ kabul edilebilir. Kombine çevrim için gerekli toplam güç,

$$\dot{W} = \dot{Q}_L \left[\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} - 1 \right]. \quad (2.41)$$

↓

Kombine çevrimin sıcaklık oranı (ψ) aşağıdaki şekilde tanımlandığında,

$$\psi = \frac{T_y}{T_x}. \quad (2.42)$$

Denklem (2.39-2.42)'e göre çevrimin COP'si,

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{\psi I^2}{1 - \psi I^2}. \quad (2.43)$$

Denklem (2.32), (2.33), (2.39) ve (2.40)'dan birinci çevrimdeki soğutucu akışkanın yoğuşma sıcaklığı ve ikinci çevrimdeki soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı aşağıdaki şekilde bulunur,

$$T_x = \left[1 + \frac{\dot{Q}_L}{I^2 \psi K_H T_H} \right] T_H, \quad (2.44)$$

$$T_y = \left[1 - \frac{\dot{Q}_L}{K_L T_L} \right] T_L. \quad (2.45)$$

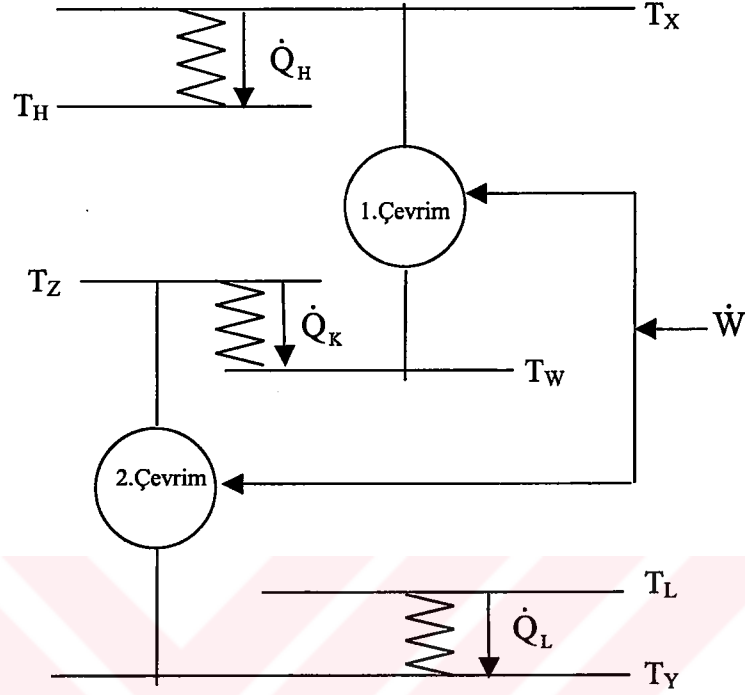
Denklem (2.44) ve (2.45), $\tau = T_L / T_H$, $\alpha = K_L / K_H$, $\beta = 1 - (T_y / T_L)$ tanımları kullanılarak denklem (2.43)'te yerine konulduğunda performans katsayısı

$$COP_{ref} = \frac{I^2 \tau \left[1 - \beta \left(1 + \frac{1}{\alpha I^2} \right) \right]}{1 - I^2 \tau \left[1 - \beta \left(1 + \frac{1}{\alpha I^2} \right) \right]}. \quad (2.46)$$

şeklinde elde edilir. Denklem (2.46)'da $I=1$ ve $\alpha \Rightarrow \infty$ durumunda Carnot verimini ifade eden denklem (2.4) şeklinde sadeleşir.

İki ve çok kademeli kombine soğutma çevrimleri genellikle soğutulan ortamla dış ortam arasındaki sıcaklık farkının yüksek olduğu durumlarda kullanılırlar. İki kademeli soğutma çevriminde birbirinden farklı soğutucu akışkanların kullanıldığı ve farklı sıcaklık aralıklarında çalışan birbirinden bağımsız iki çevrim vardır. İki çevrim birbirine bir ısı değiştirici ile irtibatlandırılmıştır. İkinci soğutma çevriminden atılan ısı birinci çevrim tarafında absorbe edilir.

Şekil 2.10'da iki kademeli iç tersinir kombine buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin şematik diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.10 İki kademeli iç tersinir kombine soğutma çevriminin şematik diyagramı (Chen ve Wu, 1996).

Newton soğutma yasasına göre:

$$\dot{Q}_H = U_H A_H (T_X - T_H), \quad (2.47)$$

$$\dot{Q}_K = U_K A_K (T_Z - T_W), \quad (2.48)$$

$$\dot{Q}_L = U_L A_L (T_L - T_Y). \quad (2.49)$$

Kombine çevrimin toplam ısı transfer alanı,

$$A = A_H + A_K + A_L. \quad (2.50)$$

Şekil 2.10'da gösterilen modele ve termodinamiğin ikinci yasasına göre,

$$\frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_H} = \frac{T_W}{T_X}, \quad (2.51)$$

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_K} = \frac{T_Y}{T_Z}. \quad (2.52)$$

Chen ve Wu (1996) iki kademeli kombine soğutma sisteminin optimizasyonu üzerine yaptığı çalışmada sürekli akışlı iç tersinir kombine çevrim analizinde optimum COP'nin iki kademeli iç tersinir kombine soğutma çevriminde spesifik soğutma oranının azalan fonksiyonu olduğunu ispatlamış, iş yapan akışkanın izotermal proseslerde optimum sıcaklıklarını belirlemiştir. Chen'e

göre kombine soğutma çevrimlerinde ısı transferi sonlu bir değerde olacağından, iki kademeli iç tersinir soğutma çevriminin optimum performans katsayısı, aynı sıcaklık aralığında ve spesifik soğutma yükünde çalışan tek kademeli soğutma çevriminin COP'sinden küçüktür. Dolayısıyla sıcaklık aralığı düşük çevrimlerde tek kademenin kullanılması daha uygun olur. Ancak sıcaklık farkı yüksekse iki kademeli çevrimin uygulanması şart olur. Bu durumda toplam ısı transfer katsayısının (her iki çevrim arasında) maksimum yapılması tersinmezlikleri azaltacaktır.

Performans katsayısı :

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_L}{(\dot{Q}_H - \dot{Q}_L)} \quad (2.53)$$

Özgül soğutma yükü,

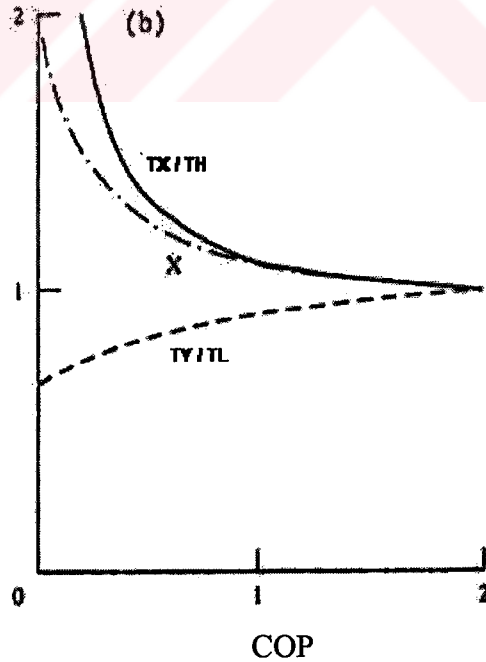
$$r = \frac{\dot{Q}_L}{A} = \frac{1}{\frac{1}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{X/T_Y}{U_K(X-1)} + \frac{XT_H/T_Y}{U_H(T_H - T_X)}} \quad (2.54)$$

burada $X = T_Z / T_K$ dır.

Optimum performans katsayısı (COP*):

$$COP_{ref}^* = \frac{T_L - r/U}{T_H - (T_L - r/U)} \quad (2.55)$$

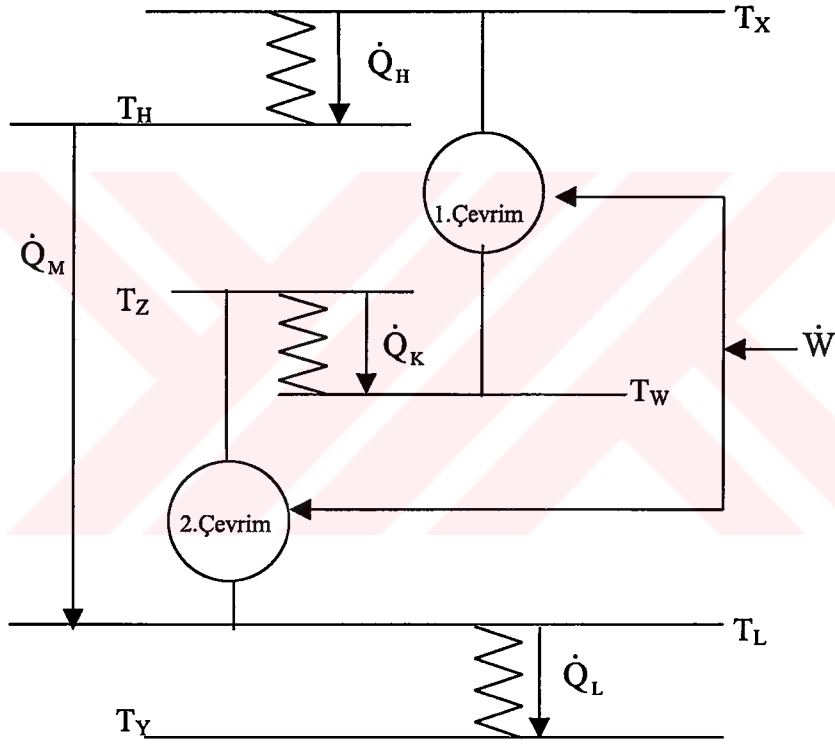
$$U = U_L / \left[1 + \sqrt{(U_L + U_H)} + \sqrt{U_L - U_K} \right]$$



Şekil 2.11 $T_H=300$ K ve $T_L=200$ K için T_X/T_H , T_Y/T_L değişim grafiği (Chen ve Wu, 1996).

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin termodinamik analizi, soğutucu akışkanın yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları arasındaki fark arttıkça kompresörde yapılan işin arttığını ortaya koymaktadır (Khan, 1998).

Chen (1999) maksimum performans katsayısı noktasında iki kademeli tersinmez kombine soğutma sisteminin performans karakteristikleri üzerine yaptığı çalışmada performans katsayısını amaç fonksiyonu seçerek, optimum ısı transfer alanları dağılımı ve güç gereksinimini belirlemiştir. Şekil 2.12’de iki kademeli tersinmez kombine soğutma çevriminin şematik diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.12 İki kademeli tersinmez kombine soğutma çevriminin şematik diyagramı(Chen, 1999).

Soğutulan ortamla dış ortam arasındaki ısı transferi,

$$\dot{Q}_M = K_M (T_H - T_L). \quad (2.56)$$

Şekil 2.12’de kullanılan çevrim modeline ve termodinamiğin ikinci kanununa dayalı olarak,

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} - I_1 \frac{\dot{Q}_K}{T_W} = 0. \quad (2.57)$$

ve,

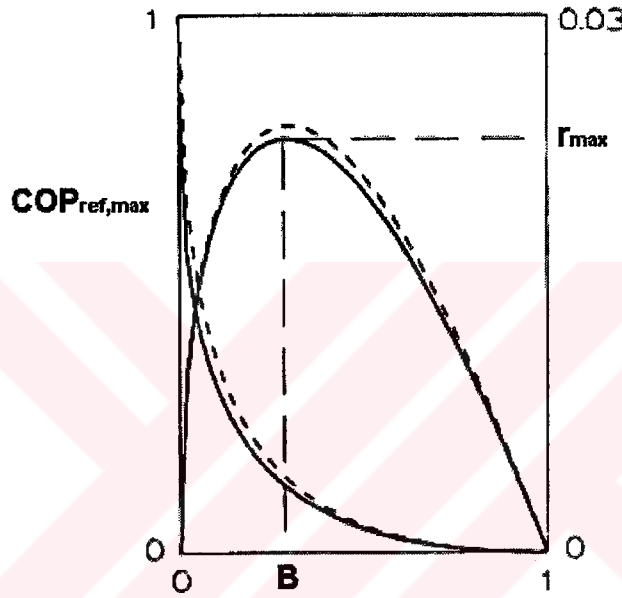
$$\frac{\dot{Q}_K}{T_Z} - I_2 \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} = 0. \quad (2.58)$$

Burada birinci ve ikinci çevrimin tersinmezlik parametreleri I_1 ve I_2 her zaman 1'den büyüktür ve iç tersinmezliğin derecesini ifade eder. $I_1=I_2=0$ olduğunda çevrim iç tersinir olur.

Denklem (2.47)-(2.58) kullanılarak elde edilen performans katsayısı,

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_L - \dot{Q}_M}{\dot{W}} = \frac{1 - (\dot{Q}_M / \dot{Q}_L)}{(\dot{Q}_H / \dot{Q}_L) - 1} = \frac{1 - v \left[\frac{1}{U_L(T_L - z)} + \frac{I_2}{z} \frac{1}{U_K(1-x)} + \frac{I_y}{x} \frac{1}{U_H(yz - T_H)} \right]}{\frac{I_y}{x} - 1} \quad (2.59)$$

burada ($v = \dot{Q}_M / A, x = T_W / T_Z, y = T_X / T_Y, z = T_Y, I = I_1 I_2$)



Şekil 2.13 Maksimum performans katsayısı ve boyutsuz özgül soğutma yükü grafiği
(Kesikli çizgiler $I_1=1, I_2=1$, sürekli çizgiler $I_1=1.05, I_2=1.05$) ($T_L / T_H = 0.5, U_H = U_K = U_L$)
(Chen, 1999)

M.Zubair vd. (1996) iki kademeli ve mekanik alt soğutmalı soğutma çevrimlerinin ikinci kanun temeline dayalı termodinamik analizi üzerine yaptığı çalışmada kayıpların çoğunun düşük kompresör verimine bağlı olduğunu, gerçek çevrimlerde maksimum performans katsayısının ideal çevrime göre daha düşük ara kademe sıcaklığında oluştuğunu göstermiştir. Zubair'e göre yüksek sıcaklık farkında tersinmez kayıplardaki artış, akışkan iki kademede sıkıştırılarak azaltılır.

Göktun ve Yavuz (1997) tersinmez kombine ısı pompası çevrimlerinin performansı üzerine yaptığı çalışmada kombine buhar sıkıştırırmalı ısı pompasının aynı ısı yükünde kombine buhar

sıkıştırılmalı-absorbsiyonlu ısı pompasından daha verimli olduğunu tespit etmiştir. Göktun'a göre doğal kaynaklar enerji üretimi için her ne kadar kullanılabilir olsa da kaynakların sıcaklıkları doğrudan uygulama için çok düşük olduğundan ısı pompası çevrimi ekonomik açıdan alternatif olarak düşünülebilir. İç tersinmezliklerin etkisi sistemin toplam performans katsayısı üzerinde etkilidir ve tersinmez çevrimlerde elde edilen COP'lerin tersinir çevrimden çok uzak olduğu açıktır. Performans sonuçları, buhar sıkıştırılmalı ısı pompası çevriminin kombine buhar sıkıştırılmalı-absorbsiyonlu ısı pompası çevrimine göre daha verimli olduğunu ortaya koymaktadır.

Chen (1999) çoklu tersinmezliklere dayalı olarak n-kademeli kombine soğutma sistemlerinin genel performans karakteristikleri üzerine yaptığı çalışmada optimum şartlar için ısı transfer alanlarının optimum dağılımının, ısı değiştiricilerin toplam ısı transfer katsayılarına ve iş yapan akışkanın iç tersinmezliklerine bağlı olduğunu, ancak harici ısı kaynaklarının sıcaklığından ve harici ısı kaynakları ile arasındaki ısı kayıplarından bağımsız olduğunu belirlemiştir. Chen'e göre performans katsayısı (COP), spesifik soğutma oranı ya da soğutma oranı ve sisteme uygulanan güç soğutma sistemlerinin 3 önemli parametresidir. Dolayısıyla soğutma çevriminin performansını anlamak için bu üç performans katsayısının hesaplanması ve aralarındaki ilişkinin belirlenmesi gerekir.

Chen (1997a) maksimum performans katsayısında absorbsiyonlu ısı dönüştürücüsünün termodinamik analizi üzerine yaptığı çalışmada sonlu ısı transferi tersinmezliklerini içeren solar absorbsiyonlu ısı dönüştürücüsünün güneş kollektörünü ve iç tersinir absorbsiyonlu ısı dönüştürücüsünden oluşan kombine sisteme eşdeğer olduğunu söylemektedir. Chen'e göre sistemin maksimum performans katsayısı, güneş kollektörleri için lineer ısı kaybı modeliyle ve absorbsiyonlu ısı dönüştürücüleri için genel optimum ilişki ile belirlenir.

Lin ve Yan (1996) tersinmez solar tahrikli ısı pompası sisteminin optimum performansı üzerine yaptığı çalışmada ısı iletimindeki tersinmezliklerin yanısıra sürtünme ve akışkan içerisinde oluşan diğer tersinmezliklerin de etkilerini göz önüne alarak bir güneş kollektörü ve tersinmez üç ısı kaynaklı ısı pompasını içeren modelde güneş kollektörünün optimum çalışma sıcaklığını, maksimum COP ve sistemin maksimum ısı pompalama oranını belirlemiştir.

Chen (1997b) ısı tahrikli ısı pompası ve soğutucu olarak kullanılan tersinmez çevrimlerin optimum performans analizi üzerine yaptığı çalışmada iş yapan akışkanla dış ısı kaynakları arasında sonlu-ısı transferi, iş yapan akışkanın iç kayıpları ve ısı kaynakları arasındaki ısı

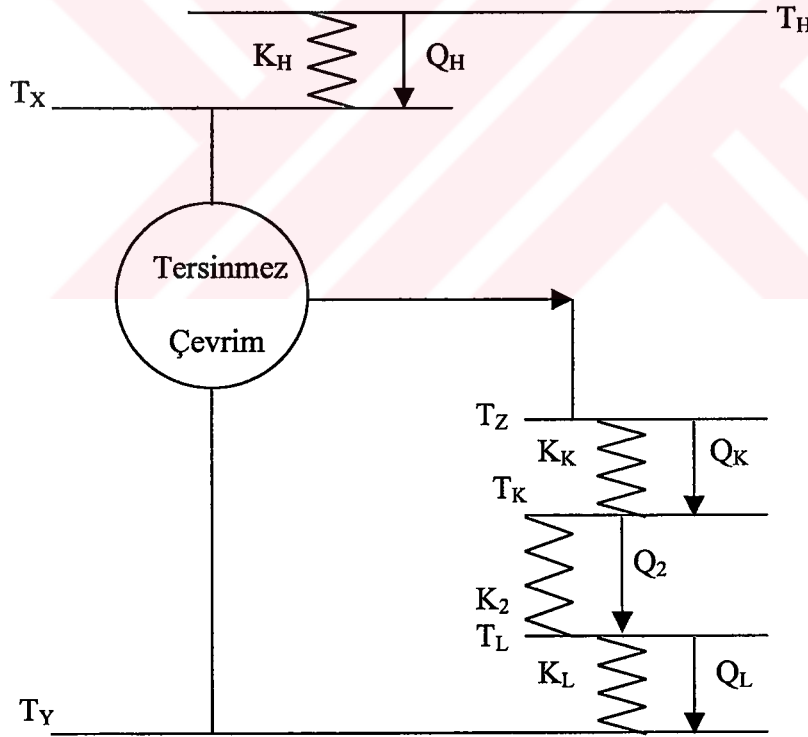
kayıplarını içeren üç ana tersinmezliği göz önüne almış, optimizasyon için performans katsayısını amaç fonksiyonu olarak belirleyerek maksimum ısıtma ve soğutma yükünde akışkanın optimum sıcaklığını belirlemiştir. Chen'e göre ısı pompasının optimum şartlarda çalışması için akışkanın belirli bir sıcaklık aralığında tutulması gerekir. Şekil 2.14'te ısıtma ve soğutma makinasının şematik diyagramı görülmektedir.

Isıl tahrikli gerçek ısı pompaları ve soğutma makinaları oldukça karmaşık cihazlardır. Bu nedenle tersinmezlikler oldukça fazladır. İç tersinir çevrim modellerinde olan sonlu ısı transferi tersinmezliklerine ek olarak ısıtılan mahalden ısı kayıpları ve iş yapan akışkandaki iç kayıplar mevcuttur. Yukarıda açıklanan modele dayalı olarak Chen (1997b) tarafından yapılan performans analizi ve sonuçları aşağıda özetlenmiştir.

Isıtılan bölgeye aktarılan ve düşük sıcaklık ortamından çekilen net ısı,

$$Q_P = Q_K - Q_2, \quad (2.60)$$

$$Q_R = Q_L - Q_2. \quad (2.61)$$



Şekil 2.14 Tersinmez ısıtma ve soğutma makinasının şematik diyagramı (Chen, 1997b).

Termodinamiğin birinci ve ikinci kanununa dayalı olarak,

$$Q_H - Q_K + Q_L = Q_H - Q_P + Q_R = 0. \quad (2.62)$$

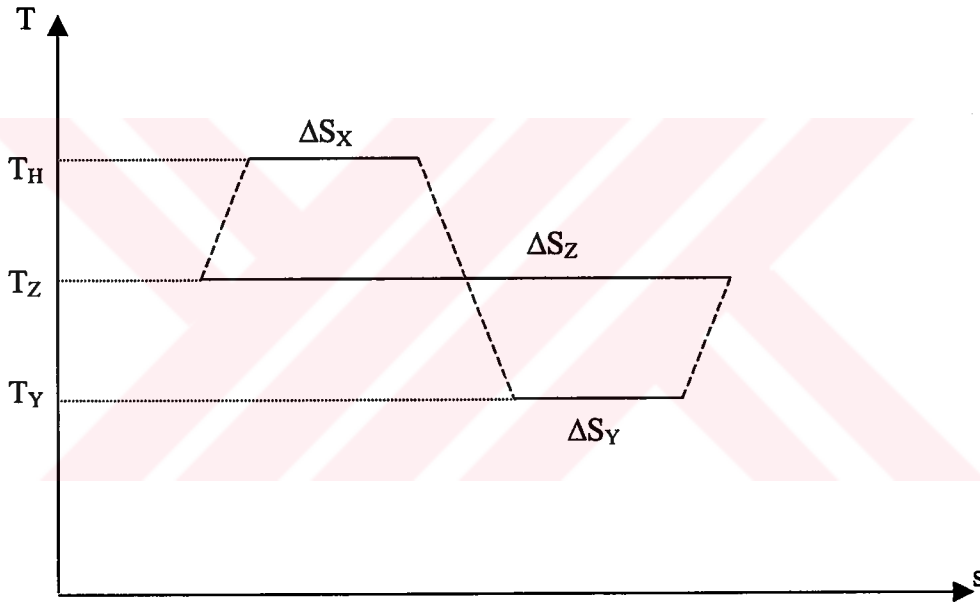
Tersinmezlik parametresi ,

$$I = \frac{Q_K / T_Z}{Q_H / T_X + Q_L / T_Y} \geq 1. \quad (2.63)$$

$I=1$ olduğunda çevrim iç tersinir, $I>1$ olduğunda çevrim tersinmezdir. İzotermal prosesler iç tersinir olduğunda akışkanla dış ısı kaynakları arasında sonlu ısı transferi dışında tersinmezlik oluşmaz. Böylece tersinmezlik parametresi aşağıdaki şekilde sadeleşir,

$$I = \frac{\Delta S_Z}{\Delta S_X + \Delta S_Y} \geq 1. \quad (2.64)$$

Şekil 2.15'te üç tersinir izotermal proses ve üç tersinmez adyabatik prosesi içeren bir ısı pompası-soğutma çevriminin T-s diyagramı görülmektedir.



Şekil 2.15 Üç tersinir izotermal ve üç tersinmez adyabatik prosesi ihtiva eden ısı pompası-soğutma makinası çevriminin T-s diyagramı(Chen, 1997b).

Prosesler sırasında ısı transferinin lineer olduğu kabul edildiğinde,

$$Q_H = K_H (T_H - T_X) t_H, \quad (2.65)$$

$$Q_K = K_K (T_Z - T_K) t_K, \quad (2.66)$$

$$Q_L = K_L (T_L - T_Y) t_L, \quad (2.67)$$

$$Q_2 = K_2 (T_K - T_L) t. \quad (2.68)$$

Burada t_H , t_K ve t_L izotermal prosesler için geçen süreyi göstermektedir. Adayabatik prosesler ısı dirençten fazla etkilenmediğinden ve adyabatik proseslerin süresi izotermal proseslerin süresi yanında çok küçük olduğundan ihmal edilebilir niteliktedir. Böylelikle çevrimin toplam süresi,

$$t = t_H + t_K + t_L. \quad (2.69)$$

Denklem (2.60)-(2.69) kullanılarak ve tanımlardan hareketle ısı pompası için elde edilen performans katsayısı ve ısıtma yükü,

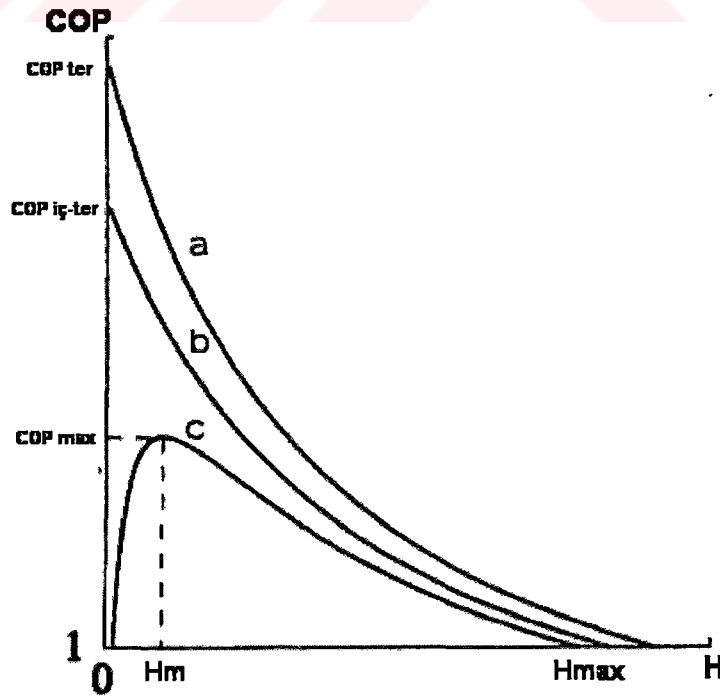
$$COP_{hp} = \frac{Q_P}{Q_H} = \frac{Q_K}{Q_H} \left(1 - \frac{Q_2}{Q_K}\right), \quad (2.70)$$

$$COP_{hp} = \frac{T_X - T_Y}{T_X} \frac{IT_Z}{IT_Z - T_Y} \left[1 - G \left(\frac{1}{K_K(T_Z - T_K)} + \frac{T_X(IT_Z - T_Y)}{K_H(T_H - T_X)(T_X - T_Y)/IT_Z} + \frac{T_Y(T_X - IT_Z)}{K_L(T_L - T_Y)(T_X - T_Y)IT_Z} \right) \right], \quad (2.71)$$

$$H = \frac{Q_P}{t} = \frac{Q_K}{t} - G \quad (2.72)$$

$$H = \left(\frac{1}{K_K(T_Z - T_K)} + \frac{T_X(IT_Z - T_Y)}{K_H(T_H - T_X)(T_X - T_Y)IT_Z} + \frac{T_Y(T_X - IT_Z)}{K_L(T_L - T_Y)(T_X - T_Y)IT_Z} \right)^{-1} - G$$

burada $G = K_2(T_K - T_L)$ olarak elde edilir. Isı tahrikli ısı pompası için Denklem (2.70) ve (2.72) ile ifade edilen performans katsayısı ve ısıtma yükü arasındaki fonksiyonel ilişki Şekil 2.16'daki gibidir. Şekilde görüldüğü gibi iş yapan akışkanın iç kayıplarından ve sonlu ısı transferi tersinmezliklerine maruz kalan ısı tahrikli bir ısı pompasının performans katsayısı ısıtma yükünün monoton azalan fonksiyonudur. Isıtılan mahaldeki ısı kayıpları ihmal edilebilecek seviyede ve ısıtma yükü sıfır olsa bile sistemin performans katsayısı tersinir Carnot çevriminin performans değerine ulaşamaz. Bunun nedeni akışkanın iç kayıplarıdır. Gerçek ısı pompalarının belirli bir ısıtma yükü değeri ile çalışması gerektiğinden performans katsayısı daima tersinir Carnot değerinden küçük olacaktır. $K_2 > 0$ için COP, ısıtma yükünün monotonik bir fonksiyonu olmayıp, belirli bir ısıtma yükünde maksimum bir değere sahip olmaktadır.



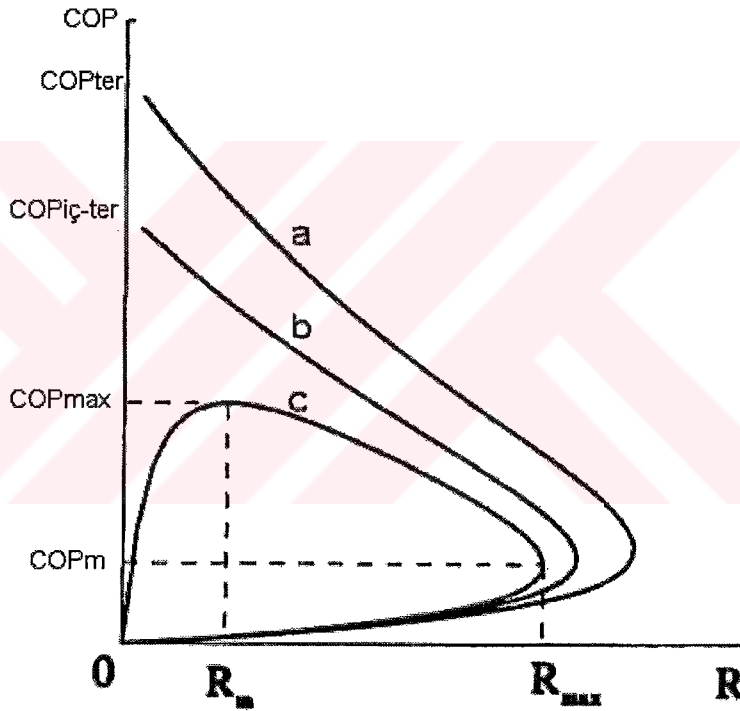
Şekil 2.16 Tersinmez ısı tahrikli ısı pompasının COP-boyutsuz ısıtma yükü grafiği
(a: ($I=1, k_2=0$), b: ($I>1, k_2=0$) ve c: ($I>1, k_2>0$)) (Chen, 1997b).

Şekil 2.14’de gösterilen model tersinmez ısıtma tahrikli soğutma makinasının optimum performans analizi için kullanıldığında T_K ve T_L sıcaklıkları sırasıyla dış ortam ve soğutulan mahalin sıcaklıklarıdır. Performans katsayısı ve ısıtma tahrikli soğutma makinasının soğutma yükü tanımlarından,

$$COP_{ref} = \frac{Q_R}{Q_H}, \quad (2.73)$$

$$R = \frac{Q_R}{t} = \frac{Q_P}{t} \left(1 - \frac{Q_H}{Q_P}\right). \quad (2.74)$$

COP_{ref} ve R akışkan sıcaklıkları ve tersinmezlik parametrelerine bağlı olarak ifade edilerek birbirleriyle ilişkisi Şekil 2.17’de görüldüğü gibi olmaktadır.



Şekil 2.17 Tersinmez ısıtma tahrikli soğutma makinasının COP-boyutsuz soğutma yükü grafiği (a: ($I=1$, $K_2=0$), b: ($I>1$, $K_2=0$) ve c: ($I>1$, $K_2>0$)) (Chen, 1997b).

Şekil 2.17’de görüldüğü gibi ısıtma tahrikli tersinmez soğutma makinasına ait COP-R karakteristik eğrisi $COP=0$, $COP=COP_{max}$, ve $R=R_{max}$ çalışma durumlarını içeren üç parçaya bölünmüştür. Eğrinin bir parçası negatif, diğer parçası ise pozitif eğimlidir. Isıtma tahrikli soğutma makinası COP-R eğrisi pozitif eğimli olarak çalıştırıldığında soğutma yükü azaldıkça performans katsayısı da azalmaktadır. Bu bölgeler optimum çalışma bölgeleri değildir. Optimum çalışma bölgesi COP-R eğrisinin negatif eğimli olduğu bölgedir. Bu durumda soğutma yükü azaldıkça performans katsayısı artar.

2.2 Maksimum Soğutma-Isıtma Yüğü

Chiou (1995) sonlu kapasitede ısı rezervuarları ile ısı transferi yapan iç tersinir bir Carnot soğutucusunun maksimum soğutma yüğü kriterine dayalı olarak performans analizini yaparak optimal soğutma yüğü ile performans katsayısı arasındaki ilişkiyi araştırmıştır.

Wu (1996) tarafından iç tersinir bir soğutma makinasının performansı üzerine yapılan araştırmada Carnot çevriminin soğutma çevrimi COP'si üzerinde üst sınır oluşturduğu, ancak bu üst sınırın sıfır soğutma yüğü için geçerli olduğu tespit edilmiştir. Wu, gerçek soğutma makinaları için tamamen tersinir Carnot makinalarına oranla daha güvenilir bir standart sağlamak üzere sonlu-zaman termodinamiği konsepti ile performans karakteristikleri belirlemiştir.

Agrawal ve Menon (1993) iç tersinir Carnot soğutucuları üzerine yaptığı çalışmada cidar kayıplarının önemini vurgulamış, ısı değıştiricilerin ısıl iletkenliğinin iyileştirilmesinin soğutma kapasitesi ve soğutma yüküne radikal anlamda olumlu katkısının olmadığını, makinarya sadece ek ağırlık yüğü getirdiğini hesaplamıştır. Ayrıca cidar ısıl iletkenlik değeriinin iyileştirilmesinin makinanın toplam maliyetini ve ağırlığını önemli ölçüde arttırmadığını ortaya koymuştur.

Chen vd. (1998a) iki ısı kaynaklı soğutma çevrimlerinin optimum konfigürasyonu üzerine yaptığı çalışmada sonlu zaman termodinamiğinin temel amacının tersinmez sonlu-zaman proseslerini anlamak, performans üzerinde genel ve doğal sınırları oluşturmak ve gerçek makinalara hizmet edebilecek modeller ortaya koymak olduğunu ifade etmiştir.

Chen vd. (1998b) soğutucuların performansına iç ısı kayıplarının etkisi üzerine yaptığı çalışmada iç ısı kayıplı ve dış ısıl dirençli gerçek bir soğutucuda soğutma yüğü ve soğutma performansının iç-tersinir bir soğutucudan oldukça farklı olduğunu göstermiştir.

Chen vd. (1995) ısı tahrikli iç tersinir bir ısı pompası modeline dayalı olarak, toplam ısı transfer alanını amaç fonksiyonu olarak seçmiş ve optimum performans karakteristiklerini elde etmiştir. Ayrıca optimal ısı değıştirici alanlarının dağılımını ve ısıtma yüğü ile performans katsayısı arasındaki ilişkiyi incelemiştir.

Yan ve Chen (1990) genel ısı transferi yasası ile, tersinmez Carnot soğutma çevrimlerinin optimum soğutma yükü ve performans katsayısı arasındaki ilişkiyi ortaya koymuştur

Chen ve Yan (1988) iç tersinir bir kombine soğutma çevriminin optimum performansı üzerine yaptığı çalışmada sonlu zaman termodinamiği yöntemini kullanarak ve ısı kaçaklarını ihmal ederek, optimum performans katsayısı ve soğutma yükünü araştırmıştır.



2.3 Maksimum Özgül Soğutma Yüğü

Özgül soğutma yüğü, ısı değıştiricilerin toplam yüzey alanlarının birim yüzeyi başına soğutma yüğüdür. Maksimum elde edilebilir özgül soğutma yüğü, gerçek bir soğutucunun performansının değışlendirilmesinde ortaya termo-ekonomik bir kriter koyar.

Wu (1995) tarafından bir soğutucunun elde edilebilir maksimum özgül soğutma yüğüün tespiti COP yerine özgül soğutma yüğü amaç fonksiyonu olarak seçilmiş ve özgül soğutma yüğüünü maksimum yapan optimum şartlar belirlenmiştir.

Wu'ya göre gerçek bir soğutucunun dizaynında maksimum performans katsayısı, ana kriter olmak zorunda değışildir. Pratikte bir mühendis için performans katsayısı (COP), özgül soğutma yüğüüne göre ikincil öncelikte olmalıdır. Endüstriyel mühendislik optimizasyonu belirlemelerinde net soğutma yüğü başına minimum ısı değıştirici alanı ya da net soğutma yüğü başına minimum maliyeti göz önüne alınmaktadır. Wu (1995) tarafından verilen teorik model ve sonuçları aşağıda özetlenmiştir.

Soğuk ortamdan soğuk akışkana ısı akışı ($T_L - T_Y$) sıcaklık farkıyla, sıcak akışkandan sıcak ortama olan ısı akışı ($T_X - T_H$) sıcaklık farkıyla gerçekleşir. Çevrimin modeli Şekil 2.3'te olduğu gibidir. Termodinamiğin birinci kanunundan, çevrim başına harcanması gereken güç,

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L. \quad (2.75)$$

Termodinamiğin ikinci kanunundan,

$$\dot{Q}_H T_H - \dot{Q}_L T_Y = 0. \quad (2.76)$$

Soğutucunun özgül soğutma yüğü,

$$r = \frac{\dot{Q}_L}{A_H + A_L}. \quad (2.77)$$

Denklem (2.6), (2.7) ve (2.76) birleştirildiğinde,

$$T_L - T_Y = \frac{U_H A_H T_L (T_X - T_H)}{U_L A_L T_H + U_H A_H (T_X - T_H)}. \quad (2.78)$$

elde edilir. Denklem (2.6), (2.7) ve (2.78), (2.75)'te yerine konulduğunda,

$$\dot{W} = \frac{U_H A_H (T_X - T_H) - U_H A_H U_L A_L T_L (T_X - T_H)}{U_L A_L T_X + U_H A_H (T_X - T_H)}. \quad (2.79)$$

elde edilir. $\dot{W}$, U_H , U_L , A_H , A_L , T_H ve T_L nin sabit olduğu varsayılırsa, denklem (2.79), T_X 'in 2.dereceden fonksiyonu haline döndürür. (2.78) ve (2.79) nolu denklemler birlikte çözüldüğünde, sıcak ve soğuk akışkan sıcaklıkları, soğutucu maksimum soğutma yükünde çalışırken ,

$$T_X = T_H + \frac{1}{2} \left[\sqrt{d^2 - 4e} - d \right], \quad (2.80)$$

$$T_Y = T_L + \frac{1}{2} \left[b - \sqrt{b^2 - 4c} \right]. \quad (2.81)$$

değerlerine eşit olur.

Burada :

$$b = [U_H \cdot U_L \cdot A_H \cdot A_L \cdot (T_H - T_L) - \dot{W} (U_H A_H + U_L A_L)] / [U_L A_L (U_H A_H + U_L A_L)],$$

$$c = - (U_H A_H T_L \dot{W}) / [U_L A_L (U_H A_H + U_L A_L)],$$

$$d = [U_H U_L A_H A_L (T_H - T_L) - \dot{W} (U_H A_H + U_L A_L)] / [U_H A_H (U_H A_H + U_L A_L)],$$

$$e = - (U_L A_L T_L \dot{W}) / [U_H A_H (U_H A_H + U_L A_L)]' \text{dir.}$$

T_Y değeri bilindiğinde denklem (2.6)'da yerine konularak $\dot{Q}_L$ bulunabilir. $\dot{Q}_L$ denklem (2.77)'de yerine konulduğunda iç-tersinir soğutucunun maksimum özgül soğutma yükü bulunabilir.

COP yerine özgül soğutma yükü gerçek soğutucuların ana amacı olduğunda, Wu tarafından yapılan analiz, gerçek bir soğutucunun performansının değerlendirilmesinde mantıklı ve erişilebilir bir limit ortaya koyar.

Chen ve Wu (1996) iki kademeli kombine soğutma sisteminin optimizasyonu üzerine yaptığı çalışmada sürekli akışlı iç tersinir kombine çevrim analizinde optimum COP'nin iki kademeli iç tersinir kombine soğutma çevriminde özgül soğutma yükünün azalan fonksiyonu olduğunu ispatlamış, iş yapan akışkanın izotermal proseslerde optimum sıcaklıklarını belirlemiştir. Chen'e göre kombine soğutma çevrimlerinde ısı transferi oranı sonlu bir değerde olacağından, iki kademeli iç tersinir soğutma çevriminin optimum performans katsayısı, aynı sıcaklık aralığında ve özgül soğutma yükünde çalışan tek kademeli soğutma çevriminin COP'sinden küçüktür. Dolayısıyla sıcaklık aralığı düşük çevrimlerde ek kademenin kullanılmaması daha uygun olur. Ancak sıcaklık aralığı yüksekse iki kademeli çevrimin uygulanması şart olur. Bu durumda toplam ısı transfer katsayısının (her iki çevrim arasında) maksimum yapılması tersinmezlikleri azaltacaktır. Chen ve Wu (1996)'nın analizinde Şekil 2.10'daki model kullanılarak özgül soğutma yükü,

$$r = \frac{\dot{Q}_L}{A} = \frac{1}{\frac{1}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{X/T_Y}{U_K(X-1)} + \frac{XT_X/T_Y}{U_H(T_X - T_H)}} \quad (2.82)$$

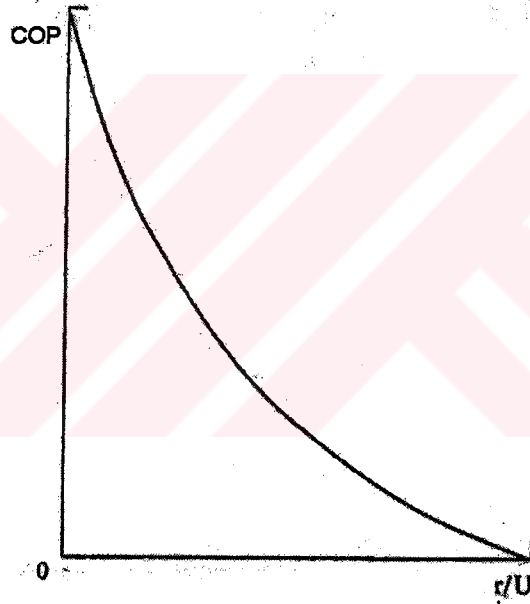
burada $X = T_Z / T_W$ dir.

Optimum performans katsayısı (COP_{ref}^*) ile özgül soğutma yükü arasındaki ilişki,

$$COP_{ref}^* = \frac{T_L - r/U}{T_H - (T_L - r/U)} \quad (2.83)$$

$$U = U_L / \left[1 + \sqrt{(U_L + U_H)} + \sqrt{U_L - U_K} \right]^2$$

Denklem (2.83) iki kademeli iç tersinir kombine soğutma çevriminin optimum performans katsayısının, özgül soğutma yükünün monoton azalan bir fonksiyonu olduğunu göstermektedir. Bu durum Şekil 2.18’de açıkça görülmektedir.



Şekil 2.18 İki kademeli kombine soğutma sisteminde performans katsayısının özgül soğutma yükü ile değişimi (Chen, 1995).

Chen (1995) absorpsiyonlu iç tersinir bir soğutucunun eşdeğer çevrim sistemi ve genel performans karakteristikleri üzerine yaptığı çalışmada maksimum özgül soğutma yükü, optimum ısı değiştirici alan dağılımı, iş yapan akışkanın optimum çalışma sıcaklıklarını ve entropi üretim yükünü optimize etmiştir.

Geleneksel buhar sıkıştırırmalı soğutma makinalarının teknolojik gelişimi enerji tüketiminin azaltılması ve çevreye verilen zararların düşürülmesi amacıyla yavaşlamaktadır. Absorpsiyonlu soğutma makinalarının teorisi ve teknolojisi son yıllarda gelişme göstermiştir. Chen (1995) tarafından verilen absorpsiyonlu soğutma modeli aşağıda özetlenmiştir. Şekil

2.19 ve 2.20’de absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi verilmiştir. Absorpsiyonlu soğutma sistemi T_H ve T_K sıcaklıkları arasında çalışan bir ısı makinasıyla, T_K ve T_L sıcaklıkları arasında çalışan sıkıştırıcı bir soğutma makinasının birleşimiyle oluşan bir sisteme eşdeğerdir (Şekil 2.20).

Sonlu ısı transferiyle çevrim performansı ısı transfer yasasına bağlı olmakla birlikte, çoğunlukla sistem ve dış ısı kaynakları arasındaki ısı transferinin lineer olduğu kabul edilir.

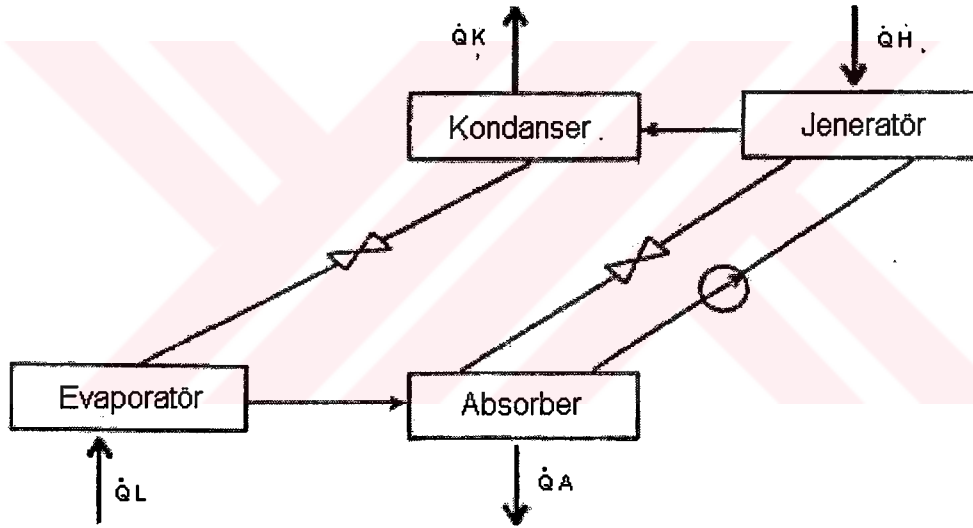
Gerçekleşen ısı transferleri,

$$\dot{Q}_H = U_H A_H (T_H - T_X), \quad (2.84)$$

$$\dot{Q}_A = U_A A_A (T_A - T_K), \quad (2.85)$$

$$\dot{Q}_K = U_K A_K (T_Z - T_K), \quad (2.86)$$

$$\dot{Q}_L = U_L A_L (T_L - T_Y). \quad (2.87)$$



Şekil 2.19 Absorpsiyonlu soğutma sisteminin şematik gösterimi (Chen, 1995).

burada A_H , A_A , A_K ve A_L alanları sırasıyla jeneratör, absorber, kondanser ve evaporatör ısı değiştirici alanlarıdır. U_H ve U_L ise jeneratör ve evaporatörün dış ısı kaynakları ile aralarındaki ısı transfer katsayılarıdır. Absorber ve kondanserin ısı transfer katsayıları (U_A ve U_K) aynı dış ısı kaynağı ile ısı transferi halinde oldukları için eşit alınmıştır ($U_A=U_K$). Isı makinasının toplam ısı transfer alanı,

$$A_{HE} = A_H + A_A. \quad (2.88)$$

soğutma makinasının toplam ısı transfer alanı,

$$A_R = A_K + A_L. \quad (2.89)$$

sistemin toplam ısı transfer alanı,

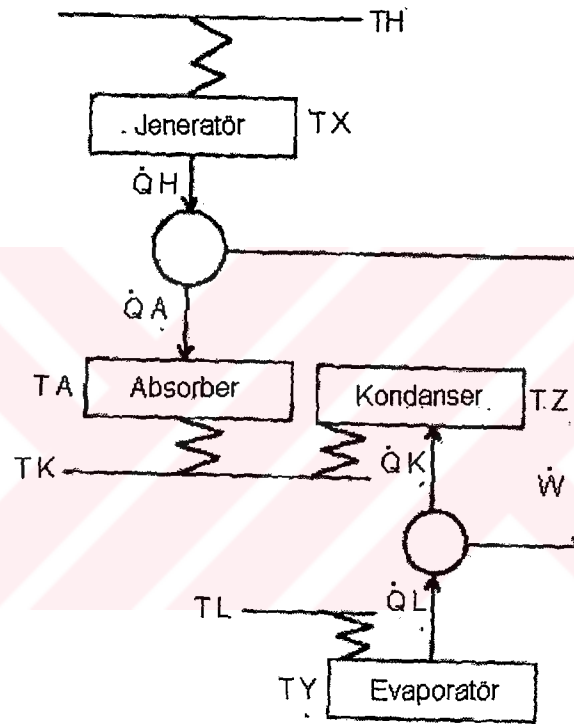
$$A = A_{HE} + A_R = A_H + A_A + A_K + A_L. \quad (2.90)$$

olarak bulunur. Sistemin performans katsayısı,

$$COP_{ref} = \left\{ 1 - \frac{T_K}{T_H - \frac{Q_L}{U_H(A-A_R)COP}} \right\} \frac{T_L - \frac{Q_L}{U_R A_R}}{T_K - T_L + \frac{Q_L}{U_R A_R}} \quad (2.91)$$

burada $U_R = U_A U_L / (\sqrt{U_A} + \sqrt{U_L})^2$ şeklinde tanımlanmıştır. Problem, performans katsayısını maksimum yapacak A_R değerinin tespit edilmesi olduğundan evaporatördeki belirli bir ısı transferi ve toplam ısı transfer alanı için,

$$(\partial COP_{ref} / \partial A_R)_{A, Q_L} = 0. \quad (2.92)$$



Şekil 2.20 İç tersinir bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin eşdeğer kombine çevrim diyagramı. (Chen, 1995).

bu durumda sistemin optimum performans katsayısı,

$$COP_{ref} = \frac{U_H U_R COP (T_H - T_K) T_X - r [U_H COPT_H + U_R T_X + (\sqrt{U_H U_R} - U_H) COPT_K]}{U_H U_R COP (T_K - T_L) T_H + r [U_H COPT_H + U_R T_X + (\sqrt{U_H U_R} - U_R) T_K]} \quad (2.93)$$

absorpsiyonlu soğutma makinaları için özgül soğutma yükü, birim toplam ısı transfer alanı başına soğutma yükü olduğundan, denklem (2.93) çözülerek elde edilen özgül soğutma yükü,

$$r = U_H COP \frac{(T_H - T_K) T_X - COPT_H (T_K - T_L)}{(1 + COP) T_L - C^2 COPT_K + (1 + C)^2 (1 + COP) COPT_H} \quad (2.94)$$

burada, $C = \sqrt{U_H / U_R} - 1$

şeklinde tanımlanmıştır.

maksimum özgül soğutma yükünün elde edilmesi için,

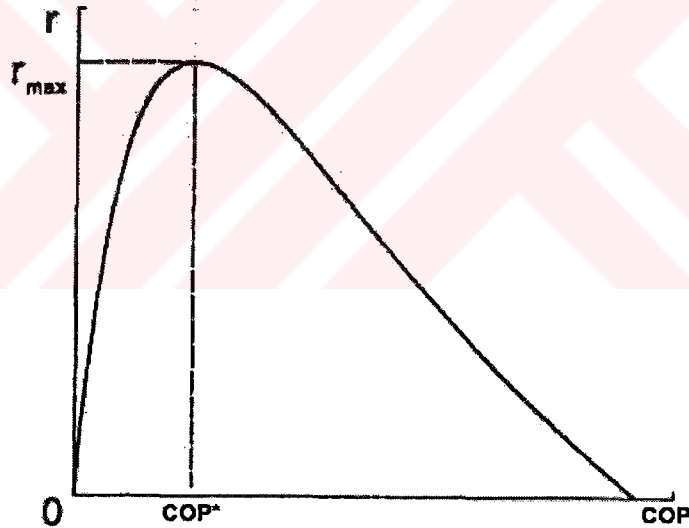
$$\partial r / \partial COP_{ref} = 0. \quad (2.95)$$

denklem (2.94)'ten elde edilen optimum performans katsayısı ve maksimum özgül soğutma yükü,

$$COP_{ref} = \left(1 - \sqrt{\frac{T_K}{T_H}}\right) \frac{T_L}{\sqrt{T_H T_K} - T_L + C(\sqrt{T_H T_K} - T_K)} \equiv COP^*_{ref}, \quad (2.96)$$

$$r_{max} = \frac{U_H (\sqrt{T_H} - \sqrt{T_K})^2 T_L}{T_H - T_L + 2C(T_H - \sqrt{T_H T_K}) + C^2 (\sqrt{T_H} - \sqrt{T_K})^2}. \quad (2.97)$$

elde edilir. Denklem (2.94)'de $r < r_{max}$ olduğunda belirli bir özgül soğutma yükü için iki farklı performans katsayısı olduğu görülmektedir. Performans katsayılarından biri Şekil 2.21'de görüldüğü gibi COP^* 'den küçük, diğeri ise COP^* 'den büyüktür. Belirli bir özgül soğutma yükü için yüksek performans katsayısı elde etmek arzu edilir. Dolayısıyla COP^* 'den daha küçük performans katsayısı iç tersinir absorpsiyonlu soğutma makinaları için makul değildir.



Şekil 2.21 Performans katsayısına bağlı olarak özgül soğutma yükünün değişimi (Chen, 1995)

2.4 Termo Ekonomik Kriter

Wu vd. (1998) ısı transferi kanunun Carnot ısı makinasının sonlu zaman ekonomik performansına etkisi üzerine yaptığı çalışmada sonlu zaman termodinamiğinde amaç fonksiyonlarının genellikle güç, verim, entropi üretimi, etkinlik, ısıtma yükü, özgül ısıtma yükü, COP ve enerji kaybı gibi saf termodinamik parametreler olduğunu, termo-ekonomik analizin enerjiyi geleneksel kavramlarla enerji sistemlerinin performans ve dizaynını değerlendirme ve optimizasyonda uzun-yollu mühendislik hesaplarına gerek bırakmadan birleştirme imkanı tanıdığını ifade etmiştir. Wu'ya göre iç tersinir bir Carnot ısı pompası çevriminin potansiyel olarak ekonomik olabilmesi için birim işin fiyatı(θ_1) ile elde edilen birim enerjinin fiyat (θ_2) oranı 0 ile 1 arasında olmalıdır. Çünkü verilen işin bir biriminin artışı alınan (elde edilen) enerjinin bir biriminden fazla olamaz. İşin fiyatıyla karşılaştırıldığında enerjinin fiyatı çok fazla olduğunda $\theta_2 \gg \theta_1$, $\theta_1/\theta_2 \Rightarrow 0$ olur. Bu, ekonomik maksimizasyonu ısıtma yükü maksimizasyonuna yaklaştırır. Diğer yandan enerjinin fiyatı işin fiyatına yaklaştığında ($\theta_1/\theta_2 \Rightarrow 1$) ekonomik maksimizasyon entropi üretim minimizasyonuna yaklaşır. Diğer bir deyişle atık enerji azalır. $0 < \theta_1/\theta_2 < 1$ için bir optimum COP belirlenebilir.

Dingeç ve İleri (1999) basit soğutucuların termo-ekonomik optimizasyonu üzerine yaptığı çalışmada aşağıdaki sonuçlara ulaşmıştır.

Evaporatör alanı küçültüldükçe yatırım maliyeti azalmakta, buna karşılık işletme maliyeti artmaktadır. Evaporatör alanı büyütüldükçe yatırım maliyeti artmakta, işletme maliyeti düşmektedir. Aynı yargılar kondanser ve kompresör için de geçerlidir. Optimizasyonda elde edilen $0,52\text{m}^2$ lik evaporatör alanı $0,17\text{m}^2$ ye düşürüldüğünde kondanser alanı ve kompresör etkinliği artmaktadır. Yatırım maliyetinin toplam maliyet içindeki payı işletme maliyetinin yükselmesi ile azalmaktadır. İşletme maliyeti %43 artmakta ve yatırım maliyeti, düşük evaporatör maliyeti nedeniyle %1 artmaktadır.

Gerçek bir soğutucunun işletme maliyeti optimum sisteme göre %74 daha fazladır. Daha da ilginç olanı üreticiler yatırım maliyetini ön planda tutmalarına karşın yatırım maliyeti işletme maliyetinden fazladır.

Yatırım geri dönüş faktörü (CRF), sistemin belirli olan ilk yatırım maliyeti ve ömrü için yatırım maliyetinin yıllık geri ödemesini tanımlar. Sistem ömrü azaldıkça CRF artar. CRF 0,28 olduğunda sistem ömrü 5 yıl, 0,13 olduğunda 25 yıl olmaktadır. CRF ve işletme maliyeti arttıkça evaporatör, kondanser alanları küçülmekte ve kompresör etkinliği azalmaktadır.

Şahin ve Kodal (1999) iç tersinir soğutma makinaları ve ısı pompalarının sonlu zaman termo-ekonomik optimizasyonu çalışmasında birim toplam maliyet başına soğutma makinasının soğutma yükü ve ısı pompasının ısı yükünü amaç fonksiyonu olarak önermiştir. Şahin'e göre toplam ısı transferi alanı yatırım maliyetini, COP ise enerji maliyetini etkilemektedir. Bu iki maliyetten birini optimize etmek diğerini hesaba katmadığından eksik kalmaktadır. Dolayısıyla tam bir optimizasyon için her ikisinin de ortak olarak optimize edilmesi gerekir. Soğutma yükünün birim toplam maliyet başına değeri,

$$F_{ref} = \dot{Q}_L / (C_I + C_e), \quad (2.98)$$

$$\begin{aligned} C_I &= a(A_H + A_L) + b_1(\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \\ C_e &= b_2(\dot{Q}_H - \dot{Q}_L) \end{aligned} \quad (2.99)$$

Burada a ve b₁ ısı değiştirici ve kompresör yatırım maliyeti parametresi, b₂ ise enerji tüketim maliyet parametresidir.

Optimum COP,

$$COP_{ref}^* = T_L / [T_H + \sqrt{aT_H/b}(1/\sqrt{U_H} + 1/\sqrt{U_L}) - T_L]. \quad (2.100)$$

burada $b = b_1 + b_2$ şeklinde tanımlanmıştır.

Optimum ısı değiştiricileri alanları oranı,

$$\left(\frac{A_H}{A_L} \right)^* = \sqrt{\frac{U_L}{U_H}}. \quad (2.101)$$

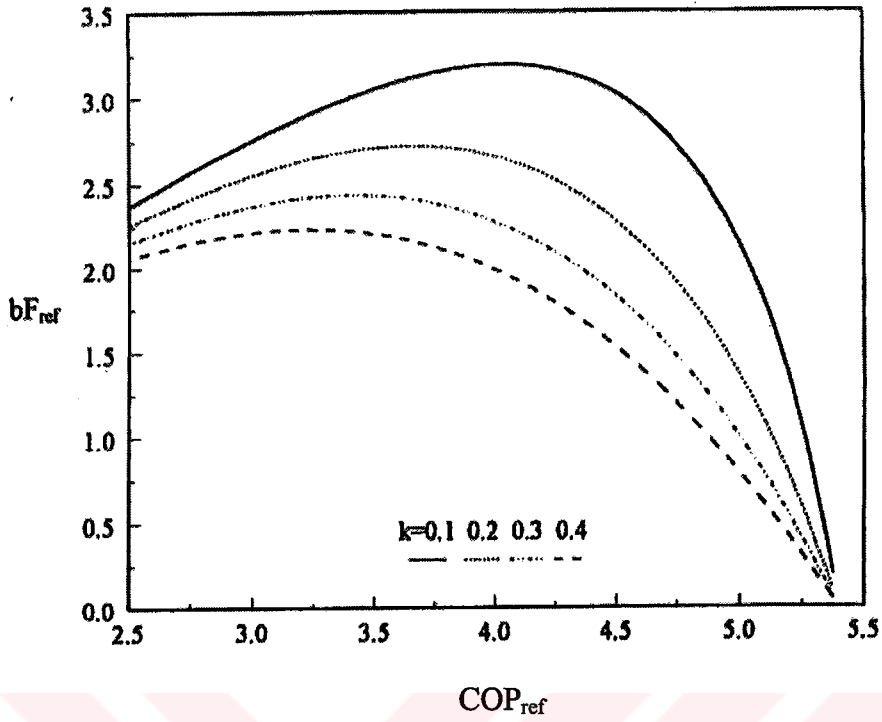
Isı pompası için optimum COP,

$$COP_{hp}^* = T_H / [T_H + \sqrt{aT_L/b}(1/\sqrt{U_H} + 1/\sqrt{U_L}) - T_L]. \quad (2.102)$$

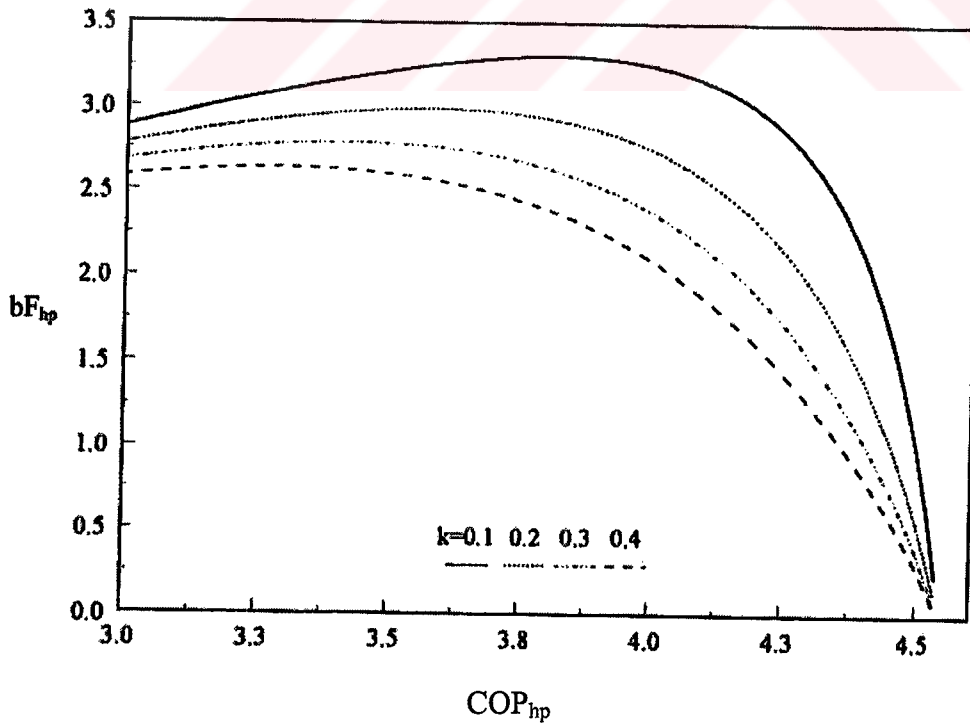
ve optimum ısı değiştiricileri alanları oranı :

$$\left(\frac{A_H}{A_L} \right)^* = \sqrt{\frac{U_L}{U_H}}. \quad (2.103)$$

Amaç fonksiyonunu maximize etmek, tersini minimize etmekle aynıdır. Bu, birim ısıtma ve soğutma yükü başına toplam maliyeti minimize etmektir. Dolayısıyla optimizasyon sonuçları, ekonomik dizayn şartlarını ortaya koymaktadır. Şekil 2.22'de iç tersinir soğutma makinası için , Şekil 2.23'te ise iç tersinir ısı pompası için amaç fonksiyonunun (F) farklı ekonomik parametre ($k = a/b$) değerlerinde performans katsayısı ile değişimi görülmektedir.



Şekil 2.22 İç tersinir soğutma makinasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişim grafiği. ($T_H=288K$, $T_L=243K$, $U_H=U_L=U_W=U_1=0.5 \text{ kW/m}^2$), (Şahin ve Kodal, 1999)



Şekil 2.23 İç tersinir ısı pompasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişim grafiği. ($T_H=350K$, $T_L=273K$, $U_H=U_L=U_W=U_1=0.5 \text{ kW/m}^2$), (Şahin ve Kodal, 1999)

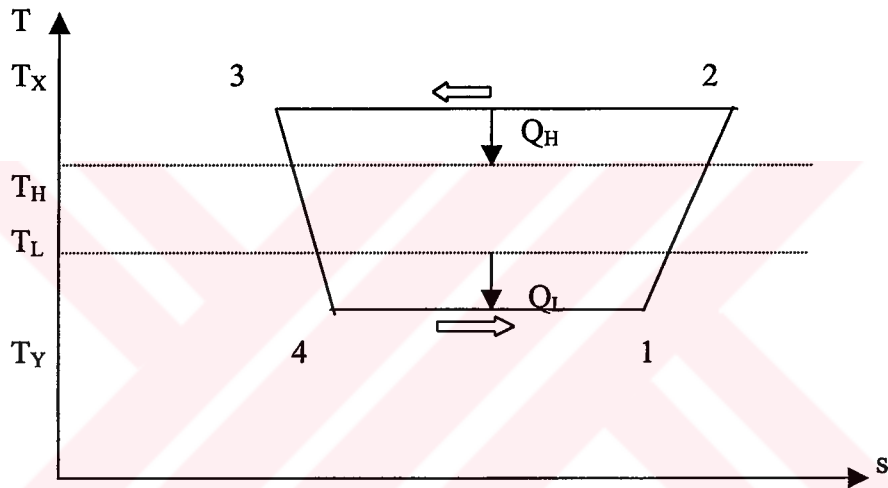
Kodal vd. (2000a) iç tersinmezliklerin ve ısı kayıplarının soğutma makinaları ve ısı pompalarının sonlu zaman termo ekonomik performansları üzerindeki etkileri üzerine yaptığı çalışmada amaç fonksiyonu, birim toplam maliyet başına soğutma makinaları için soğutma yükü, ısı pompaları için ısı yükü olarak tanımlanmıştır. Model ve sonuçları aşağıda özetlenmiştir

Tersinmez çevrim için:

$$\oint \frac{\partial \dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_H}{T_H} < 0. \quad (2.104)$$

İç kayıpların performans üzerindeki etkileri için tersinmezlik parametresi:

$$I_{\Delta S} = \frac{S_2 - S_3}{S_1 - S_4}. \quad (2.105)$$



Şekil 2.24 Tersinmez soğutma makinası T-s diyagramı, (Kodal vd., 2000a).

$$I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_H}{T_H} = 0. \quad (2.106)$$

$I_{\Delta S} = 1$ olduğunda çevrim içtersinir, $I_{\Delta S} > 1$ olduğunda ise çevrim iç tersinmezdir.

Amaç fonksiyonunun maksimumu :

$$(F_{ref})_{max} = \frac{1 - \zeta_{ref}}{\frac{a I_{\Delta S}}{U_H T_L} \left[1 + \sqrt{\frac{U_H}{I_{\Delta S} U_L}} + \sqrt{\frac{b U_H T_H}{a}} \right]^2 + \frac{a \zeta_{ref}}{U_1 (T_H - T_L)} - b}. \quad (2.107)$$

Burada ζ ısı kaçağı parametresi, U_1 ise ısı kaçak yüzeyinin ısı transfer katsayısıdır.

Optimum performans katsayısı :

$$(COP)_{ref}^* = \frac{(1 - \zeta_{ref}) T_L}{I_{\Delta S} T_H + I_{\Delta S} \sqrt{\frac{a T_H}{b}} \left(\frac{1}{\sqrt{U_H}} + \frac{1}{\sqrt{I_{\Delta S} U_L}} \right) - T_L}. \quad (2.108)$$

Optimum durumda ısı değıştircileri alanları oranı:

$$\left(\frac{A_H}{A_L}\right)^* = \sqrt{\frac{I_{\Delta S} U_L}{U_H}}. \quad (2.109)$$

Yukarıda soğutma makinaları için yapılan optimizasyon ısı pompaları için yapıldığında farklı olarak T_H ısıtılan yer, T_L ise dış ortam sıcaklığıdır.

Amaç fonksiyonu:

$$(F_{hp})_{\max} = \frac{1 - \zeta_{hp}}{b - \frac{a}{I_{\Delta S} U_L T_H} \left[\sqrt{\frac{b U_L T_L}{a}} - 1 - \sqrt{\frac{I_{\Delta S} U_L}{U_H}} \right]^2 + \frac{a \zeta_{hp}}{U_1 (T_H - T_L)}}. \quad (2.110)$$

Optimum performans katsayısı :

$$(COP)_{hp}^* = \frac{(1 - \zeta_{hp}) I_{\Delta S} T_X}{I_{\Delta S} T_X + I_{\Delta S} \sqrt{\frac{a T_L}{b}} \left(\frac{1}{\sqrt{U_L}} + \sqrt{\frac{I_{\Delta S}}{U_H}} \right) - T_L}. \quad (2.111)$$

Optimum ısı değıştircileri alanları oranı:

$$\left(\frac{A_H}{A_L}\right)^* = \sqrt{\frac{I_{\Delta S} U_L}{U_H}}. \quad (2.112)$$

şeklinde elde edilmiştir.

İç tersinmezlikler ($I_{\Delta S}$) arttıkça, optimum performans hızla düşer. Isı kayıpları arttıkça performans oransal olarak azalır. Bununla birlikte performans üzerinde ısı kayıplarının azaltma etkisi $COP > COP^*$ durumunda $COP < COP^*$ durumuna göre çok daha fazladır.

İç tersinmezliklerin soğutma makinaları ve ısı pompalarının optimum performansı üzerindeki etkileri incelendiğinde, soğutma makinalarında iç tersinmezliklerin performansı azaltma etkisinin ısı pompalarına göre daha fazla olduğu görülür. Ekonomik parametrenin optimum performans üzerindeki etkisi büyüktür. Ekonomik parametre değeri (k) arttıkça soğutma makinaları ve ısı pompasının performans katsayısı düşer. Küçük iç tersinmezliklerde ekonomik parametre değerin soğutma makinaları performansı üzerindeki etkisi ısı pompasının kine göre daha fazla olur.

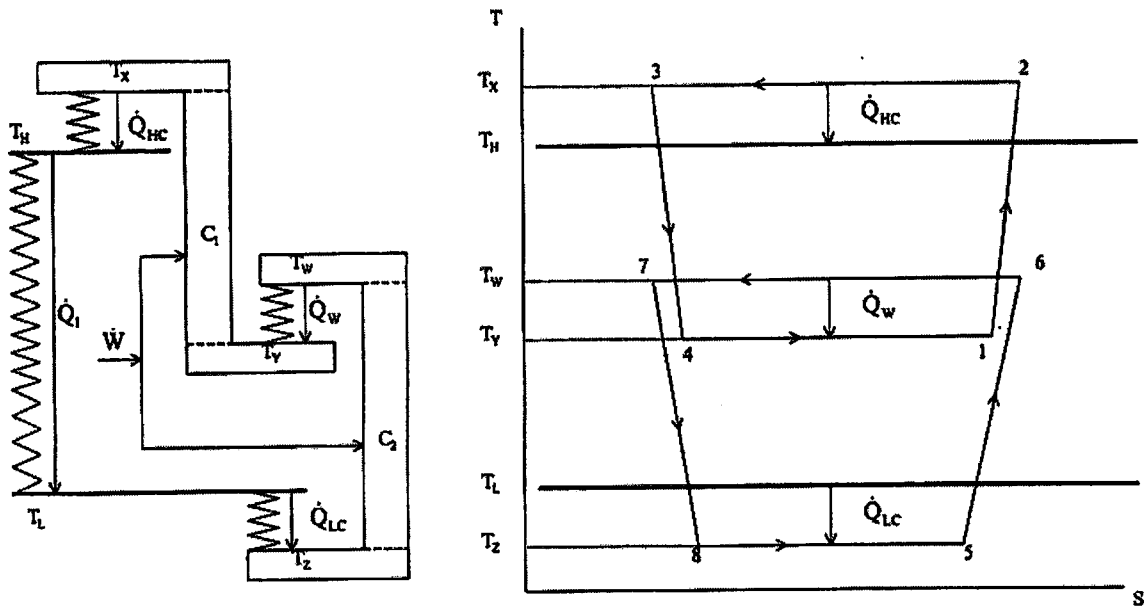
Bejan vd. (1995) ısı tahrikli soğutucularda ısı değıştircilerin optimum dağılımı (paylaşımı) üzerine yaptığı çalışmada güneş enerjisi ile tahrik edilen kollektörden ısı transferi yolu ile çalıştırılan soğutucunun maksimum soğutma için çalışma koşullarını belirlemeyi ve soğutma platformunun üç ısı değıştirci yüzeyleri arasında optimum bölüştürmeyi amaçlamıştır. Bejan'a göre ısı tahrikli soğutma platformları, iş yapmayı gerektirmediğinden pratikte tercih

edilen sistemlerdendir. Güneş kollektörünün alan değişimi sistem verimini çok az değiştirmektedir. Evaporatör alanı toplam alanın kabaca optimum 1/3'üdür. Kondanser alanı ise evaporatör alanının iki katıdır.

Kodal vd. (2000b) tarafından yapılan termo ekonomik optimizasyon kriterine dayalı iki kademeli kombine ısı pompası sisteminin performans analizi çalışmasında, birim toplam maliyet başına ısı pompasının ısı yükü optimizasyon için amaç fonksiyonu olarak seçilerek iş yapan akışkanın optimum çalışma sıcaklıkları, optimum performans katsayısı, optimum özgül ısıtma yükü ve optimum ısı değiştirici alan dağılımı teknik ve ekonomik parametreler cinsinden belirlenmiştir.

Şahin vd. (2001) birim toplam maliyet başına maksimum soğutma yükü şartlarında iki kademeli kombine soğutma sisteminin optimum performans karakteristikleri üzerine yaptığı çalışmada optimizasyon için birim toplam maliyet başına soğutma yükü amaç fonksiyonu olarak seçilmiştir. Amaç fonksiyonunun maksimumu, optimum performans ve diğer dizayn parametreleri analitik olarak belirlenmiştir. Model ve sonuçları aşağıda özetlenmiştir.

İki kademeli tersinmez soğutma makinası çevrim modeli ve T-s diyagramı şekil 2.25'te görülmektedir. Modelde, iki çevrimde kullanılan akışkanlar ve çalışma sıcaklık aralıkları farklıdır.



Şekil 2.25 İki kademeli kombine tersinmez soğutma makinası modeli ve T-s diyagramı, (Şahin vd., 2001).

Şekil 2.25'te T_X, T_H, T_W, T_Y, T_L ve T_Z sırasıyla 1.çevrim sıcak akışkan, dış atmosfer, 2.çevrim sıcak akışkan, 1.çevrim soğuk akışkan, soğutulan ortam ve 2.çevrim soğuk akışkan sıcaklıklarıdır.

Sıcak ısı kaynağından soğuk kaynağa gerçekleşen ısı kaybı,

$$\dot{Q}_M = U_1 A_1 (T_H - T_L). \quad (2.113)$$

Isı transferleri Newton soğutma yasasına göre,

$$\dot{Q}_{LC} = U_L A_L (T_L - T_Z), \quad (2.114)$$

$$\dot{Q}_{HC} = U_H A_H (T_X - T_H), \quad (2.115)$$

$$\dot{Q}_W = U_W A_W (T_W - T_Y). \quad (2.116)$$

Sıcak kaynağa ve soğuk kaynaktan gerçekleşen net ısı geçişleri sırasıyla,

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_M, \quad (2.117)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{LC} - \dot{Q}_M. \quad (2.118)$$

Termodinamiğin birinci yasasına göre soğutma makinasının çalışması için gereken güç,

$$\dot{W} = \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L. \quad (2.119)$$

Termodinamiğin ikinci yasasına göre tersinmez bir kombine çevrim için ısı girişi ve ısı çıkışı izotermal prosesleri için iş yapan akışkanların entropi değişimleri,

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_W}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_{HC}}{T_X} < 0, \quad (2.120)$$

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} = \frac{\dot{Q}_{LC}}{T_Z} - \frac{\dot{Q}_W}{T_W} < 0. \quad (2.121)$$

İş yapan akışkanların iç kayıplarını karakterize etmek için tanımlanan tersinmezlik parametreleri,

$$I_1 = \frac{\dot{Q}_{HC} T_Y}{\dot{Q}_W T_X} = \frac{S_2 - S_3}{S_1 - S_4} > 1, \quad (2.122)$$

$$I_2 = \frac{\dot{Q}_W T_Z}{\dot{Q}_{LC} T_W} = \frac{S_6 - S_7}{S_5 - S_8} > 1. \quad (2.123)$$

Denklem (2.113)-(2.123)'ten elde edilen performans katsayısı ve özgül soğutma yükü sırasıyla,

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} = \frac{1 - \zeta}{I_1 I_2 T_X T_W / (T_Z T_Y) - 1}, \quad (2.124)$$

$$\dot{q}_L = \frac{\dot{Q}_L}{A} = \frac{1 - \zeta}{\left[\frac{1}{U_L (T_L - T_Z)} + \frac{I_2 T_W}{U_W T_Z (T_W - T_Y)} + \frac{I_1 I_2 T_W T_X}{U_H T_Z T_Y (T_X - T_H)} \right]}. \quad (2.125)$$

Burada $\zeta = \dot{Q}_M / \dot{Q}_{LC}$ olarak ısı kaçak parametresi ve $A = A_H + A_W + A_L$ dir.

Hem yatırım, hem de işletme maliyeti göz önüne alınarak birim toplam maliyet başına soğutma yükü optimizasyonu için amaç fonksiyonu aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$F = \frac{\dot{Q}_L}{C_i + C_e}. \quad (2.126)$$

Yatırım maliyeti içinde sistemin ana bileşenleri (ısı değiştiriciler, kompresörler vb.) bulunur. Isı değiştiricileri yatırım maliyeti toplam ısı transfer alanı ile orantılıdır. Kompresör ve diğer tahrik elemanlarının maliyeti ise sıkıştırma kapasiteleri yada gereken çalıştırma gücü ile orantılıdır. Böylelikle sistemin yıllık yatırım maliyeti,

$$C_i = a(A_H + A_L + A_W + A_1) + b_1 \dot{W}. \quad (2.127)$$

Soğutma makinasının gücüne bağlı olarak yıllık işletme maliyeti,

$$C_e = b_2 \dot{W} = b_2 (\dot{Q}_H - \dot{Q}_L). \quad (2.128)$$

Denklem (2.127) ve (2.128) denklem (2.126)'da yerine konulduğunda,

$$F = \frac{\dot{Q}_L}{a(A_H + A_L + A_W + A_1) + b(\dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC})}, \quad (2.129)$$

$$b = b_1 + b_2. \quad (2.130)$$

Denklem (2.113)-(2.123), denklem (2.129)'da yerine konulduğunda,

$$bF = \frac{1 - \zeta}{\left(1 + \frac{k}{U_H (T_X - T_H)} \right) \frac{I_1 I_2 T_X T_W}{T_Z T_Y} + \frac{k I_2 T_W}{U_W T_Z (T_W - T_Y)} + \frac{k}{U_L (T_L - T_Z)} + \frac{\zeta k}{U_1 (T_H - T_L)} - 1}. \quad (2.131)$$

$k=a/b$ ekonomik parametredir. Denklem (2.131) T_X, T_W, T_Y, T_Z 'ye göre maksimize edildiğinde elde edilen sonuçlar,

$$T_X^* = T_H + \sqrt{k T_H / U_H}, \quad (2.132)$$

$$T_z^* = \frac{T_L}{1 + \left[\sqrt{U_L} (\sqrt{I_1 I_2 T_H / k} + \sqrt{I_1 I_2 / U_H} + \sqrt{I_2 / U_W}) \right]^2}, \quad (2.133)$$

$$\left(\frac{T_W}{T_Y} \right)^* = 1 + \frac{1}{\sqrt{I_1 U_W} (\sqrt{T_H / k} + 1 / \sqrt{U_H})}. \quad (2.134)$$

Denklem (2.152)-(2.154) denklem (2.151)'de yerine konulduğunda,

$$(bF)_{\max} = \frac{T_L(1-\zeta)}{k \left[\sqrt{\frac{I_1 I_2 T_H}{k} + K} \right]^2 + \frac{k \zeta T_L}{U_1(T_H - T_L)} - T_L}, \quad (2.135)$$

$$K = \frac{1}{\sqrt{U_L}} + \sqrt{\frac{I_2}{U_W}} + \sqrt{\frac{I_1 I_2}{U_H}}. \quad (2.136)$$

Denklem (2.132)-(2.134), denklem (2.124) ve (2.125)'te yerine konulduğunda elde edilen optimum performans katsayısı ve özgül soğutma yükü sırasıyla,

$$COP_{ref}^* = \frac{T_L(1-\zeta)}{I_1 I_2 T_H + K \sqrt{k I_1 I_2 T_H - T_L}}, \quad (2.137)$$

$$q_L^* = \frac{T_L(1-\zeta)}{K(\sqrt{I_1 I_2 T_H / k} + K)}. \quad (2.138)$$

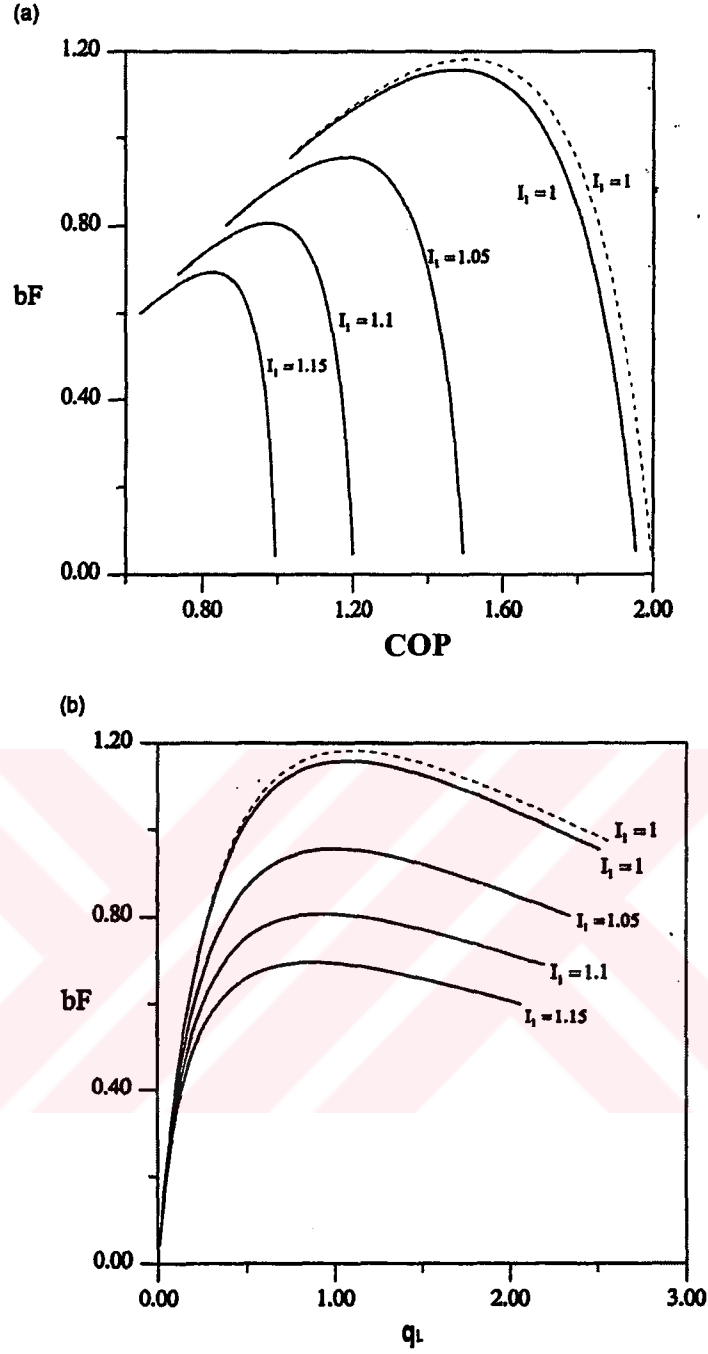
Optimum ısı değiştirici alan dağılımı,

$$A_H^* = \frac{A}{1 + \sqrt{\frac{U_H}{I_1 U_W}} + \sqrt{\frac{U_H}{I_1 I_2 U_L}}}, \quad (2.139)$$

$$A_W^* = \frac{A}{1 + \sqrt{\frac{I_1 U_W}{U_H}} + \sqrt{\frac{U_W}{I_2 U_L}}}, \quad (2.140)$$

$$A_L^* = \frac{A}{1 + \sqrt{\frac{I_2 U_L}{U_W}} + \sqrt{\frac{I_1 I_2 U_L}{U_H}}}. \quad (2.141)$$

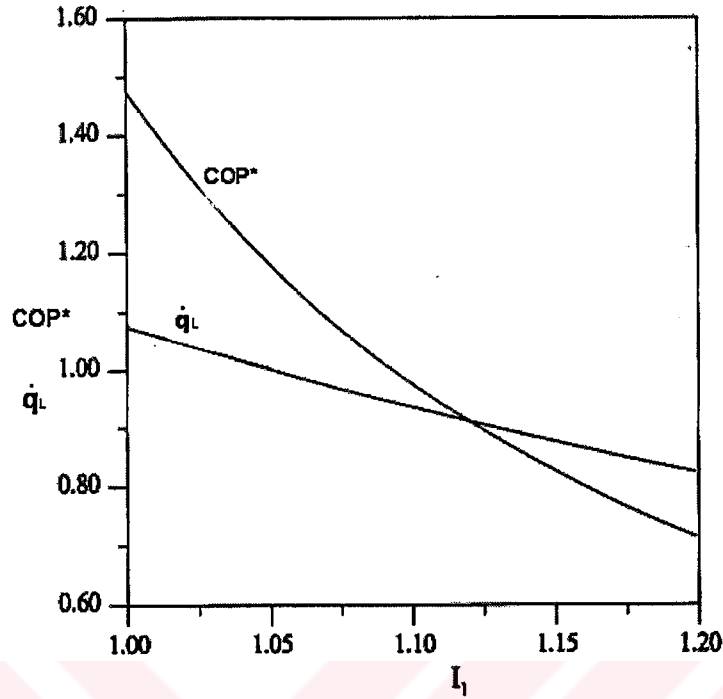
Şekil 2.26'da iki kademeli soğutma makinasının farklı iç tersinmezlik değerleri için amaç fonksiyonunun performans katsayısı ve özgül soğutma yüküne göre değişimleri görülmektedir.



Şekil 2.26 Farklı iç tersinmezlik parametreleri için (a) Performans katsayısı ve (b) Özgül soğutma yükünün termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişim grafiği, ($T_H=300$ K, $T_L=200$ K, $U_H=U_L=U_W=U_1=0.5$ kW/m²K, $\zeta=0.02$, $k=0.2$, $I_1=I_2$, noktalı eğriler iç tersinir durum içindir.), (Şahin vd., 2001).

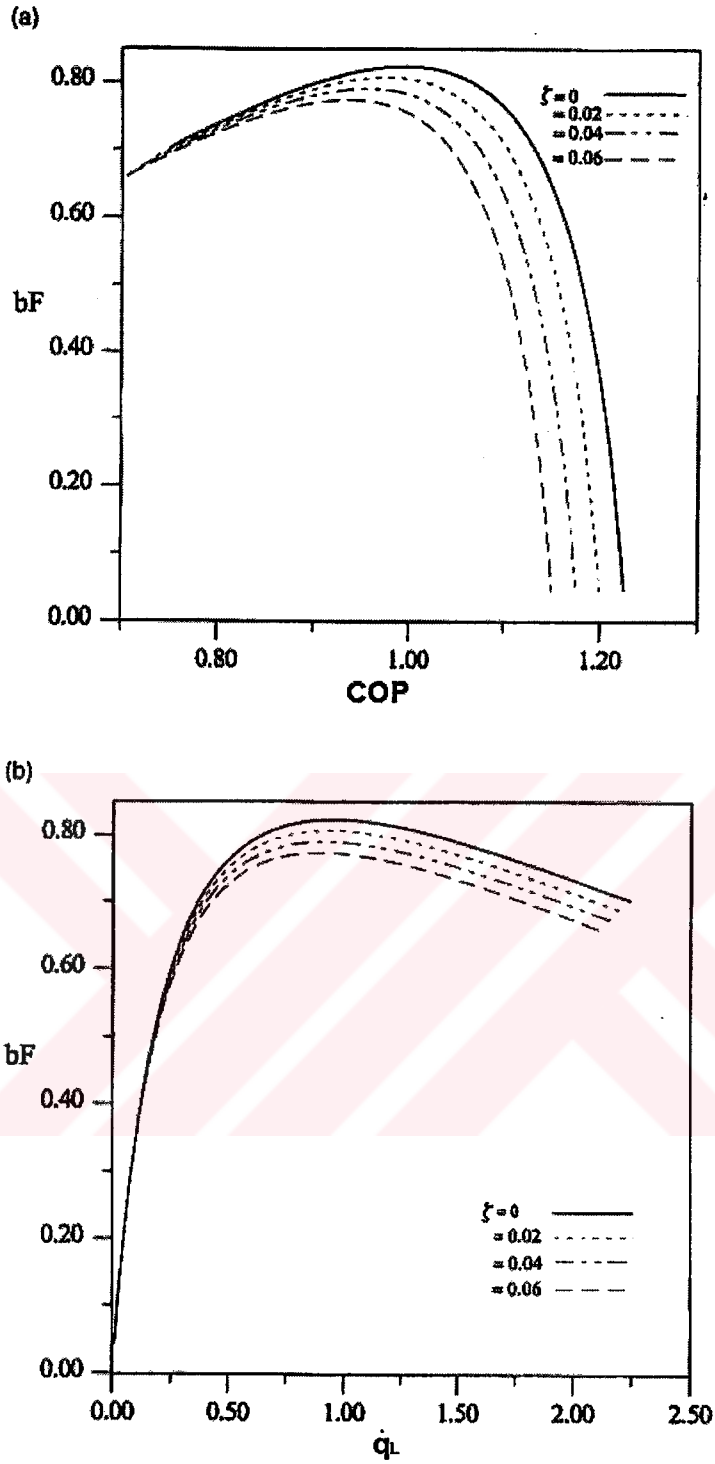
Yapılan analizde her iki çevrimin tersinmezlik parametreleri birbirine eşit kabul edilmiştir. Şekil 2.26'da görüldüğü gibi tersinmezlik parametresi değeri büyüdükçe genel ve optimum performans değeri düşmektedir. Karşılaştırma için iç tersinir durum da ($I_1 = I_2 = 1$ ve $\zeta=0$)

şekilde gösterilmiştir. İç tersinmezliğin optimum performans katsayısı ve özgül soğutma yükü üzerindeki etkileri Şekil 2.27’de daha açık olarak görülmektedir.



Şekil 2.27 Tersinmezlik parametresine (I_1) bağlı olarak optimum performans katsayısı ve optimum özgül soğutma yükünün değişim grafiği, ($T_H=300$ K, $T_L=200$ K, $U_H=U_L=U_W=U_1=0.5$ kW/m²K, $\zeta=0.02$, $k=0.2$, $I_1=I_2$), (Şahin vd., 2001).

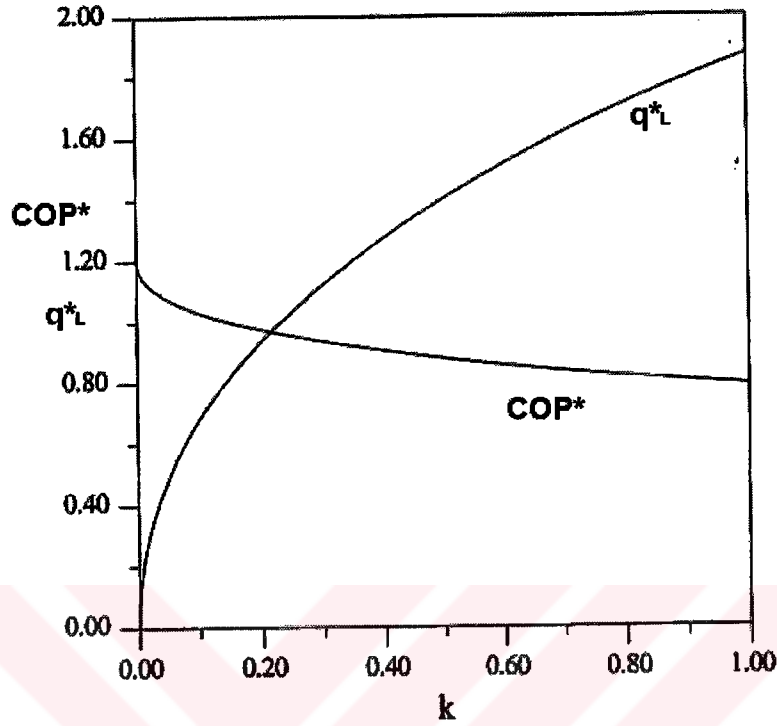
Şekil 2.27’de görüldüğü gibi tersinmezlik parametresi büyüdükçe optimum performans katsayısı ve optimum özgül soğutma yükü değeri düşmektedir. Ancak performans katsayısındaki düşme özgül soğutma yükünden daha hızlıdır. Isı kaybı parametresi (ζ)’nin genel performans üzerindeki etkisi Şekil 2.28’de görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi genel ve optimum performanslar artan ısı kaybı ile azalan bir hızda düşmektedir. Ancak ısı kaybının performansı azaltma etkisi $COP > COP^*$ ve $\dot{q}_L > \dot{q}_L^*$ durumunda $COP < COP^*$ ve $\dot{q}_{LC} < \dot{q}_{LC}^*$ durumuna göre daha büyüktür.



Şekil 2.28 Farklı ısı kaybı (ζ) parametreleri için (a) Performans katsayısı ve (b) Özgül soğutma yükünün amaç fonksiyonuna bağlı değişim grafiği. ($T_H=300$ K, $T_L=200$ K, $U_H=U_L=U_W=U_1=0.5$ kW/m²K, $\zeta=0.02$, $k=0.2$, $I_1=I_2$). .(Şahin vd., 2001)

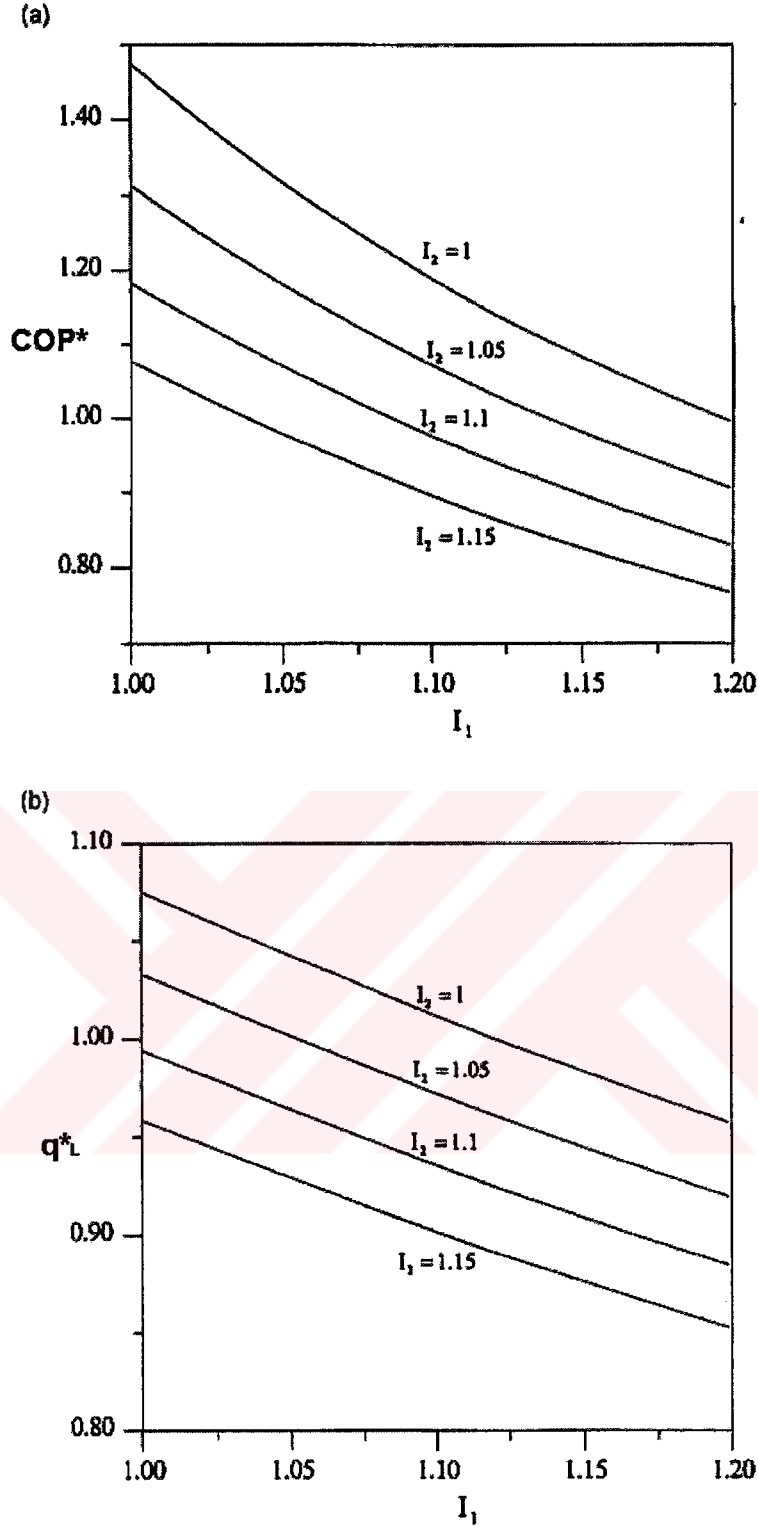
Şekil 2.29'da ekonomik parametre (k)'nın optimum performans katsayısı ve özgül soğutma yükü üzerindeki etkileri görülmektedir. Burada artan k değeri ile optimum özgül soğutma yükünün arttığı, optimum performans katsayısının düştüğü görülmektedir. Verilen bir soğutma yükü için artan k , optimum toplam ısı transfer alanının ve optimum performans

katsayısının düşmesi sonucunu ortaya koymaktadır. $k=0$ olduğunda performans katsayısı maksimum, soğutma yükü ise sıfır olmaktadır. Gerçek uygulamalarda k her zaman sıfırdan büyük olacağından üst limit uygulamada mümkün değildir.



Şekil 2.29 Ekonomik parametre (k)'ya bağlı olarak optimum performans katsayısı ve optimum özgül soğutma yükünün değişim grafiği. ($T_H=300$ K, $T_L=200$ K, $U_H=U_L=U_W=U_1=0.5$ kW/m²K, $\zeta=0.02$, $k=0.2$, $I_1=I_2$). (Şahin vd., 2001)

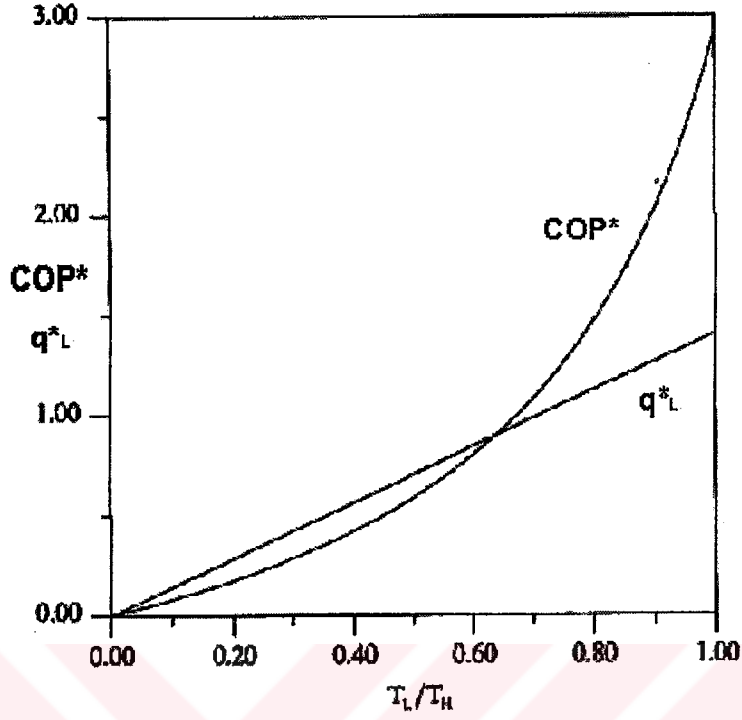
Optimum performans katsayısı ve özgül soğutma yükünün her iki çevrim için de iç tersinmezlik parametrelerine bağlı değişimleri Şekil 2.30'da gösterilmiştir. Şekil 2.30 incelendiğinde her iki çevrimin tersinmezlik parametresinin optimum performans katsayısı üzerindeki etkisi yaklaşık olarak aynıdır. Diğer yandan I_2 , I_1 'e göre optimum özgül soğutma yükü üzerinde daha etkilidir. Daha iyi özgül soğutma yükü için ikinci çevrimin birinci çevrime göre iç tersinmezliğinin azaltılması önemlidir.



Şekil 2.30 Farklı I_2 değerleri için (a) Performans katsayısı ve (b) Özgül soğutma yükünün I_1 'e bağlı değişim grafiği. ($T_H=300$ K, $T_L=200$ K, $U_H=U_L=U_W=U_1=0.5$ kW/m²K, $\zeta=0.02$, $k=0.2$, $I_1=I_2$). .(Şahin vd., 2001)

T_L/T_H oranına bağlı olarak optimum performans katsayısı ve özgül soğutma yükünün değişim grafiği Şekil 2.31'de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi T_L/T_H değeri arttıkça hem performans katsayısı, hem de özgül soğutma yükü artar. Ancak optimum özgül soğutma

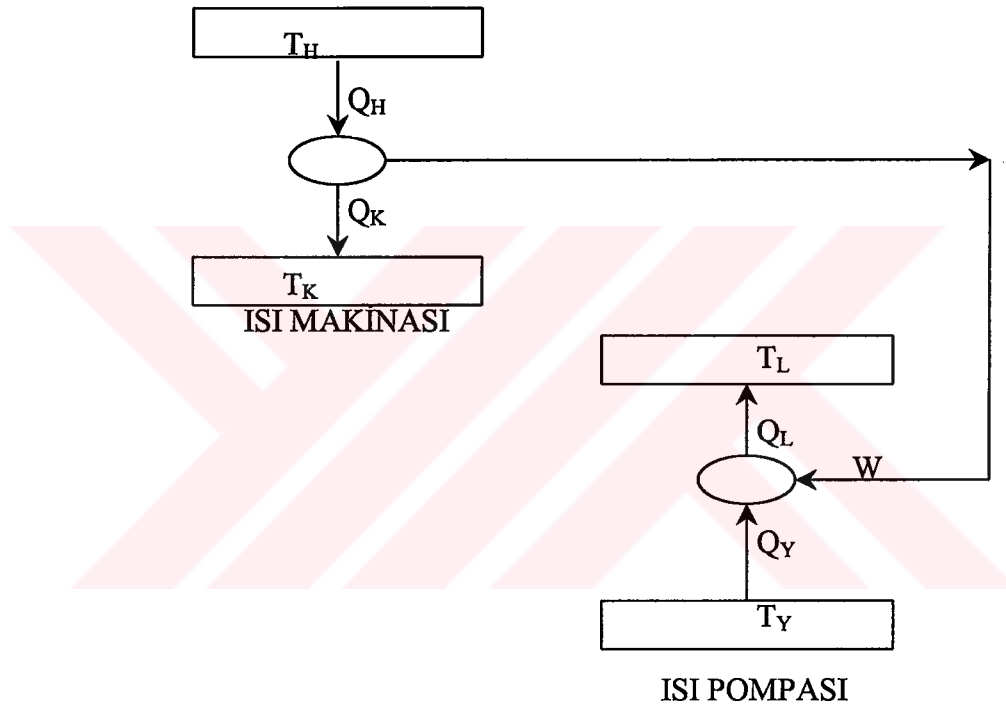
yükünün değişimi sabit eğimlidir. Aynı zamanda yüksek T_L/T_H değerleri için performans katsayısının değişimi özgül soğutma yükü değişiminden hızlıdır.



Şekil 2.31 T_L/T_H oranına bağlı olarak optimum performans katsayısı ve optimum özgül soğutma yükünün değişim grafiği. ($T_H=300$ K, $T_L=200$ K, $U_H=U_L=U_w=U_1=0.5$ kW/m²K, $\zeta=0.02$, $k=0.2$, $I_1=I_2$). (Şahin vd., 2001)

3. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA TEKNİĞİ

Absorbsiyonlu soğutma çevrimleri temel olarak çok az güç gereksinimi ile ısı tahrirli çevrimlerdir. Buhar sıkıştırılmalı çevrimlerde olduğu gibi absorbsiyonlu çevrimler de hem ısıtma hem de soğutma amacıyla kullanılabilirler. Ancak soğutma alanındaki uygulamalar daha yaygındır. Absorbsiyonlu soğutma makinalarının kapasiteleri 10-7000 kW arasında değişmektedir. Bu makinalar doğrudan yakıt kullanarak işletilebildikleri gibi, atık ısıyla da işletilebilirler. Şekil 3.1’de kombine ısı makinası ve ısı pompası çevrimi prensip şeması görülmektedir.

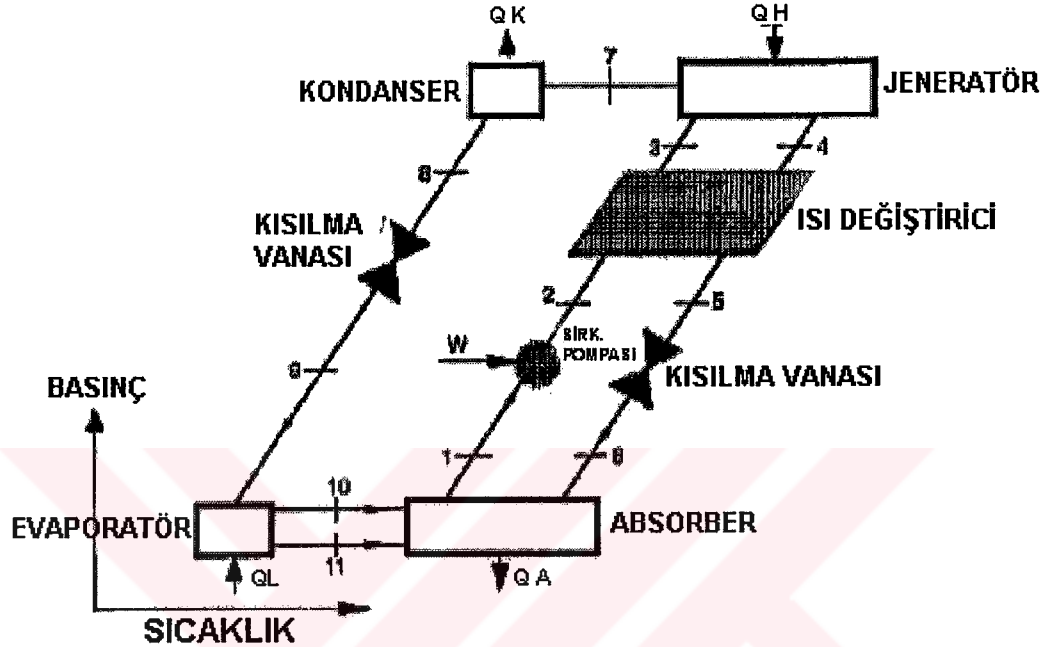


Şekil 3.1 Kombine ısı makinası ve ısı pompalı absorbsiyonlu soğutma makinası diyagramı, (ASHRAE, 1997).

Üç sıcaklık seviyeli bu kombinasyon tipik bir absorbsiyonlu çevrimdir. Soğutma durumunda ısı tahrir en üst sıcaklık seviyesinde, soğutma etkisi ise en alt sıcaklık seviyesinde oluşmaktadır. Alt ve üst sıcaklık seviyesinden çevrime giren ısı, orta sıcaklık seviyesinden çevrimden dışarı atılır. Termodinamik açıdan dışarıdan herhangi bir güç gereksinimi olmadan soğutma etkisi sağlanabilir. Bu tip çevrimler difüzyon-absorbsiyonlu çevrimler olarak adlandırılır ve genellikle binek otomobillerin ve otel odalarının soğutulmasında kullanılır. Bu tip çevrimler yiyeceklerin soğutulmasında da (40 W) etkin olarak kullanılırlar. Ancak daha büyük makinalar, iş yapan akışkanın sirkülasyonu için mekanik olarak tahrik edilen pompalara ihtiyaç duyarlar. Absorbsiyonlu çevrimlerde gereken elektriksel güç genellikle ısı gücünün %1’inden daha azdır.

3.1 Absorbsiyonlu Çevrim Kademeleri

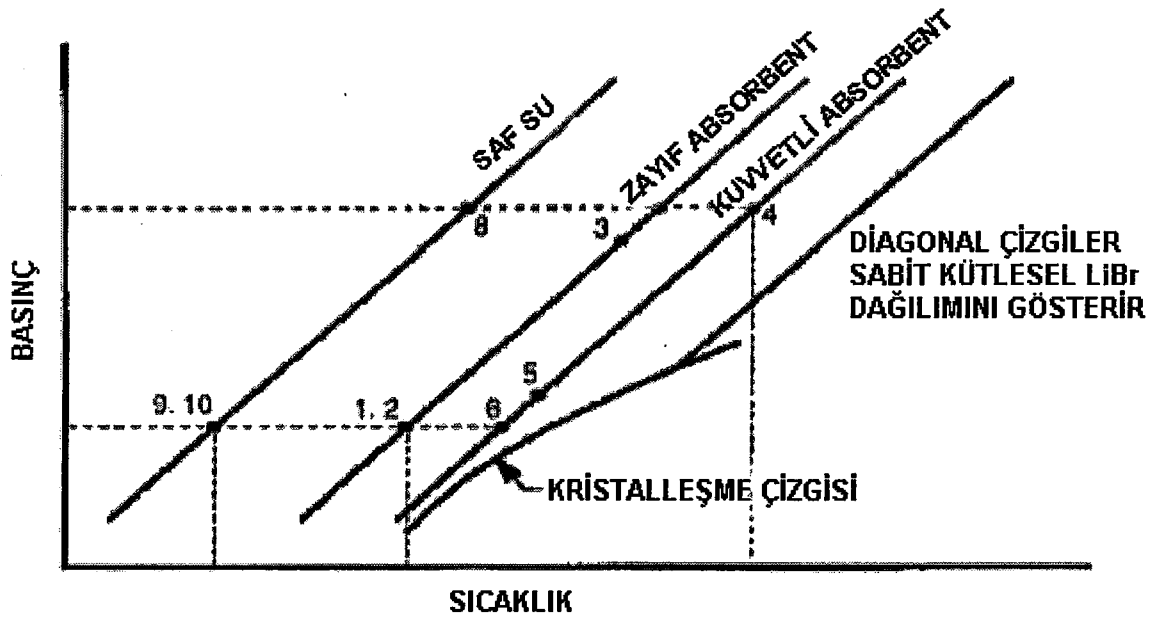
Absorbsiyonlu çevrimde ana prosesler soğutucu akışkanın absorpsiyonu ve desorpsiyonudur. Şekil 3.2’de görüldüğü gibi çevrimin beş ana bileşeni vardır; Jeneratör (desorber), kondanser, evaporatör, absorber ve ısı değiştirici.



Şekil 3.2 Tek-etkili lityum bromür/su absorpsiyon çevrimi (ASHRAE, 1997).

Jeneratör çıkışında (4) noktasında akışkan ısı değiştirici üzerinden absorbere doğru ilerlemektedir. Çözelti bu noktada absorbent ve soğutucu akışkan karışımıdır. (6) ve (1) noktaları arasında çözelti evaporatörden gelen soğutucu buharını (10) absorbe eder ve çevreye ısı atar. Soğutucu akışkanla zengin olan çözelti (1) ısı değiştirici üzerinden jeneratöre doğru ilerler. Jeneratörde çözeltiye termal enerjinin verilmesiyle soğutucu akışkan (7) çözelti içinde buharlaşır. Soğutucu akışkan buharı (7) kondansere geçer, burada soğutucu akışkan yoğunlaştıkça çevreye ısı atılır. Yoğuşan sıvı soğutucu akışkan (8) bir genişleme vanasından geçerek evaporatöre ulaşır. Evaporatörde soğutma yükü nedeniyle soğutucu buharlaşır ve absorbere geçiş (10) yapar. Soğutucunun bir kısmı evaporatörü sıvı (11) olarak terkeder. Absorbsiyonlu çevrimde yer alan noktaların Dühring diyagramı Şekil 3.3’de görülmektedir. Jeneratörden çıkan çözelti, (4)-(5) noktaları arasında ısı değiştiriciden geçerek soğur. Absorberde çözeltinin konsantrasyonu (1) noktasındaki değere düşer. Çözelti bir pompa vasıtasıyla ısı değiştirici üzerinden tekrar jeneratöre gönderilir ve sıcaklığı (3) noktasındaki sıcaklığa ulaşır. Jeneratörde çözeltinin konsantrasyonu tekrar (4) noktasındaki değere ulaşır.

Jeneratörden çıkan soğutucu akışkan (8) noktasında yoğunlaşır, (10) noktasında tekrar buharlaşarak absorbere girer.



Şekil 3.3 Tek-etkili lityum bromür/su absorpsiyon çevriminin Dühring diyagramı.
(ASHRAE, 1997)

Absorbsiyon çevrimlerinin performansı genellikle evaporatördeki ısı geçişinin jeneratördeki ısı geçişine oranı olarak tanımlanan performans katsayısı ile değerlendirilir. Tek etkili absorbsiyon makinalarının ulaşabildikleri performans katsayısı 0.5-0.7 arasındadır. Performans katsayısındaki bu kaybın dört temel nedeni vardır.

Sirkülasyon kaybı : Absorberden (1) soğuk olarak çıkan çözelti ısı değiştiricide (3) ısınır. Çözeltinin konsantrasyonuna ve jeneratör basıncına bağlı olarak (3) noktasında çözeltinin sıcaklığı, yüksek etkinlikli ısı değiştiriciye sahip çevrimlerde bile her zaman doyma sıcaklığının altındadır. Bu nedenle çözeltiyi kaynatacak kadar ısı verilmesi gerekir. Bu ise jeneratörde daha fazla ısı girişi anlamına gelir.

Karışım ısısı : Soğutucu akışkanın çözeltiden ayrışması, sadece soğutucu akışkanı kaynatmak için gereken ısı enerjiden %15 daha fazla enerji gerektirir. İlave enerji soğutucu akışkanla çözelti arasında oluşan moleküler bağların kırılması için kullanılır. Karışım ısısı da jeneratördeki ısı girişini arttıran etkenlerdendir.

Genleşme Kaybı : Soğutucu akışkan kondanserden evaporatöre doğru genişlerken ulaştığında buhar ve sıvı karışımı formundadır. Genleşme prosesinde bir miktar buhar olduğundan, tüm

soğutucunun evaporatöre sıvı girmesi mümkün değildir. Genleşme prosesinde oluşan buhar, evaporatördeki ısı transferini azaltır. Bu kayıp kondanserde alt soğutma yapılarak giderilebilir.

Kondanser akış kaybı : Amonyak-su çevriminde suyun uçuculuğuna bağlı olarak başka bir kayıp oluşur. Bu çevrimde soğutucu amonyak, absorbent ise sudur. Jeneratörde su buharı amonyakla birlikte buharlaşır. Ancak su buharının amonyaktan ayrışması gerekir. Ayrışma, damıtma yöntemi ile gerçekleşir. Kondanserde kaybolan ısının jeneratörde ilave edilmesi gerekir. Makinanın çalışması sırasında yukarıdaki kayıplara ek olarak oluşan kayıplar söz konusudur. Evaporatörde kullanılabilecek soğutucudan daha fazlası üretilirse, soğutucu doğrudan absorbere (11) gider. Absorbere sıvı olarak giden soğutucu sistem için kayıp oluşturur. Daha yüksek performans katsayısı (COP) değerleri için çift etkili çevrim kullanılır. Bu çevrimde tek etkili çevrime ek olarak bir adet jeneratör ve bir adet kondanser mevcuttur. Bu çevrim, yüksek sıcaklıktaki jeneratör iki defa kullanıldığından çift etkili olarak adlandırılır. Tipik çift etkili makinaların COP değerleri 1.0-1.2 arındadır.

3.2 Soğutucu-Absorbent çiftlerinin karakteristikleri

Absorbent-soğutucu çifti uyumunu gösteren pek az çözelti vardır. Soğutucu-absorbent çiftini oluşturan maddelerin aşağıdaki özellikleri taşıması gerekir.

Katı fazın oluşmaması : Soğutucu-absorbent çiftinin çevrimin hiçbir aşamasında katı form oluşturmaması gerekir. Katı formun oluşması durumunda akışkan akışı kesilir ve makine durur.

Uçuculuk oranı : Soğutucu akışkanın absorbentle kolayca ayrışması için absorbentten daha uçucu olmalıdır. Aksi taktirde maliyet ve ısı gereksinimi ayrışmayı engelleyebilir.

Uyumluluk : Absorbsiyon prosesi sırasında absorbentin soğutucu akışkanla güçlü bir uyumu olması gerekir. Bu uyum;

- (1) Soğutucu akışkan için birleşmeden daha az etkinlik katsayısının oluşmasına ve Raoult kanununa dayalı olarak negatif sapma oluşmasına neden olur.
- (2) Aynı soğutma etkisi için daha az absorbentin çevrimde dolaşmasına ve duyulur ısı kaybının azalmasına neden olur.
- (3) Absorbentten basınçlandırılmış soğutucu-absorbent çözeltisine ısı transferi için daha küçük sıvı ısı değiştiricisine ihtiyaç duyar.

Basınç : Genellikle soğutucu akışkanın fiziksel özelliklerine bağlı olarak belirlenen işletme basıncı orta büyüklükte olmalıdır. Yüksek işletme basınçları kalın cidarlı sistem bileşenlerine ve alçak basınç bölgesinden yüksek basınç bölgesine akışkanın pompa tarafından basılabilmesi için yüksek elektrik güçlerine ihtiyaç duyulur. Düşük işletme basınçları (vakum) ise sistem bileşenlerinin hacminin büyümesine ve soğutucu buharın akışında istenmeyen basınç düşmelerine neden olur.

Kararlılık : Soğutma sistemi hizmet edeceği yıllar boyunca çeşitli dış etkilere maruz kalacağından yüksek kimyasal kararlılık gerekmektedir.

Korozyon : Absorbsiyon akışkanları sistemin diğer bileşenleri üzerinde korozyona neden olduğu için sistemi koruyucu korozyon tutyalarının kullanılması gerekir.

Emniyet : Eğer soğutma sistemi insanların yaşadığı kapalı bir ortamda ise zehirleyici ve yanıcı olmamalıdır.

Taşıyıcı Özellikler : Viskozite, yüzey gerilimi, ısıl geçirgenlik ve kütle geçirgenliği soğutucu ve absorbent çiftinin önemli özelliklerindendir. Örneğin düşük akışkan viskozitesi kütle ve ısı transferini kolaylaştırır, pompalama gücünü azaltır.

Faz Değişim Gizli Isısı : Soğutucu ve absorbentin sirkülasyon oranının en aza inmesi için, soğutucu akışkanın faz değişim gizli ısısı yüksek olmalıdır.

Çevre Gürültüsü : Sistemin çalışan parçaları güvenli ve yanmaz olmalı, çevresel faktörlerden etkilenmemelidir.

Bilinen hiçbir soğutucu-absorbent çifti yukarıdaki özelliklerin tümüne sahip değildir. Ancak “lityum bromür-su” ve “amonyak-su” çiftlerinin termodinamik performansı yüksek, çevre koşullarından etkilenme oranları düşüktür. Amonyak-su çifti pek çok ihtiyaca cevap verir, ancak uçuculuk oranı düşük olduğundan yüksek işletme basıncına ihtiyaç duyar. Su-lityum bromür çiftinin avantajları emniyetli, uçuculuk oranının yüksek, uyumluluğunun yüksek, kararlılığının yüksek ve faz değişim gizli ısısının yüksek olmasıdır. Ancak bu çift katı oluşturmaya eğilimlidir. Soğutucu akışkan 0 °C’de buza dönüşeceğinden düşük-sıcaklıklı soğutmalar için uygun değildir. Özellikle hava soğutmalı sistemlerde lityum bromür orta konsantrasyonlarda kristalleşir. Absorbent olarak tuz kombinasyonlarının kullanılması kristalleşme eğilimini azaltır. Düşük işletme basıncı ve yüksek viskozite gereksinimi su-lityum bromür çiftinin dezavantajlarındandır.

Diğer farklı soğutucu-absorbent çiftleri aşağıda olduğu gibidir.

- Amonyak-tuz
- Metilamin-tuz
- Alkol-tuz
- Amonyak-organik çözücü
- Sülfür dioksit-organik çözücü
- Halojenize hidrokarbonlar-organik çözücü
- Su-alkali nitrat
- Su-hidroksit
- Amonyak-su-tuz

Belirli çevrimler için pek çok soğutucu-absorbent çifti uygun olabilir ve yaygın olarak kullanılan diğer çiftlere alternatif olabilir. Ancak pek çoğu için kararlılık, korozyon ve özellik bilgisi sınırlıdır. Aynı zamanda akışkanlardan bazıları bir anlamda zararlıdır ve insan sağlığını tehdit eder.



Örnek Absorbsiyon Çevrim Hesaplamaları.

3.3.1 Tek Etkili Su-Lityum Bromür Çevrimi.

Çizelge 3.1’de verilen kabullenmeler ve başlangıç verilerine dayalı olarak Çizelge 3.2’deki sonuçlar aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

Evaporatör analizi : Evaporatör çıkış noktasındaki durum başlangıç verisi sıcaklığından belirlenir ve soğutucu akışkanın saf su olduğu kabul edilir. Bununla beraber Şekil 3.2’ye göre 10 ve 11 noktalarındaki basınç ve entalpi değerleri bilinmektedir. 9 noktasındaki entalpi ise soğutucu genleşme vanasının kısılma prosesi modeli ile belirlenebilir. 8 noktasındaki basınç ise çözeltinin verilen kütle dağılımından ve 4 noktasındaki doyma sıcaklığından bulunabilir. Kısılma prosesi modeline göre $h_9 = h_8$ olur. Evaporatördeki basınç düşük olacağından kısılma vanası çıkışındaki iki fazlı özgül hacim oldukça yüksektir. Kısılma vanası temel olarak kondanser ve evaporatör arasındaki bir borulamadır. Asıl genleşme borulamanın daha büyük olan evaporatörle birleştiği noktada gerçekleşir.

Çizelge 3.1 Tek etkili lityum bromür-su modelinin kabullenmeleri ve başlangıç verileri,

(ASHRAE, 1997)

Kabullenmeler		
Soğutucu akışkan saf sudur.		
Kısılma vanası ve pompa hariç basınçta değişim yoktur.		
1, 4, 8 ve 11 noktalarında akışkan doymuş sıvıdır.		
10 noktasında akışkan doymuş buhardır.		
Kısılma vanaları adyabatiktir.		
Pompa izentropiktir.		
Cidarlardan ısı kaybı yoktur.		
Başlangıç verileri		
Kapasite	$\dot{Q}_L$	1760 kW
Evaporatör sıcaklığı	T_{10}	5.1 °C
Jeneratör çözelti çıkış sıcaklığı	T_4	98.8 °C
Zayıf çözelti kütle oranı	x_1	% 59.5 LiBr
Kuvvetli çözelti kütle oranı	x_4	%64.6 LiBr
Çözelti ısı değ. çıkış sıcaklığı	T_3	76.8 °C
Jeneratör buhar çıkış sıcaklığı	T_7	93.3 °C
Evaporatörden çıkan sıvı debisi	$\dot{m}_{11}$	$\dot{m}_{10}$ ’nun %2.5 i

Evaporatör çevresindeki tüm noktalara ait entalpi değerleri bilindiğinden, kütle ve enerji dengeleri soğutucunun kütle debisine ve evaporatördeki ısı transfer yüküne uygulandığında, Evaporatördeki kütle dengesi,

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11}. \quad (3.1)$$

Evaporatördeki enerji dengesi,

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_9 h_9. \quad (3.2)$$

Absorber Analizi : Evaporatör modelinde bilinen $\dot{m}_{10}$ ve $\dot{m}_{11}$ değerlerinden, absorber çevresindeki kütle akışı bu sistem bileşeni çevresindeki kütle dengesi yazılarak belirlenir.

Absorberdeki kütle dengesi,

$$\dot{m}_6 + \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} = \dot{m}_1. \quad (3.3)$$

Absorberdeki lityum bromür kütle dengesi,

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_1 x_1. \quad (3.4)$$

Denklem (3.4)'de gösterilen kütle oranları başlangıç verileridir. Denklem (3.3) ve (3.4) iki bilinmeyenli iki denklem olarak çözüldüğünde Çizelge 3.2'deki değerler elde edilir.

Çizelge 3.2 Şekil 3.2'deki Tek etkili lityum bromür-su çevrimi için nokta verileri,
(ASHRAE, 1997).

Nokta	h kJ/kg	$\dot{m}$ kg/s	p kPa	Q Oran	T °C	x %LiBr
1	117.8	9.821	0.876	0.0	42.4	59.5
2	117.8	9.821	8.687		42.4	59.5
3	184.7	9.821	8.687		76.8	59.5
4	248.9	9.046	8.687	0.0	98.7	64.6
5	176.2	9.046	8.687		58.3	64.6
6	176.2	9.046	0.876	0.003	53.2	64.6
7	2675.7	0.775	8.687		93.3	0.0
8	180.4	0.775	8.687	0.0	43.1	0.0
9	180.4	0.775	0.876	0.064	5.1	0.0
10	2510.8	0.756	0.876	1.0	5.1	0.0
11	21.3	0.019	0.876		5.1	0.0

$$COP_C = 0.700$$

$$\varepsilon = 0.717$$

$$\dot{Q}_a = 2337kW$$

$$\dot{Q}_K = 1935kW$$

$$\dot{Q}_H = 2512kW$$

$$\dot{Q}_L = 1760kW$$

$$\dot{Q}_{shx} = 657kW$$

$$\dot{W} = 0.046kW$$

Absorber üstündeki ısı transfer yükü çevresindeki noktaların entalpi değerlerinden belirlenebilir. 1 noktasındaki entalpi değeri başlangıç verilerindeki kütle oranı ve evaporatörde basınç değerinde olduğu gibi doymuş sıvı kabulüyle belirlenebilir. 6 noktasındaki entalpi değeri kısılma modelinden $h_6 = h_5$ şeklinde bulunur. 5 noktasındaki entalpi ise çözelti ısı değiştiricisindeki enerji dengesinden bulunur.

Absorberdeki enerji dengesi,

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1. \quad (3.5)$$

Çözelti ısı değiştiricisi : Çözelti ısı değiştiricisi ısıyı yüksek sıcaklıktaki çözeltilerden düşük sıcaklıktaki çözeltilere geçirir. Prosesin adyabatik olduğu kabullenmesi ile,

Çözelti ısı değiştiricisindeki kütle dengesi,

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_5 h_5. \quad (3.6)$$

Çözelti pompası : Pompaya verilmesi gereken minimum iş, izentropik pompa modelinden,

$$\dot{W} = \dot{m}_1 v_1 (p_2 - p_1). \quad (3.7)$$

burada sıvı çözeltinin özgül hacminin 1 ve 2 noktaları arasında değişmediği varsayılmıştır.

Jeneratör : Jeneratör üzerindeki enerji dengesi, sistemin çalışması için gerekli olan ısı miktarını belirler,

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3. \quad (3.8)$$

7 noktasındaki entalpi değeri bu noktanın sıcaklığı biliniyorsa bulunabilir. Genellikle 7 noktası kızgın buhar halinde saf sudur ve basınç ve sıcaklık bilgilerinden entalpisi belirlenebilir.

Kondanser : Kondanser ısısını belirlemek için, kondanser üzerindeki enerji dengesi,

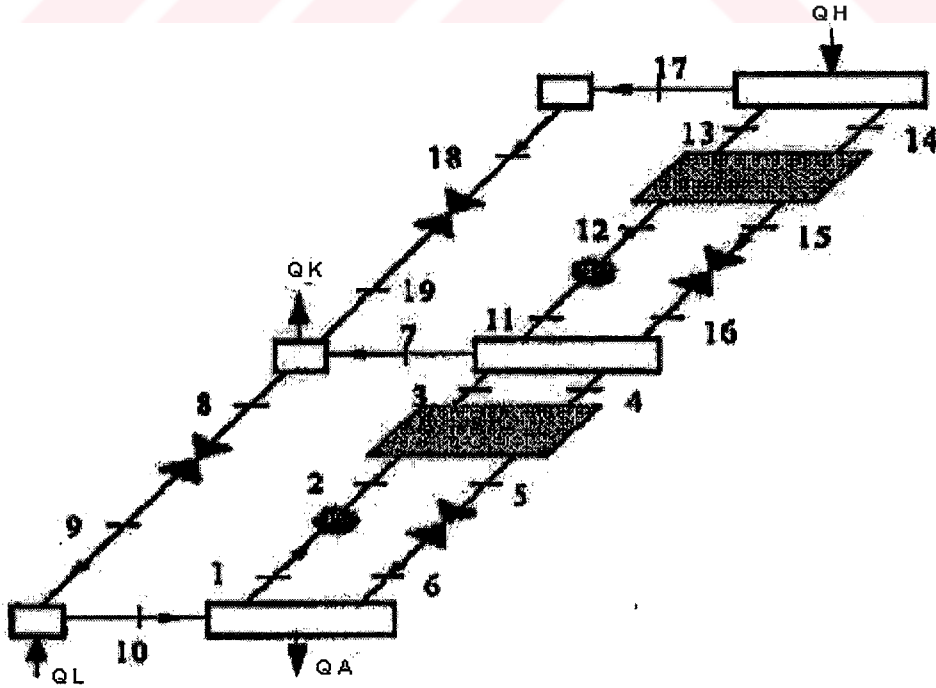
$$\dot{Q}_K = \dot{m}_7 (h_7 - h_8). \quad (3.9)$$

Performans katsayısı : çevrimin performans katsayısı,

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} \quad (3.10)$$

3.3.2 Çift Etkili Absorbsiyon

Tek etkili absorbsiyon teknolojisi performans katsayısı cinsinden 90-120°C giriş sıcaklığı aralığında en fazla 0.7 değerini sağlar. Daha yüksek sıcaklıkta ısı kaynağına sahip sistemlerde daha yüksek performans katsayısı değerlerine ulaşmak mümkündür. Bu uygulamalardan biri Şekil 3.4'te görülen paralel akışlı çift etkili soğutma sistemidir. Tek etkili sisteme bu şekilde eklenen kademeyle sistem, yüksek sıcaklık seviyesinden düşük sıcaklık seviyesine ısı transferi yapan basamak oluşturur. Uygulama sonucunda sistemin performans katsayısı değeri dizayn ve uygulamaya bağlı olarak 1.0-1.2'ye ulaşır. Çift etkili sistem için hesaplamalar, tek etkili sisteme benzer tarzda gerçekleştirilir. Şekil 3.5'te görülen modelin kütle ve enerji dengeleri Çizelge 3.3'te verilen başlangıç verileri ve kabullenmelere bağlı olarak hesaplanır. Hesaplama sonucunda elde edilen COP değeri uygulamada elde edilen COP değerinden daha yüksektir. COP değeri başlangıç verilerine kabullenmelere bağlı olarak değişkenlik gösterebilir. Isı değiştiricilerin etkinliği ve yüksek sıcaklıktaki kondanser ile düşük sıcaklıktaki jeneratör arasındaki sıcaklık farkı COP değerini etkileyen en önemli iki faktördür.



Şekil 3.4 Çift-etkili lityum bromür/su absorbsiyon çevrimi diyagramı (ASHRAE, 1997).

Çizelge 3.3 Çift etkili lityum bromür-su modelinin kabullenmeleri ve başlangıç verileri
(Şekil 3.4) (ASHRAE, 1997).

Kabullenmeler		
Soğutucu akışkan saf sudur.		
Kısılma vanası ve pompa hariç basınçta değişim yoktur.		
1, 4, 8, 11, 14 ve 18 noktalarında akışkan doymuş sıvıdır.		
10 noktasında akışkan doymuş buhardır.		
Yüksek sıcaklıktaki kondanser ile düşük sıcaklıktaki jeneratör arasındaki sıcaklık farkı 5 K'dir.		
Sistem paralel akışlıdır.		
Her iki ısı değiştiricinin etkinliği birbirine eşittir.		
Kısılma vanaları adyabatiktir.		
Pompa izentropiktir.		
Cidarlardan ısı kaybı yoktur.		
Evaporatörden absorbere sıvı geçişi yoktur.		
Her iki jeneratörden çıkan buhar, giren çözeltiyle sıcaklık dengesindeir.		
Başlangıç verileri		
Kapasite	$\dot{Q}_L$	1760 kW
Evaporatör sıcaklığı	T_{10}	5.1 °C
Jeneratör çözelti çıkış sıcaklığı	T_{14}	170.7 °C
Kondanser/Absorber düşük sıc.	$T_1 = T_8$	42.4 °C
Isı değiştirici etkinliği	ε	0.6

Çizelge 3.4 Şekil 3.4'deki Çift etkili lityum bromür-su çevrimi için nokta verileri
(ASHRAE, 1997)

Nokta	h kJ/kg	$\dot{m}$ kg/s	p kPa	Q Oran	T °C	x %LiBr
1	117.7	9.551	0.88	0.0	42.4	59.5
2	117.7	9.551	8.36		42.4	59.5
3	182.3	9.551	8.36		75.6	59.5
4	247.3	8.797	8.36	0.0	97.8	64.6
5	177.2	8.797	8.36		58.8	64.6
6	177.2	8.797	0.88	0.004	53.2	64.6
7	2661.1	0.320	8.36		85.6	0.0
8	177.4	0.754	8.36	0.0	42.4	0.0
9	177.4	0.754	0.88	0.063	5.0	0.0
10	2510.8	0.754	0.88	1.0	5.0	0.0
11	201.8	5.498	8.36	0.0	85.6	59.5
12	201.8	5.498	111.8		85.6	59.5
13	301.2	5.498	111.8		136.7	59.5
14	378.8	5.064	111.8	0.0	170.7	64.6
15	270.9	5.064	111.8		110.9	64.6
16	270.9	5.064	8.36	0.008	99.1	64.6
17	2787.3	0.434	111.8		155.7	0.0
18	430.6	0.434	111.8	0.0	102.8	0.0
19	430.6	0.434	8.36	0.105	42.4	0.0

$$COP_c = 1.195$$

$$\Delta T = 5^\circ C$$

$$\varepsilon = 0.600$$

$$\dot{Q}_a = 2328 kW$$

$$\dot{Q}_{cg} = 1023 kW$$

$$\dot{Q}_K = 905 kW$$

$$\dot{Q}_L = 1760 kW$$

$$\dot{Q}_H = 1472 kW$$

$$\dot{Q}_{shx1} = 617 kW$$

$$\dot{Q}_{shx2} = 546 kW$$

$$\dot{W}_{p1} = 0.043 kW$$

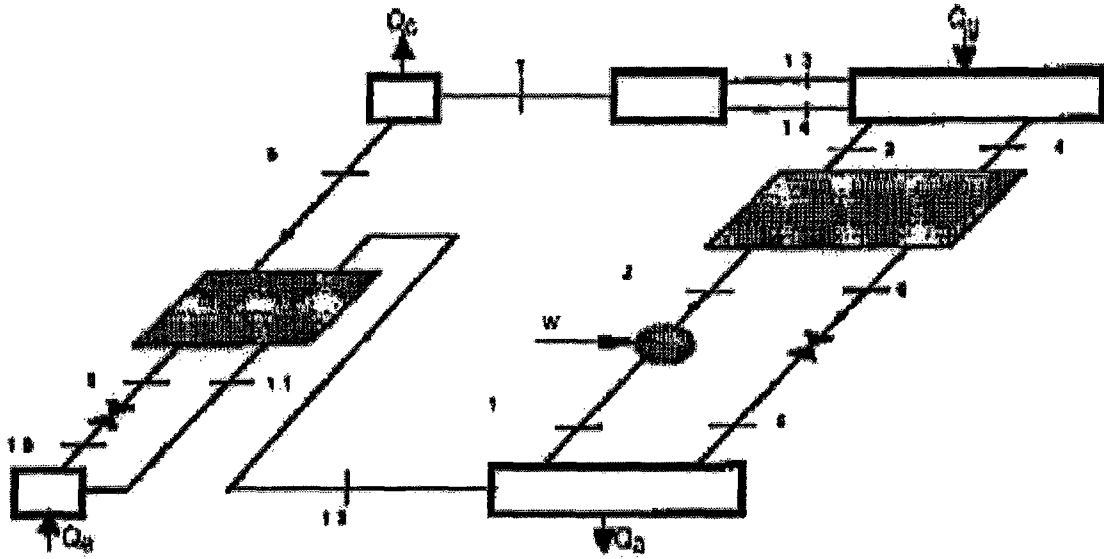
$$\dot{W}_{p2} = 0.346 kW$$

3.3.3 Amonyak-Su çevrimi.

Tek etkili amonyak-su çevrimi, iki sistem bileşeni dışında tek etkili lityum bromür-su çevrimine benzer bir çevrimdir. Amonyak-su çevriminde bulunan bu bileşenler saflaştırıcı ve soğutucu akışkan ısı değiştiricisidir. Sistemde absorbent olarak bulunan suyun buhar basıncı yüksek olduğundan bu bileşenlere ihtiyaç duyulmaktadır. Saflaştırıcı, jeneratörden çıkan buhar içinde bulunan su buharının kısmi damıtma işlemi ile uzaklaştırılmasını sağlar. Damıtma işlemi karşıt akışlı bir çeşit soğutma kulesinde gerçekleşir. Soğutma kulesinin tepe noktasında kısmi kondanser tarafından sağlanan geri akış ile jeneratörden gelen amonyak buharı arıtılır. Arıtma işleminin ardından geri akışın jeneratöre doğru gerçekleşmesi gerekir. Çevrimin performans katsayısını düşüren arıtma ısısını jeneratör sağlar.

En karmaşık ve en iyi dizayn edilmiş arıtıcının bile çıkışında saf amonyak elde edilmesi mümkün değildir. Amonyak buharı içinde kütleli olarak % 0.1 oranında bulunan az miktarda su bile evaporatörde soğutucu akışkan sıcaklığının 20 K yükselmesi için yeterlidir. Soğutucu akışkan ısı değiştiricisi, sıvı olarak kondanserden evaporatöre doğru giden akışkanın enerjisini kullanır. Bu ısı değiştirici, soğutucu akışkan içinde bulunan su için sistemin boşaltılıp tekrar doldurulmasına gerek duymadan sistemin çalışmasını sağlar. Isı değiştiricinin bu işlevi sistem performansına olumsuz etki yaratmaksızın arıtıcının daha az etkin olmasına izin verir.

Küçük sistemlerde soğutma kulesinin tepesinde amonyak buharının saflık oranı büyük sistemlere göre daha azdır. Sonuç olarak kule ve kondanserin basıncı az, ancak su oranı fazladır. Soğutucu akışkan ısı değiştiricisine alternatif olarak evaporatörden absorbere sabit olarak sızıntı şeklinde sıvı akışını sağlayacak boşaltma-doldurma sistemi kullanılabilir. Boşaltma-doldurmalı büyük sistemlerde, evaporatörün alt tarafında dikey olarak yer alan sıvı kullanılmayan bir alan oluşturur ve su içinde zengin olarak buluna amonyağı dengeler. 520 kPa. Basıncında çalışan bir evaporatörde kütleli olarak %10 su ihtiva eden evaporatör havuzu evaporatör sıcaklığının 5.1 °C'den 7.7 °C'ye yükselmesine neden olur. (ASHRAE 1997). Ancak boşaltma-doldurmaya müsaade edilmeden yapılan dengeleme su miktarının %10'u aşmasına ve evaporatör sıcaklığının istenilen soğutmanın elde edilmesine engel olacak kadar yükselmesine neden olur.



Şekil 3.5 Tek-etkili amonyak-su absorpsiyon çevrimi diyagramı.(ASHRAE, 1997)

Lityum bromür-su sistemlerinde soğutma kulesinde bulunan su, seri olarak absorbere ve ardından kondansere bağlanır. Amonyak-su sistemlerinde ise soğutma kulesi suyu, basıncı mümkün olduğunca düşük tutmak için önce kondansere bağlanır. Her iki durumda da soğutma suyu etkinliğin artması için paralel bağlanabilir. Ancak paralel bağlama daha fazla su debisini gerektireceğinden aşırı büyük soğutma kulelerine ihtiyaç duyulur.

Amonyak su çevriminde arıtıcı için geri akış, ayrı bir kondanser yada ana kondanser tarafından sağlanabilir. Geri akış, yerçekimiyle yada bir pompa yardımı ile kulenin tepesine basılır. Amonyak-su soğutma makinalarında lityum bromür-su çevrimlerinde olduğu gibi kristalleşme olmayacağından kontrol edilmesi daha basittir. Aynı zamanda amonyak-su çözeltisinin korozyon karakteristiği daha düşüktür. Lityum bromür-su sistemlerinde borularında ve ısı değişiricilerinde çelik, bakır ve bakır-nikel kullanılırken amonyak-su sistemlerinde bakır kullanılamaz. Çünkü amonyak çok hızlı bir şekilde bakırı yok eder.

Şekil 3.5'te görülen çevrimin kütle ve enerji dengeleri Çizelge 3.5'te verilen başlangıç verilerine ve kabullenmelere bağlı olarak hesaplanmıştır. Çevrim şartları daha önce anlatılan lityum bromür-su çevrimine uygun olarak seçilmiştir.

Çizelge 3.5 Tek etkili amonyak-su modelinin kabullenmeleri ve başlangıç verileri. (Şekil 3.5)

(ASHRAE, 1997)		
Kabullenmeler		
Kısılma vanası ve pompa hariç basınçta değişim yoktur.		
1, 4, 8, 11 ve 14 noktalarında akışkan doymuş sıvıdır.		
12 ve 13 noktasında akışkan doymuş buhardır.		
Kısılma vanaları adyabatiktir.		
Pompa izentropiktir.		
Cidarlardan ısı kaybı yoktur.		
Evaporatörden absorbere sıvı geçişi yoktur.		
Her iki jeneratörden çıkan buhar, giren çözeltiyle sıcaklık dengesindedir.		
Başlangıç verileri		
Kapasite	$\dot{Q}_L$	1760 kW
Yüksek basınç tarafı	$P_{yük.}$	1461 kPa
Alçak basınç tarafı	$P_{alçak}$	515 kPa
Absorber çıkış sıcaklığı	T_1	40.6 °C
Jeneratör çıkış sıcaklığı	T_4	95 °C
Arıtıcı buhar çıkış sıcaklığı	T_7	55 °C
Zayıf çözelti kütle oranı	x_1	% 59.5 LiBr
Kuvvetli çözelti kütle oranı	x_4	%64.6 LiBr
Çözelti ısı değ. etkinliği	ε_{shx}	0.692
Soğ.akışkan ısı değ. etkinliği	ε_L	0.629
Jeneratör buhar çıkış sıcaklığı	T_7	93.3 °C

Arıtıcı modelinde arıtma işleminin tersinir olduğu kabul edilir. Bu tersinir modelin amacı arıtıcıdan (14) çıkan geri akışın arıtıcıya giren buharla (13) dengede olduğu varsayımı içindir. Gerçek arıtıcılarda arıtma prosesi için potansiyel farklara ihtiyaç vardır. Soğutucu akışkan ısı değiştiricisi sıcak tarafta (8-9) tek fazlı akışkan ve soğuk tarafta buharlaşan karışım kullanır. Ancak buharlaşan akışkanın kompozisyonu ısı değiştirici içinde ilerledikçe değişir. Çizelge 3.6'da görüldüğü gibi 9-11 noktaları arasında 11.8 K, 8-12 noktaları arasında 7.3 K sıcaklık farkı oluşur.

Benzer çalışma koşullarında COP'si 0.70 olan lityum bromür-su çevrimi ile karşılaştırıldığında COP değeri 0.57 olur. COP'deki bu düşüşün iki temel nedeni vardır. Bu nedenler çözelti ısı değiştiricisi ve arıtıcıdır. Çözelti ısı değiştiricisi amonyak-su çevriminde sıvı çözeltinin daha büyük olan özgül ısısına bağlı olarak sulu lityum bromürle karşılaştırıldığında daha fazla yük taşır. İki iş yapan akışkan arasındaki fark, çözelti ısı değiştiricisinin daha çok amonyak-su çevrimleri için uygun olduğunu vurgular. Arıtıcıdaki ısı kaybı bu örnekte çözelti ısı değiştiricisindeki kayba yakındır. Genel olarak sistem bileşenlerindeki bu tip kayıplar, ısı transfer yüküne ve ısı transferine neden olan sıcaklık farkıyla doğru orantılıdır. Gerçekte amonyak-su çevriminde ısı transfer yükünü yüksek yapan temel fark çözeltinin yüksek özgül ısısından kaynaklanmaktadır.

Çizelge 3.6 Şekil 3.5'deki Tek etkili amonyak-su çevrimi için nokta verileri(ASHRAE, 1997).

Nokta	h kJ/kg	$\dot{m}$ kg/s	p kPa	Q Oran	T °C	x %LiBr
1	-57.2	10.65	515	0.0	40.56	0.50094
2	-56.0	10.65	1461		40.84	0.50094
3	89.6	10.65	1461		72.81	0.50094
4	195.1	9.09	1461	0.0	95.00	0.41612
5	24.6	9.09	1461		57.52	0.41612
6	24.6	9.09	515	0.006	55.55	0.41612
7	1349	1.55	1461	1.000	55.00	0.99809
8	178.3	1.55	1461	0.0	37.82	0.99809
9	82.1	1.55	1461		17.8	0.99809
10	82.1	1.55	515	0.049	5.06	0.99809
11	1216	1.55	515	0.953	6.00	0.99809
12	1313	1.55	515	1.000	30.57	0.99809
13	1429	1.59	1461	1.000	79.15	0.98708
14	120.4	0.04	1461	0.0	79.15	0.50094

$$COP_c = 0.571$$

$$\Delta T_{rhx} = 7.24K$$

$$\Delta T_{shx} = 16.68K$$

$$\varepsilon_L = 0.629$$

$$\varepsilon_{shx} = 0.692$$

$$\dot{Q}_a = 2869kW$$

$$\dot{Q}_K = 1816.2kW$$

$$\dot{Q}_L = 1760kW$$

$$\dot{Q}_H = 3083kW$$

$$\dot{Q}_{rhx} = 149kW$$

$$\dot{Q}_{shx} = 1550kW$$

$$\dot{Q}_r = 170kW$$

$$\dot{W} = 12.4kW$$



4. ABSORBSİYONLU SOĞUTMA MAKİNALARI VE ISI POMPALARININ TERMO EKONOMİK OPTİMİZASYONU

Bu bölümde absorbsiyonlu soğutma makinalarının ve ısı pompalarının termo-ekonomik optimizasyonu amaçlanmıştır. Optimizasyon tekniği olarak Sahin vd. (2001) tarafından gerçekleştirilen “Termo-ekonomik optimizasyon kriterine dayalı iki kademeli kombine ısı pompasının performans analizi” çalışmasında kullanılan teknik kullanılmıştır.

Tersinir Carnot çevriminde soğutma makinaları ve ısı pompaları için performans katsayısı ancak sonsuz yavaş bir prosesle termodinamik denge içinde elde edilebilir. Bu nedenle sonlu boyuttaki bir ısı değiştirici ile belirli bir soğutma ve ısıtma yükünün elde edilmesi mümkün değildir.

$$\dot{Q}_L = 0, \quad \dot{Q}_H = 0 \quad \text{için} \quad 0 < A < \infty. \quad (4.1)$$

Belirli bir ısıtma ve soğutma yükünün elde edilebilmesi için ısı değiştirici alanının sonsuz olması gerekir.

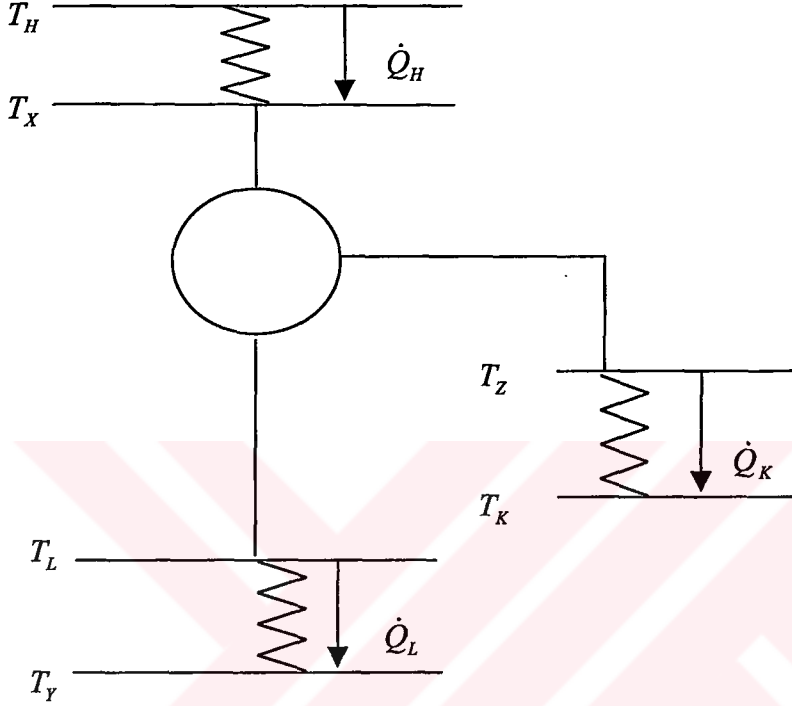
$$A \rightarrow \infty \quad \text{için} \quad \dot{Q}_L > 0 \quad \text{yada} \quad \dot{Q}_H > 0. \quad (4.2)$$

Dolayısıyla denklem (1.1)-(1.4)’te verilen performans katsayıları gerçek soğutma makinaları ve ısı pompaları için ideal bir referans oluştururlar. Son yıllarda sonlu zaman termodinamiği kullanılarak gerçeğe yakın veya daha gerçekçi yapılan optimizasyon çalışmaları, iç tersinir ve tersinmez soğutma makinaları ve ısı pompaları üzerinde yoğunlaşmıştır. Bu çalışmalarda soğutma makinalarının amaç fonksiyonları; genellikle soğutma yükü, performans katsayısı, toplam ısı transfer alanı ve özgül soğutma yükü olarak seçilmiştir. Seçilen bu parametreler, soğutma makinaları ve ısı pompalarının performans optimizasyonu için yeterli değildir. Çünkü yapılan bazı çalışmalarda optimizasyon fonksiyonu içinde performans karakteristiklerinden biri göz önünde bulundurulurken diğerleri sabit olarak kabul edilmektedir. Isı transfer alanını optimize eden çalışmalar yatırım maliyetini hesaba katarken enerji maliyetini gözardı etmekte, performans katsayısını optimize eden çalışmalar ise enerji maliyetini hesaba katarken yatırım maliyetini gözardı etmektedir. Tam bir optimizasyon için optimizasyonu amaçlanan fonksiyon, hem performans katsayısını, hem de toplam ısı transfer alanını içermelidir.

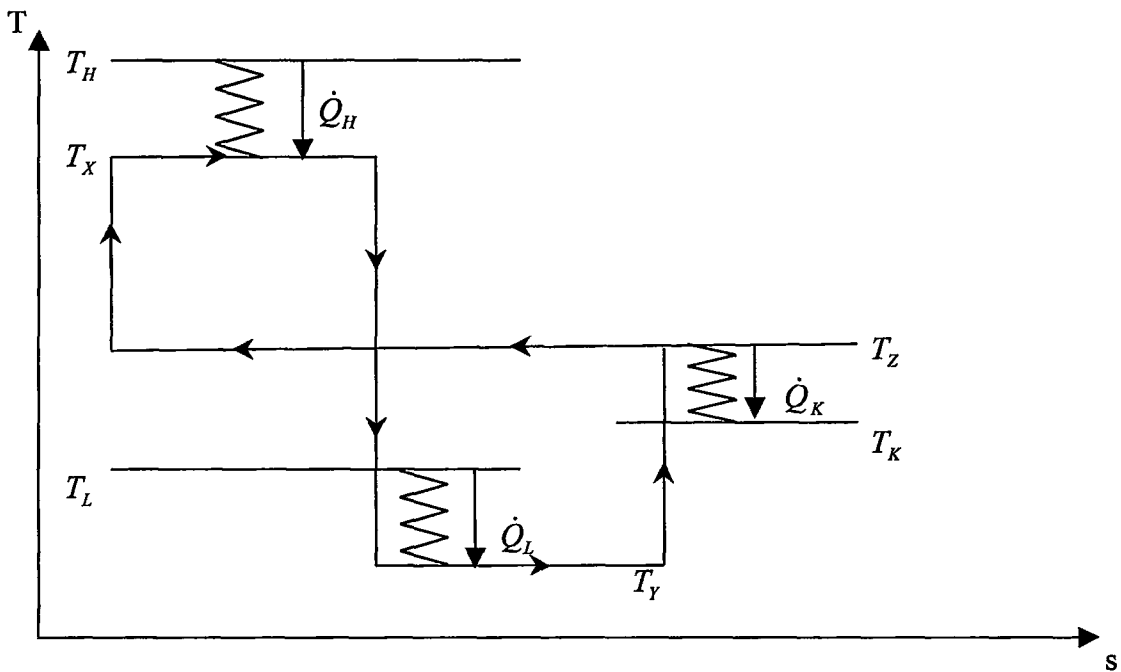
Bu çalışmada, daha gerçekçi bir optimizasyon için yatırım ve enerji maliyetlerini içeren, tersinir ve tersinmez absorbsiyonlu soğutma makinaları ve ısı pompaları için optimum dizayn şartlarının bulunmasını amaçlayan uygun amaç fonksiyonları önerilmiştir. Yapılan literatür araştırmasında bu tarz bir optimizasyon çalışmasına rastlanmamıştır.

4.1 Absorbsiyonlu İç Tersinir Soğutma Makinası için Performans Optimizasyonu

Absorbsiyonlu soğutma makinası ve ısı pompasına ait şematik gösterim ve T-s diyagramı sırasıyla Şekil (4.1) ve (4.2)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Üç ısı kaynaqlı soğutma makinası ve ısı pompasının şematik diyagramı,
(Chen, 1994)



Şekil 4.2 Üç ısı kaynaqlı tersinir soğutma makinası ve ısı pompasının T-s diyagramı.

Sıcak ısı kaynağından, soğuk ısı kaynağından ve dış ortama gerçekleşen ısı transferleri sırasıyla,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= U_H A_H (T_H - T_X) \\ \dot{Q}_L &= U_L A_L (T_L - T_Y) \\ \dot{Q}_K &= U_K A_K (T_Z - T_K)\end{aligned}\quad (4.3)$$

Termodinamiğin I.kanununa göre,

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L - \dot{Q}_K = 0, \quad (4.4)$$

$$U_H A_H (T_H - T_X) + U_L A_L (T_L - T_Y) - U_K A_K (T_Z - T_K) = 0.$$

Termodinamiğin II.kanununa göre,

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} = 0$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} + \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} = 0 \quad (4.5)$$

$$\frac{U_H A_H (T_H - T_X)}{T_X} + \frac{U_L A_L (T_L - T_Y)}{T_Y} - \frac{U_K A_K (T_Z - T_K)}{T_Z} = 0$$

Termodinamiğin I.kanunundan,

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L = \dot{Q}_K, \quad (4.6)$$

ve termodinamiğin II.kanunundan,

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} + \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_H + \dot{Q}_L}{T_Z} = 0, \quad (4.7)$$

yazılırsa ve $\dot{Q}_K$ bu iki denklemde yok edilirse,

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} \frac{1}{T_X} + \frac{1}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} \frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Z} = 0, \quad (4.8)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} \left[\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Z} \right] = \frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}, \quad (4.9)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} = \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Z}}, \quad (4.10)$$

$$\frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_L} = \frac{\dot{Q}_H + \dot{Q}_L}{\dot{Q}_L} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} + 1. \quad (4.11)$$

elde edilir.

Soğutma makinasının performans katsayısı,

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = \frac{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Z}}{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}. \quad (4.12)$$

Termo ekonomik optimizasyon için amaç fonksiyonunun en temel hali soğutma yükünün $[(\dot{Q}_L), (\text{kW})]$ yatırım ve enerji maliyeti toplamına $[(C_i + C_e), (\text{ncu/yıl})]$ oranıdır,

$$F = \frac{\dot{Q}_L}{C_i + C_e}. \quad (4.13)$$

Sistemin yıllık yatırım maliyeti toplam ısı transfer alanlarıyla orantılı olarak kabul edilerek,

$$C_i = a(A_H + A_L + A_K) = a \left[\frac{\dot{Q}_H}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{\dot{Q}_L}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{\dot{Q}_K}{U_K(T_Z - T_K)} \right]. \quad (4.14)$$

yazılabilir. Burada a (ncu/yıl m^2) yatırım maliyet parametresi olarak amortisman katsayısı ile birim ısı transfer alanı maliyetinin çarpımına eşittir.

Sistemin yıllık enerji maliyeti,

$$C_e = b\dot{Q}_H. \quad (4.15)$$

dir. Burada b (ncu/yıl kW) enerji maliyet parametresi olarak yıllık işletme saati ile enerji fiyatının çarpımıdır.

Yatırım maliyeti ve enerji maliyeti amaç fonksiyonunda yerine konulduğunda,

$$F = \frac{\dot{Q}_L}{a \left[\frac{\dot{Q}_H}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{\dot{Q}_L}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{\dot{Q}_K}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + b\dot{Q}_H}. \quad (4.16)$$

$$k = \frac{a}{b}. \quad (4.17)$$

tanımı yapılırsa,

$$bF = \frac{\dot{Q}_L}{k \left[\frac{\dot{Q}_H}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{\dot{Q}_L}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{\dot{Q}_K}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + \dot{Q}_H}, \quad (4.18)$$

$$bF = \frac{1}{k \left[\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} \frac{1}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{1}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_L} \frac{1}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L}}. \quad (4.19)$$

Denklem (4.10) ve (4.11), (4.19)'de yerine konulduğunda amaç fonksiyonu sıcaklıklar cinsinden ifade edilmiş olur.

$$bF = \frac{1}{k \left[\frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Z}} U_H (T_H - T_X) + \left[\frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Z}} + 1 \right] \left[\frac{1}{U_L (T_L - T_Y)} + \frac{1}{U_K (T_Z - T_K)} \right] + \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Z}} \right]} \cdot (4.20)$$

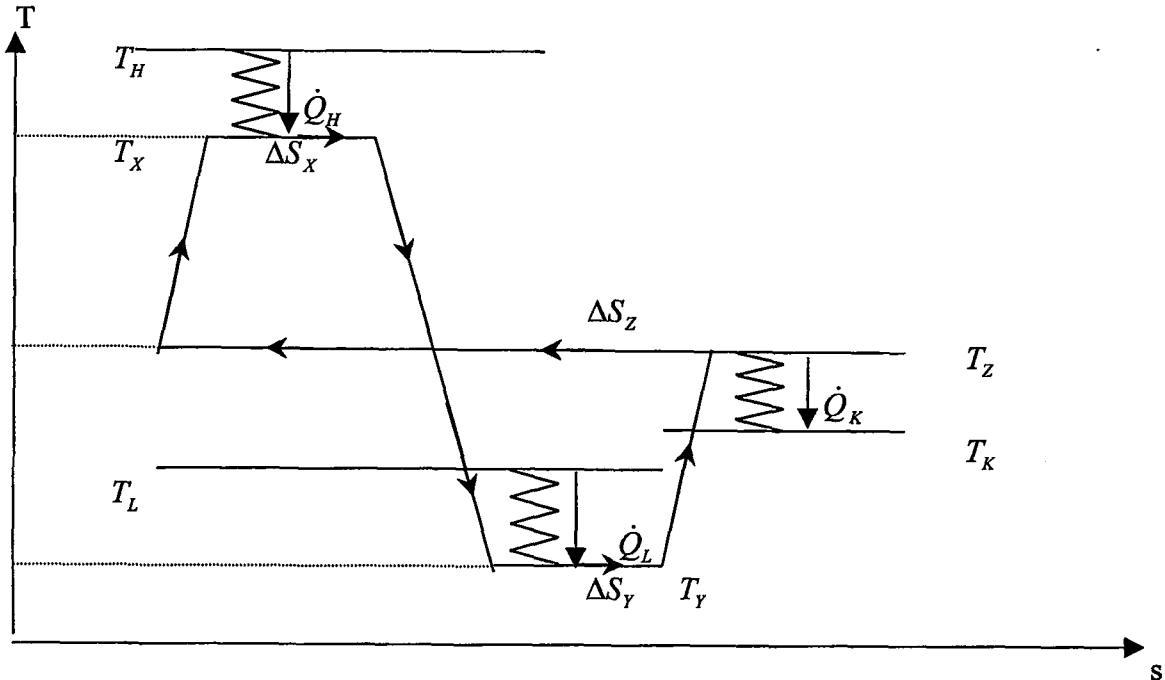
Sıcaklıklar cinsinden elde edilen performans katsayısı (COP_{ref}) ve amaç fonksiyonu (bF) sayısal yöntemle çözümlenmiş, sıcak ısı kaynağının (T_H), soğuk ısı kaynağının (T_L) ve ekonomik parametrenin (k) farklı değerleri için optimum performans katsayısı değerleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara ilişkin grafikler sırasıyla Ek-1, Ek-2 ve Ek-3'te görülmektedir.

4.2 Absorbsiyonlu Tersinmez Soğutma Makinası için Performans Optimizasyonu

Gerçek çevrimler ideal çevrimlerden pek çok noktada ayrılıklar gösterir. Termodinamik bir çevrimde tersinmezlikler iç ve dış olarak düşünülebilir. Dış tersinmezlikler sıcak akışkan ile sıcak ortam arasında ısının transferi için gereken sıcaklık farkından oluşur. İç tersinmezlikler ise temel olarak akışkan ve mekanik sürtünmelerden ortaya çıkar. Sürtünme ısı kayıpları akışkan ısı kayıplarına göre oldukça küçüktür. Sıkıştırma ve genleşme periyodlarının süreleri de kısa olduğundan (tipik bir kompresörde $>1/30$ sn.) ısı kayıpları ihmal edilebilecek kadar küçüktür.

Bir çevrimde hem sıkıştırma, hem de genleşme periyodları oldukça kısa zamanda gerçekleştiğinden bu iki periyotta ısı kayıpları oldukça küçüktür. Isı transferi açısından tersinir ve gerçek durum arasındaki sapma ihmal edilecek kadar küçüktür.

Diğer yandan ne izotermal ısı atışı, ne de alışı tersinir olarak gerçekte elde edilemez. Çünkü tersinir ısı transferi işlemi, transfer edilecek termal enerjinin son derece küçük sıcaklık farklarında ve ısı transfer zamanının sonsuz olduğu aralıkta gerçekleşir. Sonlu ısı transfer katsayılı sonlu ısı transfer alanı ve sonlu ısı transfer zamanı, sistem akışkanı ve ortam arasındaki sıcaklık farkının da sonlu olmasını gerektirir. Böylece ısı transfer işlemleri tersinmez olur.



Şekil 4.3 Üç ısı kaynaklı tersinmez soğutma makinası ve ısı pompasının T-s diyagramı.

Absorbsiyonlu tersinmez soğutma makinası için sıcak ısı kaynağından, soğuk ısı kaynağından ve dış ortama gerçekleşen ısı transferleri ve termodinamiğin I.kanunu denklem (4.3) ve (4.4)'te olduğu gibidir.

Termodinamiğin II.kanununa göre,

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} < 0$$

$$\Delta S_X + \Delta S_Y - \Delta S_Z < 0$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} + \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} < 0, \quad (4.21)$$

$$\frac{U_H A_H (T_H - T_X)}{T_X} + \frac{U_L A_L (T_L - T_Y)}{T_Y} - \frac{U_K A_K (T_Z - T_K)}{T_Z} < 0$$

$$I_{\Delta S} = \frac{\Delta S_Z}{\Delta S_X + \Delta S_Y} > 1. \quad (4.22)$$

şeklinde iç tersinmezlik parametresi tanımlanarak, termodinamiğin I. ve II.kanunundan,

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L = \dot{Q}_K, \quad (4.23)$$

$$I_{\Delta S} \left[\frac{\dot{Q}_H}{T_X} + \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} \right] - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} = 0, \quad (4.24)$$

$$I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_H}{T_X} + I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_H + \dot{Q}_L}{T_Z} = 0, \quad (4.25)$$

$$I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} \frac{1}{T_X} + \frac{I_{\Delta S}}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} \frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Z} = 0, \quad (4.26)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} \left[\frac{I_{\Delta S}}{T_X} - \frac{1}{T_Z} \right] = \frac{1}{T_Z} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}, \quad (4.27)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} = \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}}{\frac{I_{\Delta S}}{T_X} - \frac{1}{T_Z}} = \frac{(T_Y - I_{\Delta S} T_Z) T_X}{(I_{\Delta S} T_Z - T_X) T_Y}, \quad (4.28)$$

$$\frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_L} = 1 + \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}}{\frac{I_{\Delta S}}{T_X} - \frac{1}{T_Z}} = 1 + \frac{(T_Y - I_{\Delta S} T_Z) T_X}{(I_{\Delta S} T_Z - T_X) T_Y}, \quad (4.29)$$

$$\frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_L} = \frac{I_{\Delta S} T_Z (T_Y - T_X)}{T_Y (I_{\Delta S} T_Z - T_X)}. \quad (4.30)$$

elde edilir. Soğutma makinasının performans katsayısı,

$$COP_{ref} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H} = \frac{\frac{I_{\Delta S}}{T_X} - \frac{1}{T_Z}}{\frac{1}{T_Z} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}} \quad (4.31)$$

dir.

Optimizasyon için amaç fonksiyonu,

$$bF = \frac{1}{k \left[\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} \frac{1}{U_H (T_H - T_X)} + \frac{1}{U_L (T_L - T_Y)} + \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_L} \frac{1}{U_K (T_Z - T_K)} \right] + \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L}} \quad (4.32)$$

Denklem (4.28) ve (4.30), (4.32)'de yerine konulduğunda amaç fonksiyonu sabitler ve sıcaklıklar cinsinden ifade edilmiş olur.

$$bF = \frac{1}{k \left[\frac{(T_Y - I_{\Delta S} T_Z) T_X}{(I_{\Delta S} T_Z - T_X) T_Y} \frac{1}{U_H (T_H - T_X)} + \frac{1}{U_L (T_L - T_Y)} + \frac{I_{\Delta S} T_Z (T_Y - T_X)}{T_Y (I_{\Delta S} T_Z - T_X)} \frac{1}{U_K (T_Z - T_K)} \right] + \frac{(T_Y - I_{\Delta S} T_Z) T_X}{(I_{\Delta S} T_Z - T_X) T_Y}} \quad (4.33)$$

Sıcaklıklar ve sabitler cinsinden elde edilen performans katsayısı (COP_{ref}) ve amaç fonksiyonu (bF) sayısal yöntemle çözümlenmiş, tersinmezlik katsayısı ($I_{\Delta S}$) ve ekonomik parametrenin (k) farklı değerleri için optimum performans katsayısı değerleri elde edilmiştir. Ayrıca absorpsiyonlu soğutma makinası için ekonomik parametreye bağlı olarak optimum performans katsayısının değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara ilişkin grafikler sırasıyla Ek-4, Ek-5 ve Ek-6'te görülmektedir.

4.3 Absorbsiyonlu İç Tersinir Isı Pompası için Performans Optimizasyonu

Sıcak ısı kaynağından, ısıtılan ortama ve dış ortamdan gerçekleşen ısı transferleri sırasıyla,

$$\begin{aligned}\dot{Q}_H &= U_H A_H (T_H - T_X) \\ \dot{Q}_K &= U_K A_K (T_Z - T_K) \\ \dot{Q}_L &= U_L A_L (T_L - T_Y)\end{aligned}\quad (4.34)$$

Termodinamiğin I.kanununa göre,

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L - \dot{Q}_K = 0, \quad (4.35)$$

$$U_H A_H (T_H - T_X) + U_L A_L (T_L - T_Y) - U_K A_K (T_Z - T_K) = 0.$$

Termodinamiğin II.kanununa göre,

$$\begin{aligned}\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} &= 0 \\ \frac{\dot{Q}_H}{T_X} + \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} &= 0 \\ \frac{U_H A_H (T_H - T_X)}{T_X} + \frac{U_L A_L (T_L - T_Y)}{T_Y} - \frac{U_K A_K (T_Z - T_K)}{T_Z} &= 0\end{aligned}\quad (4.36)$$

Termodinamiğin I. ve II.kanunundan,

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L = \dot{Q}_K, \quad (4.37)$$

ve termodinamiğin II.kanunundan,

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} + \frac{\dot{Q}_K - \dot{Q}_H}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} = 0, \quad (4.38)$$

yazılır ve $\dot{Q}_L$ bu iki denklemde yok edilirse,

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} \frac{1}{T_X} + \frac{1}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} \frac{1}{T_Y} - \frac{1}{T_Z} = 0, \quad (4.39)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} \left[\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Y} \right] = \frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}, \quad (4.40)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} = \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Y}}, \quad (4.41)$$

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_K} = \frac{\dot{Q}_K + \dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} = 1 + \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K}, \quad (4.42)$$

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_K} = 1 - \left[\frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Y}} \right]. \quad (4.43)$$

elde edilir.

Isı pompasının performans katsayısı,

$$COP_{hp} = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_H} = \frac{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}. \quad (4.44)$$

Optimizasyon için amaç fonksiyonunun en temel hali ısıtma yükünün yatırım ve enerji maliyeti toplamına oranıdır,

$$F = \frac{\dot{Q}_K}{C_i + C_e}. \quad (4.45)$$

Sistemin yatırım maliyeti,

$$C_i = a(A_H + A_L + A_K) = a \left[\frac{\dot{Q}_H}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{\dot{Q}_L}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{\dot{Q}_K}{U_K(T_Z - T_K)} \right]. \quad (4.46)$$

Sistemin enerji maliyeti,

$$C_e = b\dot{Q}_H. \quad (4.47)$$

Yatırım maliyeti ve enerji maliyeti amaç fonksiyonunda yerine konulduğunda,

$$F = \frac{\dot{Q}_K}{a \left[\frac{\dot{Q}_H}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{\dot{Q}_L}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{\dot{Q}_K}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + b\dot{Q}_H}, \quad (4.48)$$

$$k = \frac{a}{b}, \quad (4.49)$$

$$bF = \frac{\dot{Q}_K}{k \left[\frac{\dot{Q}_H}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{\dot{Q}_L}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{\dot{Q}_K}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + \dot{Q}_H}, \quad (4.50)$$

$$bF = \frac{1}{k \left[\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} \frac{1}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_K} \frac{1}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{1}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K}}. \quad (4.51)$$

Denklem (4.41) ve (4.43), (4.51)'de yerine konulduğunda amaç fonksiyonu sabitler ve sıcaklıklar cinsinden ifade edilmiş olur.

$$bF = \frac{1}{k \left[\frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Y}} \frac{1}{U_H(T_H - T_X)} + 1 - \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Y}} \left[\frac{1}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{1}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{1}{T_Y}}{\frac{1}{T_X} - \frac{1}{T_Y}} \right]}. \quad (4.52)$$

Sıcaklıklar ve sabitler cinsinden elde edilen performans katsayısı (COP_{hp}) ve amaç fonksiyonu (bF) sayısal yöntemle çözümlenmiş, sıcak ısı kaynağının (T_H), ısıtılan ortamın (T_K) ve ekonomik parametrenin (k) farklı değerleri için optimum performans katsayısı değerleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlara ilişkin grafikler sırasıyla Ek-7, Ek-8 ve Ek-9'da görülmektedir.

4.4 Absorbsiyonlu Tersinmez Isı Pompası için Performans Optimizasyonu

Absorbsiyonlu tersinmez ısı pompası için sıcak ısı kaynağından, ısıtılan ortama ve dış ortamdan gerçekleşen ısı transferleri ve termodinamiğin 1.kanunu denklem (4.34) ve (4.35)'te olduğu gibidir.

Termodinamiğin II.kanununa göre,

$$\oint \frac{\delta \dot{Q}}{T} < 0$$

$$\Delta S_X + \Delta S_Y - \Delta S_Z < 0$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{T_X} + \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} < 0 \quad (4.53)$$

$$\frac{U_H A_H (T_H - T_X)}{T_X} + \frac{U_L A_L (T_L - T_Y)}{T_Y} - \frac{U_K A_K (T_Z - T_K)}{T_Z} < 0$$

$$I_{\Delta S} = \frac{\Delta S_Z}{\Delta S_X + \Delta S_Y} > 1. \quad (4.54)$$

tersinmezlik parametresi tanımlanarak, termodinamiğin 1. ve 2.kanunundan,

$$\dot{Q}_H + \dot{Q}_L = \dot{Q}_K, \quad (4.55)$$

$$I_{\Delta S} \left[\frac{\dot{Q}_H}{T_X} + \frac{\dot{Q}_L}{T_Y} \right] - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} = 0, \quad (4.56)$$

$$I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_H}{T_X} + I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_K - \dot{Q}_H}{T_Y} - \frac{\dot{Q}_K}{T_Z} = 0, \quad (4.57)$$

$$I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} \frac{1}{T_X} + \frac{I_{\Delta S}}{T_Y} - I_{\Delta S} \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} \frac{1}{T_Y} - \frac{1}{T_Z} = 0, \quad (4.58)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} \left[\frac{I_{\Delta S}}{T_X} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y} \right] = \frac{1}{T_Z} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}, \quad (4.59)$$

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} = \frac{\frac{1}{T_Z} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}}{\frac{I_{\Delta S}}{T_X} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}} = \frac{(T_Y - I_{\Delta S} T_Z) T_X}{(I_{\Delta S} T_Y - I_{\Delta S} T_X) T_Z}, \quad (4.60)$$

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_K} = 1 - \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} = 1 - \frac{(T_Y - I_{\Delta S} T_Z) T_X}{(I_{\Delta S} T_Y - I_{\Delta S} T_X) T_Z}, \quad (4.61)$$

$$\frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_K} = \frac{T_Y (I_{\Delta S} T_Z - T_X)}{T_Z (I_{\Delta S} T_Y - I_{\Delta S} T_X)}. \quad (4.62)$$

elde edilir.

Isı pompasının performans katsayısı,

$$COP_{hp} = \frac{\dot{Q}_K}{\dot{Q}_H} = \frac{\frac{I_{\Delta S}}{T_X} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}}{\frac{1}{T_Z} - \frac{I_{\Delta S}}{T_Y}} = \frac{(I_{\Delta S}T_Y - I_{\Delta S}T_X)T_Z}{(T_Y - I_{\Delta S}T_Z)T_X}. \quad (4.63)$$

Optimizasyon için amaç fonksiyonu,

$$bF = \frac{1}{k \left[\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K} \frac{1}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_K} \frac{1}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{1}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_K}}. \quad (4.64)$$

Denklem (4.60) ve (4.62), (4.64)'de yerine konulduğunda amaç fonksiyonu sabitler ve sıcaklıklar cinsinden ifade edilmiş olur.

$$bF = \frac{1}{k \left[\frac{(T_Y - I_{\Delta S}T_Z)T_X}{(I_{\Delta S}T_Y - I_{\Delta S}T_X)T_Z} \frac{1}{U_H(T_H - T_X)} + \frac{T_Y(I_{\Delta S}T_Z - T_X)}{T_Z(I_{\Delta S}T_Y - I_{\Delta S}T_X)} \frac{1}{U_L(T_L - T_Y)} + \frac{1}{U_K(T_Z - T_K)} \right] + \frac{(T_Y - I_{\Delta S}T_Z)T_X}{(I_{\Delta S}T_Y - I_{\Delta S}T_X)T_Z}}. \quad (4.65)$$

Sıcaklıklar ve sabitler cinsinden elde edilen performans katsayısı (COP_{hp}) ve amaç fonksiyonu (bF) sayısal yöntemle çözümlenmiş, tersinmezlik katsayısı ($I_{\Delta S}$) ve ekonomik parametrenin (k) farklı değerleri için optimum performans katsayısı değerleri elde edilmiştir. Ayrıca absorpsiyonlu ısı pompası için ekonomik parametreye bağlı olarak optimum performans katsayısının değerleri hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara ilişkin grafikler sırasıyla Ek-10, Ek-11 ve Ek-12'de görülmektedir. Absorpsiyonlu soğutma makinası ve ısı pompası için tersinmezlik parametresine bağlı olarak optimum performans katsayısının değişim grafiği Ek-13'te görülmektedir.

5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Absorbsiyonlu soğutma makinaları ve ısı pompalarının termoeconomik optimizasyonu üzerine yapılan araştırmada ekonomik parametreye bağlı performans katsayısının optimum değerleri belirlenmiştir.

Absorbsiyonlu iç tersinir soğutma makinasında ve ısı pompasında ısı kaynağı sıcaklığının, soğutulan/ısıtılan ortam sıcaklığının ve ekonomik parametrenin performans üzerindeki etkilerinin, incelenmesinden aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir (Ek 1-3, 7-9).

- Isı kaynağının sıcaklığı (T_H) yükseldikçe hem global (COP_{ref}, COP_{hp}), hem de optimum performans katsayısı (COP_{ref}^*, COP_{hp}^*) artar. Ancak performans üzerindeki artış, sıcaklıkla aynı oranda değildir. Dolayısıyla yüklü maliyetlerle ulaşılabilecek yüksek sıcaklıkla, elde edilecek performans katsayısı aynı oranda büyük olmayacaktır. Isı kaynağının düşük sıcaklıklarında ($<80-90^\circ C$) performans katsayısı hızla düşmektedir (Ek 1, Ek 7).
- Soğutma makinasında soğutulan ortamın sıcaklığı (T_L) azaldıkça performans katsayısı da düşer (Ek 2). Isı pompasında ise ısıtılan ortamın sıcaklığı (T_K) arttıkça performans katsayısı düşer (Ek 8). Ancak performans katsayısındaki (COP_{ref}, COP_{hp}) düşme, sıcaklıkla doğru orantılı olmayıp, monotonik bir karakterdedir.
- Yatırım maliyetinin işletme maliyetine oranını temsil eden ekonomik parametrenin (k) değeri büyüdükçe performans katsayısı düşer. Absorbsiyonlu soğutma makinaları uygulamada genellikle atık sayılabilecek ucuz enerjiyi kullandığından, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerine göre işletme maliyetleri oldukça düşüktür (absorbsiyonlu soğutma sistemlerinin tercih edilmesinin en temel nedeni de budur). Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri için ekonomik parametre değeri 0.2-0.3 aralığındayken, absorbsiyonlu sistemlerde bu değer 1.0-2.0 aralığındadır. Ek 3'te verilen grafikte de görüldüğü gibi iç tersinir durumda dahi verilen şartlar için sistemin $k \geq 1.0$ değerlerinde $COP_{ref}^* < 2$ 'dir. Absorbsiyonlu ısı pompası uygulamalarında da yatırım maliyetinin işletme maliyetine oranı, diğer sistemlere göre daha büyük olduğundan (genellikle bu değer 1.0-2.0 aralığındadır) performans katsayısı düşüktür. Ek 9'da verilen grafikte de görüldüğü gibi iç tersinir durumda $k \geq 1.0$ için $COP_{hp}^* \leq 2$ 'dir.

Absorbsiyonlu tersinmez soğutma makinasında ve ısı pompasında tersinmezlik parametresinin ($I_{\Delta S}$) ve ekonomik parametrenin performans üzerindeki etkilerinin incelenmesinden aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir (Ek 4-6, 10-12).

- Tersinmezlik parametresinin soğutma makinası ve ısı pompası performansı üzerindeki etkisi büyüktür. Tersinmezlik parametresinin değeri arttıkça performans katsayısı düşer. Ek 4 ve Ek 10'da verilen grafiklerde de görüldüğü gibi iç tersinir durum için ($I_{\Delta S}=1$) optimum performans katsayısı değeri $COP^*_{ref} \approx 2.2$ ve $COP^*_{hp} \approx 2$ iken $I_{\Delta S}=1.2$ için $COP^*_{ref} \approx 0.55$ ve $COP^*_{hp} \approx 1.15$ olmaktadır. Oluşan iç tersinmezlikle performans katsayısında görülen bu düşme dikkat çekicidir. Buhar sıkıştırmalı soğutma makinaları ve ısı pompalarındaki kompresör ve onu tahrik eden motorun yerini absorpsiyonlu soğutma makinası ve ısı pompasında jeneratör, absorber, çözelti ısı değiştiricisi ve sirkülasyon pompasından oluşan daha karmaşık bir yapı almaktadır. Tüm bu yapı, mekanik sürtünmeler başta olmak üzere iç tersinmezlikleri olumsuz yönde etkilemektedir. Tersinmez çevrimde ekonomik parametrenin (k) değeri büyüdükçe performans katsayısı düşer (Ek 5, Ek 11). Performans katsayısındaki bu düşme $0 < k < 0.6$ aralığında hızlı, $0.6 < k$ değerleri için daha yavaştır. Bu durum soğutma makinası ve ısı pompası için Ek 6 ve Ek 12'de görülmektedir. Ayrıca iç tersinir ve tersinmez soğutma makinası ve ısı pompası çevrimlerinde ekonomik parametreye (k) bağlı olarak optimum performans katsayısının değişimi incelendiğinde, artan k ile iç tersinir ve tersinmez durum arasındaki performans katsayısı farkının azaldığı görülmektedir. Ancak absorpsiyonlu soğutma makinaları ve ısı pompalarında k değeri belirli bir aralıkta olacağından performans katsayısı farkının azalması önemini yitirmekte ve iç tersinmezliklerin performans üzerindeki etkisini bir kez daha vurgulamaktadır.
- Absorpsiyonlu soğutma makinası ve ısı pompası için tersinmezlik parametresine bağlı olarak optimum performans katsayısının değişimi incelendiğinde artan iç tersinmezlikle optimum performansın düştüğü, soğutma makinasında bu düşüşün daha hızlı olduğu, dolayısıyla absorpsiyonlu soğutma makinasının iç tersinmezliklere karşı daha duyarlı olduğu görülmektedir (Ek 13).

Yapılan termo ekonomik performans analizi sonuçları optimal ve genel performansın her ülkenin ekonomik şartlarıyla belirli olan bir ekonomik parametreye bağlı olduğunu göstermektedir. Bu nedenle optimum dizayn parametreleri ülkelere göre farklılıklar gösterecektir.

Sonuç olarak, termo ekonomik kritere göre elde edilen optimum parametrelere bağlı olarak yapılacak dizayn, birim ısıtma yükü (ısı pompası için) veya birim soğutma yükü (soğutma makinası için) başına toplam maliyeti minimum yapacaktır. Bu nedenle elde edilen

optimizasyon sonuçları ekonomik dizayn şartlarını ortaya koymakta ve optimum dizayn için bir temel oluşturmaktadır.



KAYNAKLAR

- Agrawal D.C., ve Menon V.J., (1993), "Finite-Time Carnot Refrigerators with Wall Gain and Product Loads", *J.Appl.Phys.*, Vol.74(4), 2153-2158.
- Aphornratana S., ve Eames I.W., (1998), "Experimental Investigation of a Combined Ejector-Absorption Refrigerator", *Int.J.Energy Res.*, Vol.22, 195-207.
- ASHRAE, (1997), "ASHRAE Handbook Fundamentals", ASHRAE Inc.:Atlanta USA
- Bejan A., (1989), "Theory of Heat Transfer-Irreversible Refrigeration Plants", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.32, No.9, 1631-1639.
- Bejan A., Vargas V.C., ve Sokolov M., (1995), "Optimal allocation of a Heat-Exchanger Inventory in Heat Driven Refrigerators", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.38, No.16, 2997-3004.
- Berlitz T., Plank H., Ziegler F., ve Khan R., (1998), "An Ammonia-Water Absorption Refrigerator with a Large Temperature Lift for Combined Heating and Cooling", *Int.J.Refrig.*, Vol.21, No.3, 219-229.
- Blanchard C.H., (1980), "Coefficient of Performance for Finite Speed Heat Pump", *J.Appl.Phys.*, Vol.51(5), 2471-2472.
- Chen J., ve Yan Z., (1988), "Optimal Performance of an Endoreversible-Combined Refrigeration Cycle", *J.Appl.Phys.*, Vol.63(10), 4795-4798.
- Chen J., (1994), "Optimal Heat Transfer Areas for Endoreversible Heat Pumps", *Energy*, Vol.19, No.10, 1031-1036.
- Chen J., (1995), "The Equivalent Cycle System of an Endoreversible Absorption Refrigerator and its General Performance Characteristics", *Energy*, Vol.20, No.10, 995-1003.
- Chen J., ve Wu C., (1996), "Optimization of a Two Stage Combined Refrigeration System", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.37, No.3, 353-358.
- Chen J., (1997a), "Optimal Performance Analysis of Irreversible Cycles Used as Heat Pumps and Refrigerators", *J.Phys.D:Appl.Phys.*, Vol.30, 582-587.
- Chen J., (1997b), "Thermodynamic Analysis of the Performance of a Solar Absorption Heat Transformer at Maximum Coefficient of Performance", *Int.J.Energy Res.*, Vol.21, 975-984.
- Chen J., (1999), "Performance Characteristics of a Two Stage Irreversible Combined Refrigeration System at Maximum Coefficient of Performance", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.40, 1939-1948.
- Chen J., (1999), "The General Performance Characteristics of an n-Stage Combined Refrigeration System Affected by Multi-Irreversibilities", *J.Phys.D:Appl.Phys.*, Vol.32, 1462-1468.
- Chen L., Sun F., Ni N., ve Wu C., (1998a), "Optimal Configuration of a Class of Two-Heat-Reservoir Refrigeration Cycles", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.39, No.8, 767-773.
- Chen L., Wu C., ve Sun F., (1998b), "Influence of Internal Heat Leak on the Performance of Refrigerators", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.39, No.1/2, 45-50.
- Chen W.Z., Sun F.R., Cheng S.M., ve Chen L.G., (1995), "Study on Optimal Performance and Working Temperatures of Endoreversible Forward and Reverse Carnot Cycles", *Int.J.Energy Research*, Vol.19, 751-759.

- Chiou J.S., Liu C.J., ve Chen C.K., (1995), "The Performance of an Irreversible Carnot Refrigeration Cycle", *J.Phys.D:Appl.Phys.*, Vol.28, 1314-1318.
- Dingeç H., ve İleri A., (1999), "Thermoeconomic Optimization of Simple Refrigerators", *Int.J.Energy Res.*, Vol.23, 949-962.
- El-Din M.M.S., (1999a), "Optimization of Totally Irreversible Refrigerators and Heat Pumps", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.40, 423-436.
- El-Din M.M.S., (1999b), "Optimal Utilization of Waste Heat from Heat Engines by Use of a Heat Pump", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.40, 937-949.
- Gordon J.M., ve Ng K.C., (1995), "Predictive and Diagnostic Aspects of a Universal Thermodynamic Model for Chillers", *Int.J.Heat Mass Transfer*, Vol.38, No.5, 807-818.
- Gordon J.M., Ng K.C., ve Chua H.T., (1997), "Optimizing Chiller Operation Based on Finite-Time Thermodynamics: Universal Modeling and Experimental Confirmation", *International Journey of Refrigeration.*, Vol.20, No.3, 191-200.
- Göktun S., (1996), "Coefficient of Performance for an Irreversible Combined Refrigeration Cycle", *Energy*, Vol.21, No.7/8, 721-724.
- Göktun S., ve Yavuz H., (1997), "The Performance of Irreversible Combined Heat Pump Cycles", *J.Phys.D:Appl.Phys.*, Vol.30, 2848-2852.
- Khan J.R., ve Zubair S.M., (1998), "Design and Rating of a Two Stage Vapor Compression Refrigeration System", *Energy*, Vol.23, No.10, 867-878.
- Klein S.A., (1998), "Design Considerations for Refrigerations Cycles", *Rev.Int.Froid*, Vol.15, No.3, 181-185.
- Kodal A., Şahin B., ve Yılmaz T., (2000a), "Effects of Internal Irreversibility and Heat Leakage on the Finite Time Thermoeconomic Performance of Refrigerators and Heat Pumps", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.41, 607-619.
- Kodal A, Şahin B., ve Oktem A.S., (2000b), "Performance Analysis of Two Stage Combined Heat Pump System Based on Thermoeconomic Optimization Criterion", *Energy Convers.Mngmt.*, Vol.41, 1989-1998.
- Lin G., ve Yan Z., (1996), "The Optimal Performance of an Irreversible Solar-Driven Heat Pump System", *ECOS'96*, June 25-27 1997, Stockholm, Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental aspects of Energy Systems.
- Lin G., ve Yan Z., (1997), "The Optimal Performance of an Irreversible Absorption Refrigerator", *J.Phys.D:Appl.Phys.*, Vol.30, 2006-2011.
- Ng K.C., Tu K., Chua H.T., Gordon J.M., Kashiwagi T., Akisawa A., ve Saha B.B., (1998), "Thermodynamic Analysis of Absorbtion Chillers: Internal Dissipation and Process Average Temperature", *Applied Thermal Eng.*, Vol.18, No.8, 671-682.
- Rivera W., Cardoso M.J., ve Romero R.J., (1998), "Therotical Comparison of Single Stage and Advanced Absorption Heat Transformers Operating with Water/Lithium Bromide and Water/Carrol Mixtures", *Int.J.Energy Res.*, Vol.22, 427-442.
- Şahin B., ve Kodal A., (1999), "Finite Time Thermoeconomic Optimization for Endoreversible Refrigerators and Heat Pumps", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.40, 951-960

Şahin B., Kodal A, ve Koyun A., (2001), "Optimal Performans Characteristics of a Two-stage Irreversible Combined Refrigeration System Under Maximum Cooling Load per Unit Total Cost Conditions", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.42, 451-465.

Wall G., (1985), "Thermoeconomic Optimization of a Heat Pump System", Physical Resource Theory Group, Chalmers University of Technology and University of Göteborg.

Wall G., (1991), "On the Optimization of Refrigeration Machinery", *International Journal of Refrigeration.*, Vol.14, 336-340.

Wang J., Chen G., ve Jiang H., (1998), "Study on a Solar Driven Ejection Absorption Refrigeration Cycle", *Int.J.Energy Res.*, Vol.22, 733-739.

Wang J.F., Gao G.C., ve Chen G.M., (2000), "An Improved Absorption Refrigeration Cycle Driven by Unsteady Thermal Sources Below 100 C", *Int.J.Energy Res.*, Vol.24, 633-640.

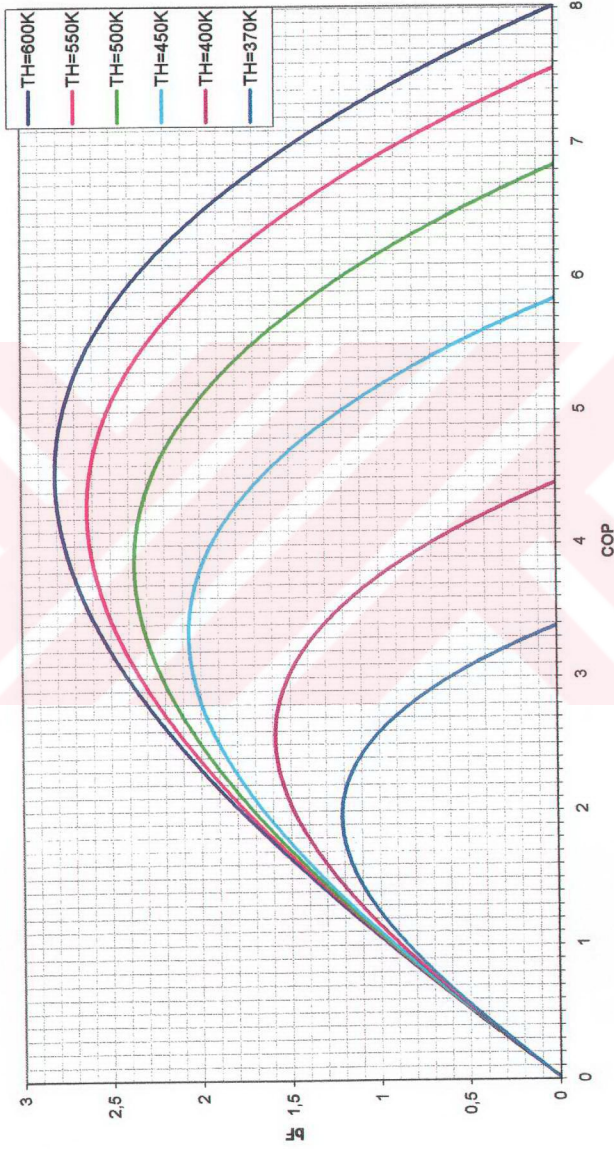
Wu C., (1995), "Maximum Obtainable Specific Cooling Load of a Refrigerator", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.36, No.1, 7-10.

Wu C., (1996), "Performance of an Endoreversible Carnot Refrigerator", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.37, No.10, 1509-1512.

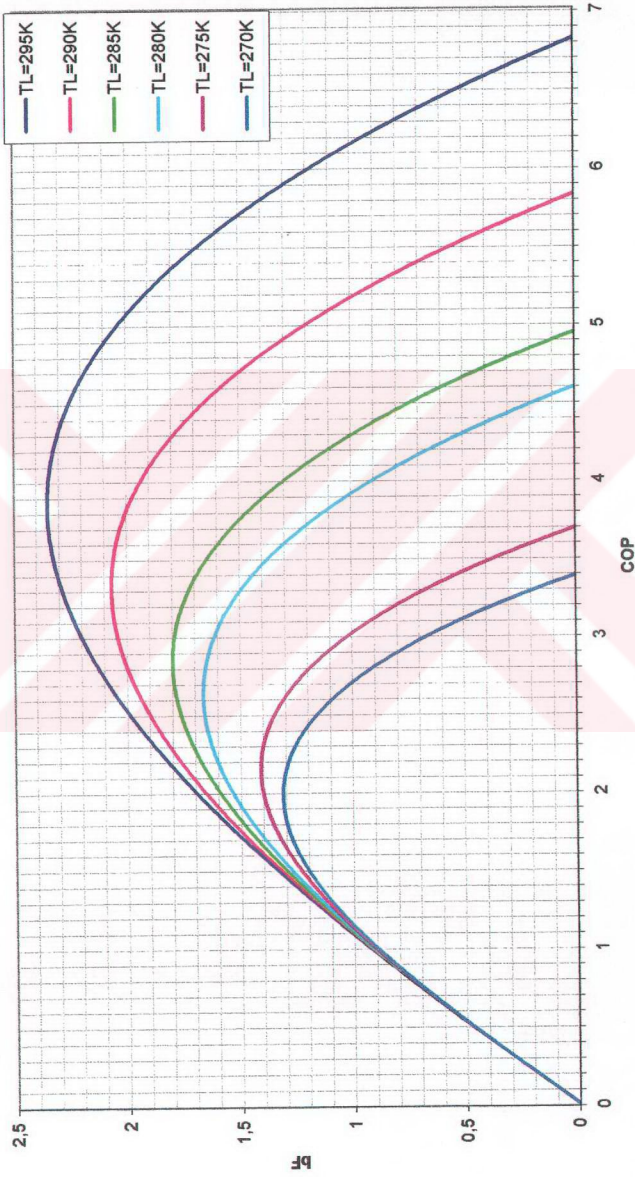
Wu C., Chen L., ve Sun F., (1998), "Effect of Heat Transfer Law on Finite-Time Exergoeconomic Performance of Carnot Heat Pump", *Energy Convers.Mgmt.*, Vol.39, No.7, 579-588.

Yan Z., ve Chen J., (1990), "A Class of Irreversible Carnot refrigeration Cycles with a General Heat transfer Law", *J.Phys.D:Appl.Phys.*, Vol.23, 136-141.

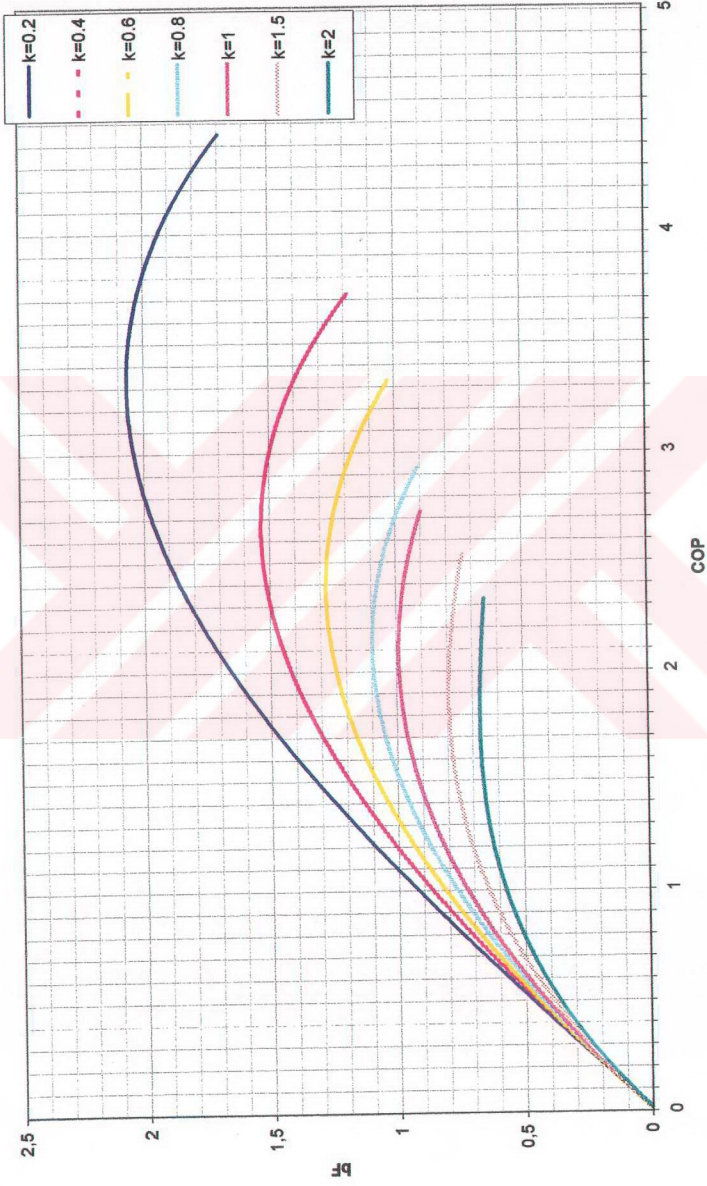
Zubair S.M., Yaquub M., ve Khan S.H., (1996), "Second Law-Based Thermodynamic Analysis of Two Stage Mechanical-Subcooling Refrigeration Cycles", *Int.J.Refrig.*, Vol.19, No.8, 506-516



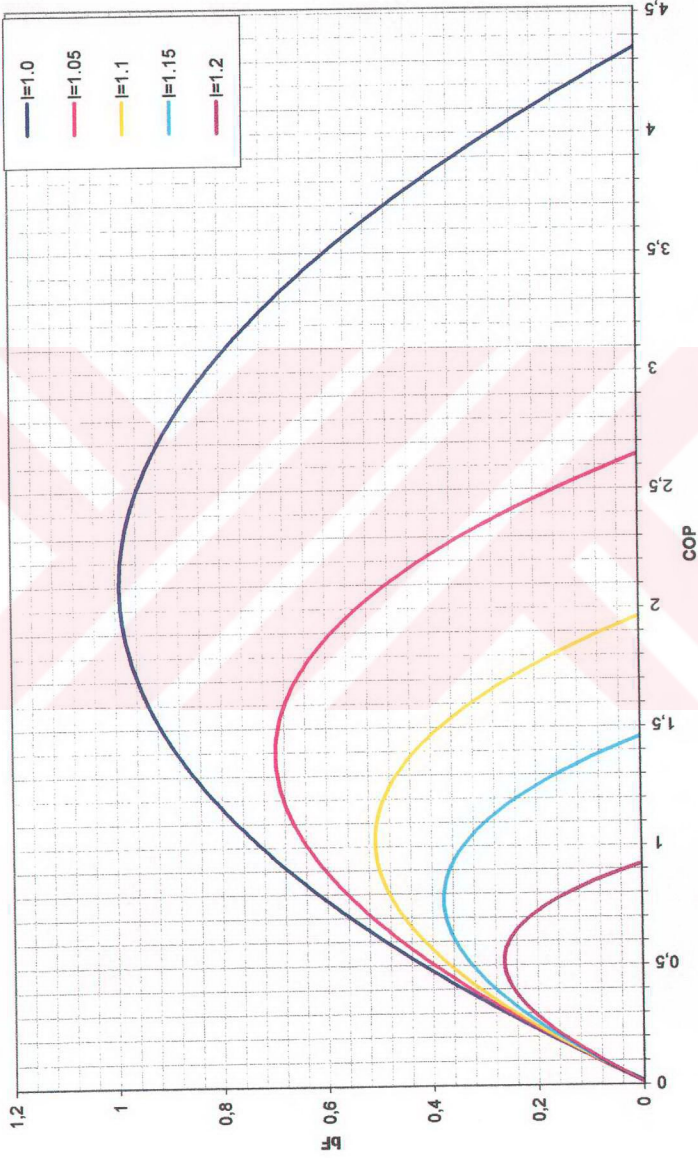
Ek-1 İç tersinir soğutma makinasında sıcak ısı kaynağının farklı sıcaklık değerleri (T_H) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_K=305\text{K}$, $T_L=290\text{K}$, $k=0.2$, $I_{AS}=1$, $U_H=U_K=U_L=0.5\text{ Kw/m}^2$).



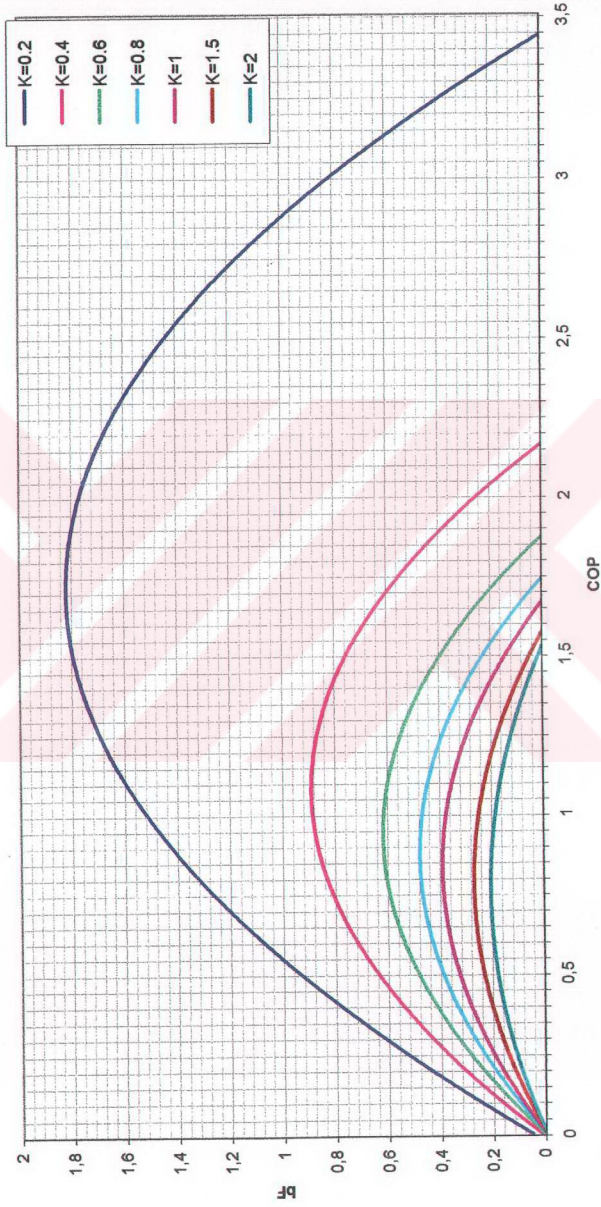
Ek-2 İç tersinir soğutma makinasında soğutulan ortamın farklı sıcaklık değerleri (T_L) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=305K$, $k=0.2$, $I_{AS}=1$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



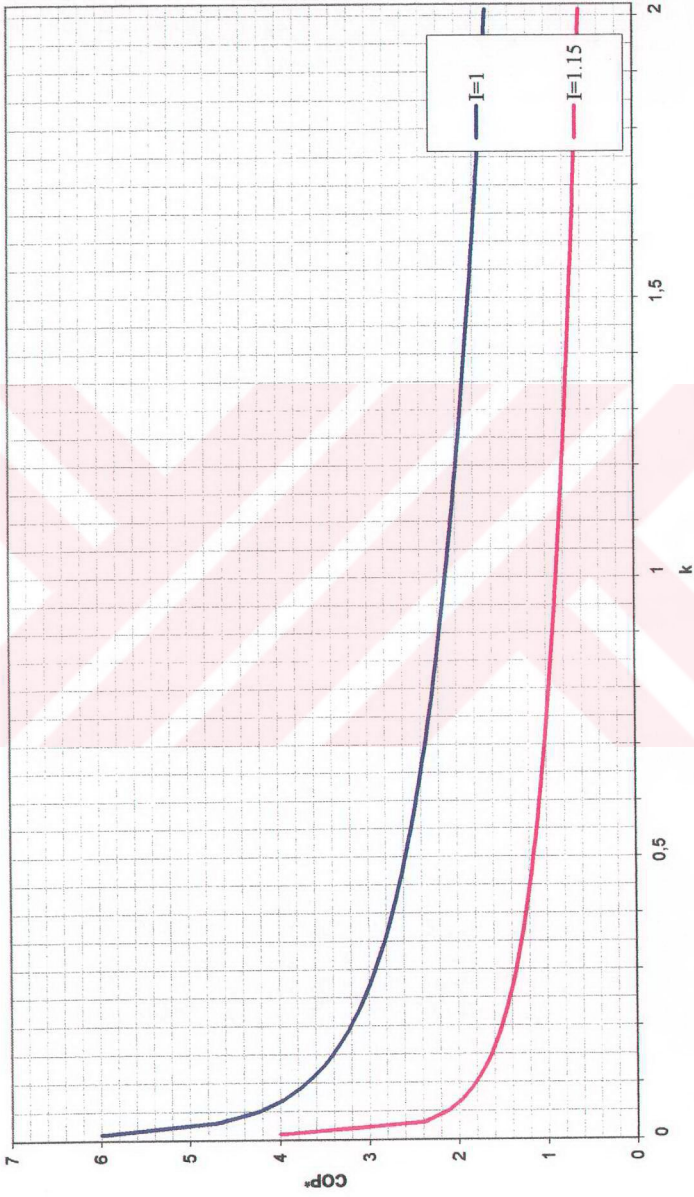
Ek-3 İç tersinir soğutma makinasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=305K$, $T_L=290K$, $I_{DS}=1$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



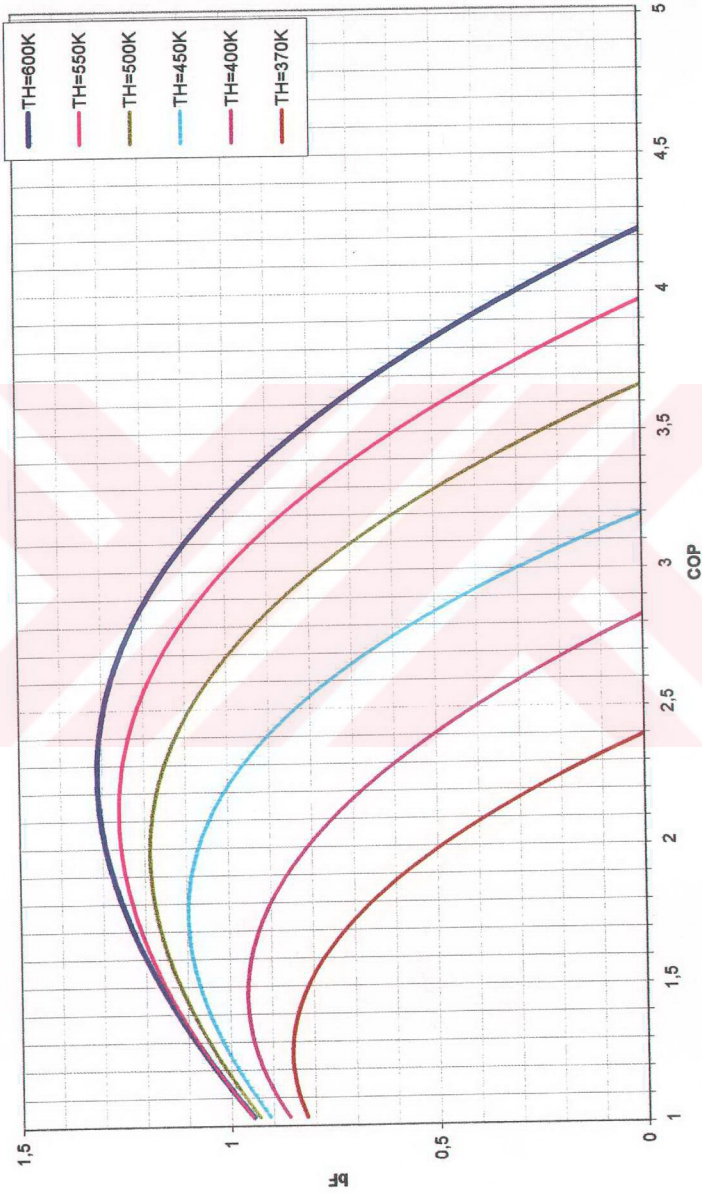
Ek-4 Tersinmez soğutma makinasında farklı tersinmezlik değerleri (I_{LS}) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=300K$, $T_L=290K$, $k=1$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



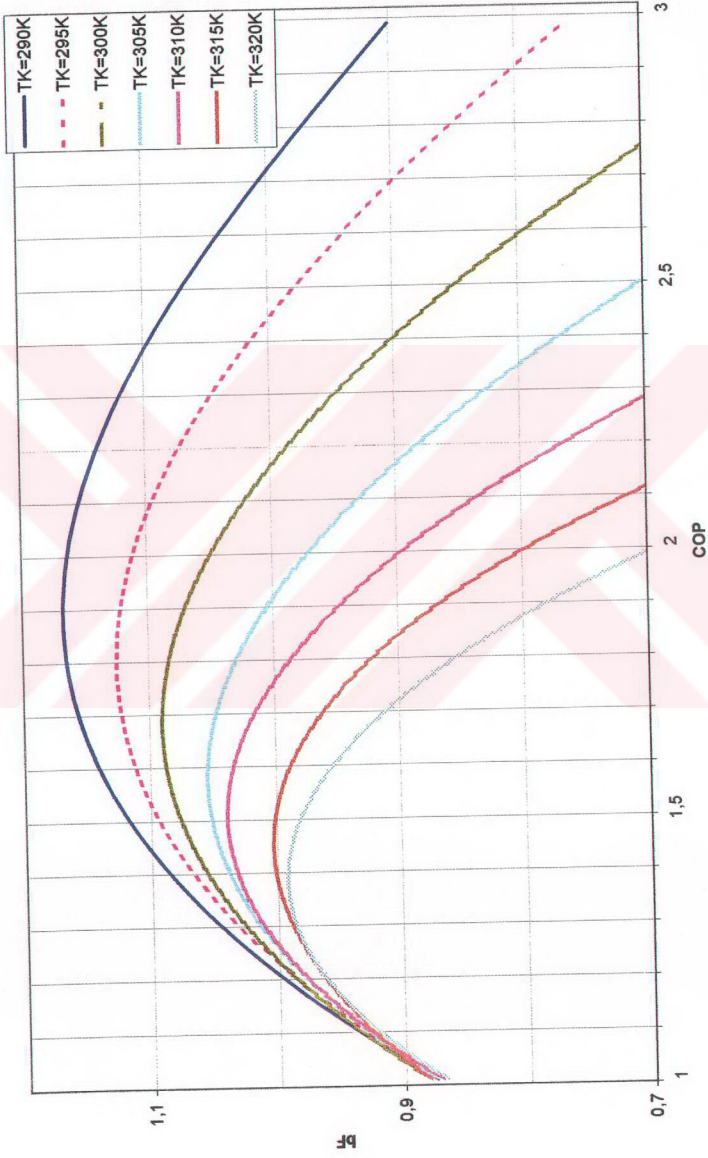
Ek-5 Tersinmez soğutma makinasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=300K$, $T_L=290K$, $\Delta S=1.15$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



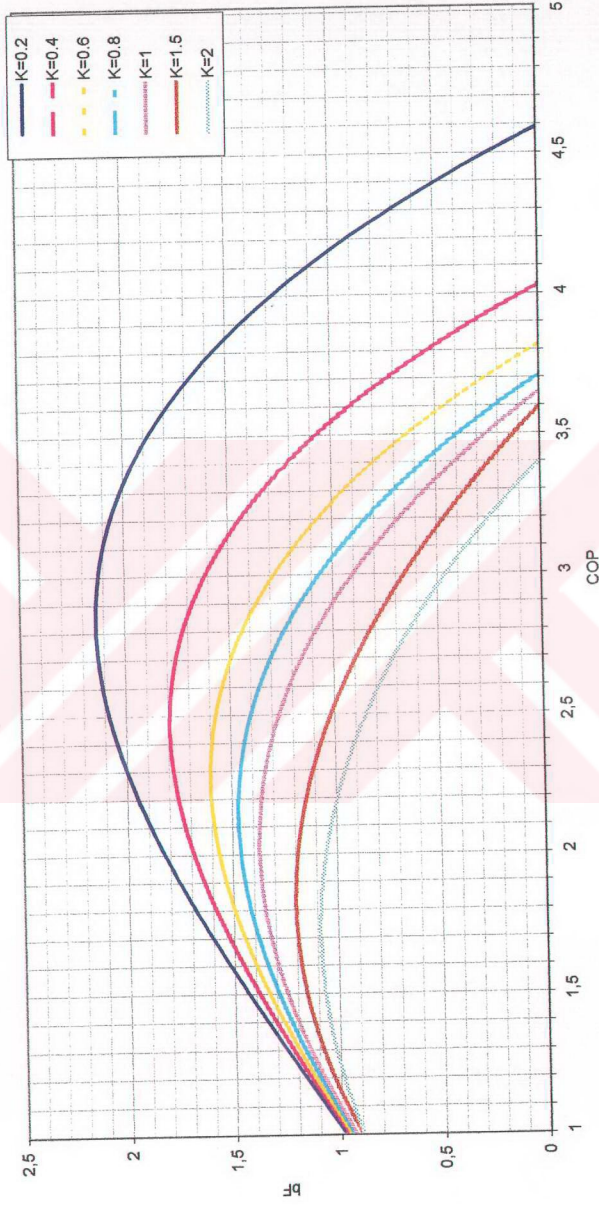
Ek-6 Absorbtiyonlu soğutma makinası için ekonomik parametreye (k) bağlı olarak optimum performans katsayısının değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=300K$, $T_L=290K$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



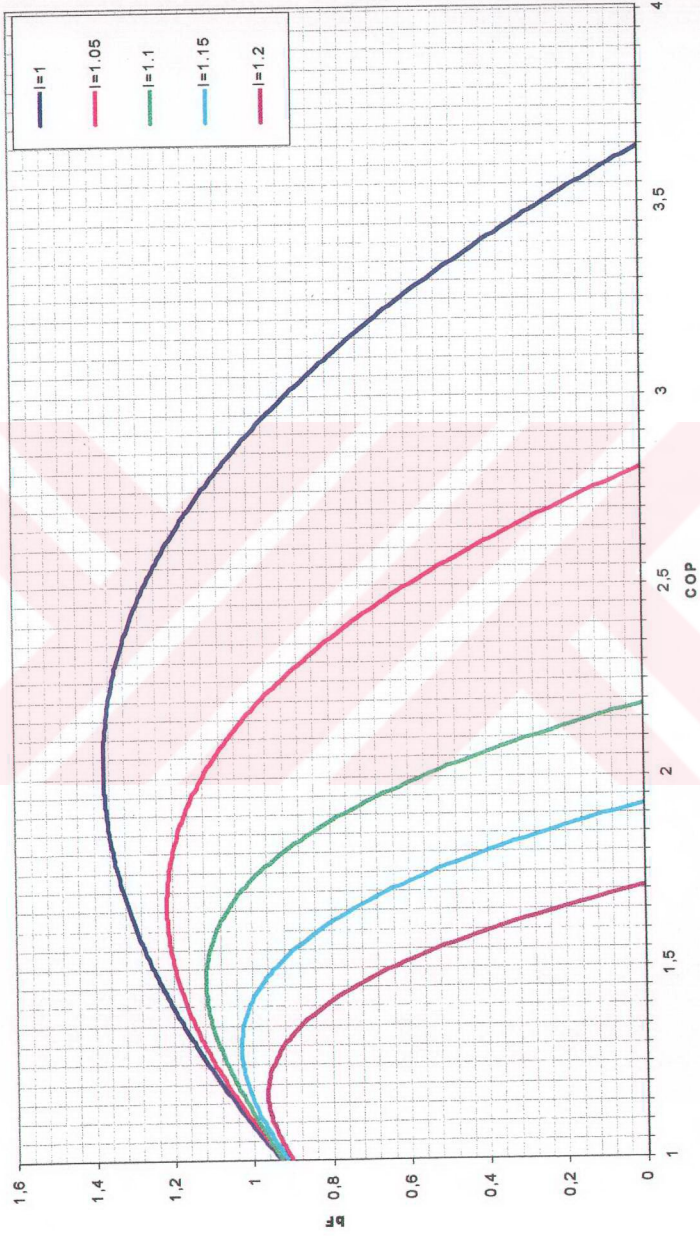
Ek-7 İç tersinir ısı pompasında sıcak ısı kaynağının farklı sıcaklık değerleri (T_H) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_K=305K$, $T_L=270K$, $k=1$, $I_{AS}=1$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



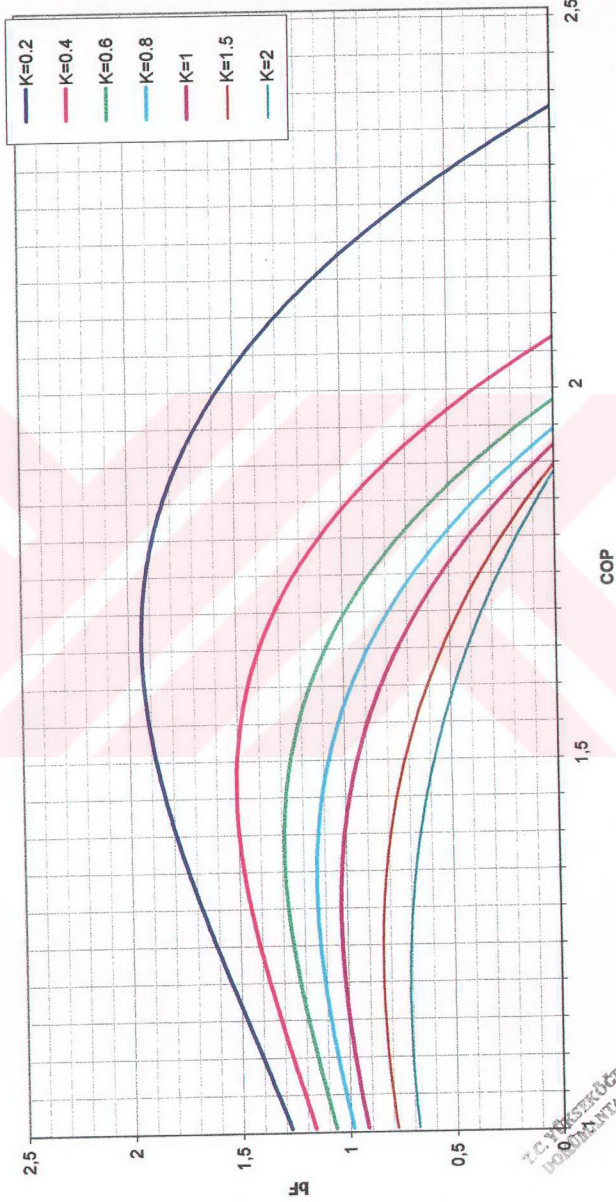
Ek-8 İç tersinir ısı pompasında ısıtılan ortamın farklı sıcaklık değerleri (T_K) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_H=450K$, $T_L=270K$, $k=1$, $I_{AS}=1$, $U_{HF}=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



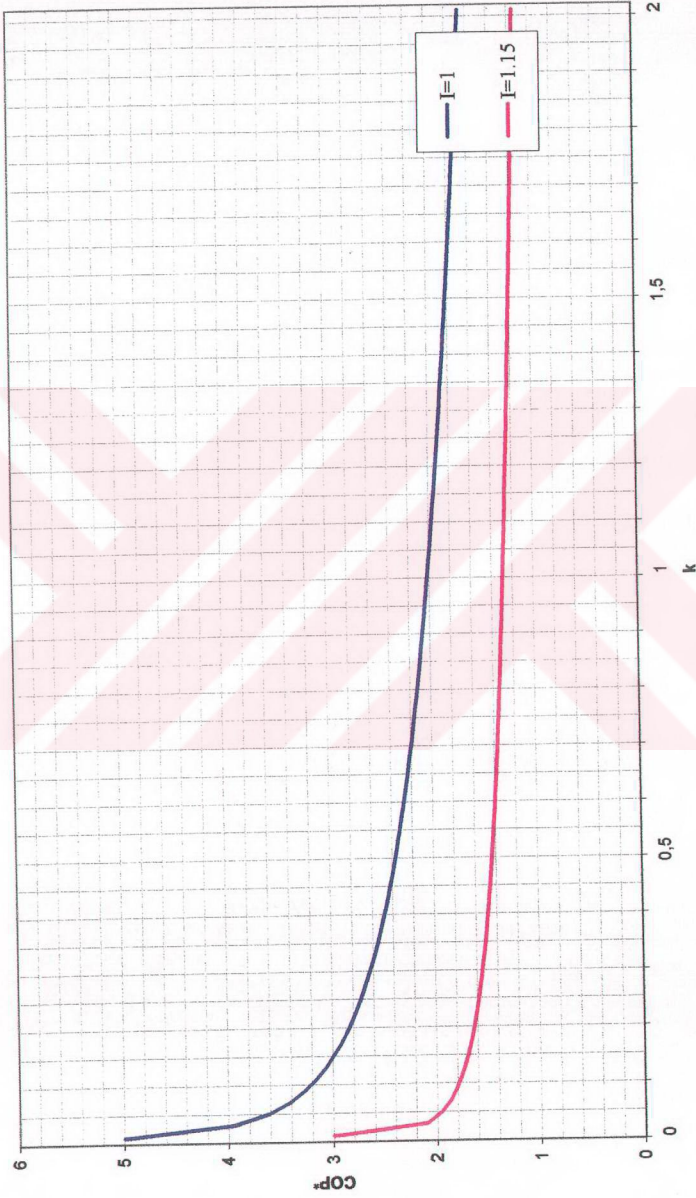
Ek-9 İç tersinir ısı pompasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=305K$, $T_L=270K$, $I_{ds}=1$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



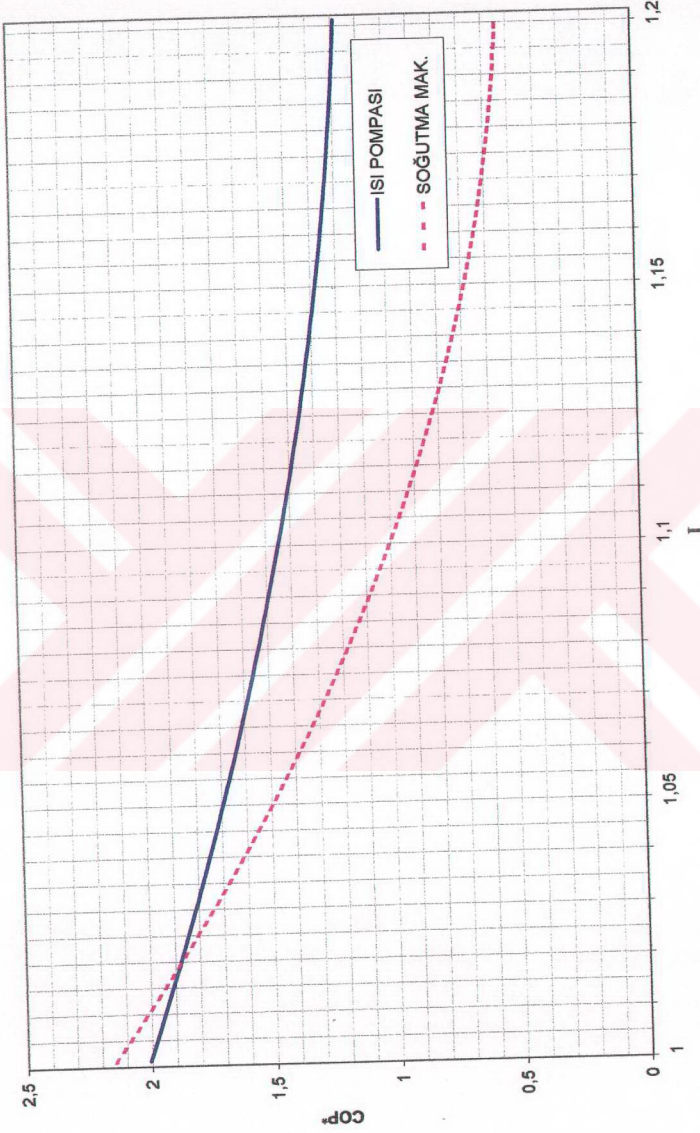
Ek-10 Tersinmez ısı pompasında farklı tersinmezlik değerleri (I_{AS}) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=305K$, $T_L=270K$, $k=1$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



Ek-11 Tersinmez ısı pompasında farklı ekonomik parametreler (k) için performans katsayısının termo-ekonomik amaç fonksiyonuna bağlı değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=305K$, $T_L=270K$, $I_{0S}=1.15$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



Ek-12 Absorbsiyonlu ısı pompası için ekonomik parametreye (k) bağlı olarak optimum performans katsayısının değişimi, ($T_H=450K$, $T_K=305K$, $T_L=270K$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).



EK-13 Absorbtiyonlu soğutma makinası ve ısı pompası için tersinmezlik parametresine (I) bağlı olarak optimum performans katsayısının değişimi., ($T_K=450K$, $T_K=305K$, $T_L=290K/270K$, $k=1$, $U_H=U_K=U_L=0.5 \text{ Kw/m}^2$).

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	25,08,1972	
Doğum yeri	Tokat	
Lise	1986-1990	Deniz Lisesi
Lisans	1990-1994	Deniz Harp Okulu Makine Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	1998-2001	Yıldız Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Gemi İnşaat Müh.Bölümü, Gemi Makinaları Anabilim Dalı

Çalıştığı kurumlar

1994-1995	Denizaltı Eğitim Merkezi K.lığı (Kursiyer Sb.)
1995-1995	TCG Preveze K.lığı (Stajyer Sb.)
1995-1996	TCG Pirireis K.lığı (Y/S NBC Sb.)
1996-1996	TCG Sakarya K.lığı (Elektrik Sb.)
1996-1997	TCG Saldıray K.lığı (Muhabere Sb.)
1997-1998	3ncü Dz.Altı Flt.Kmd.'luğu (Eğitim Sb.)
1998-1998	TCG Dolunay K.lığı (II.Çarkçı)
1998-Devam ediyor	D.H.O. K.lığı PAP Şb.Bşk.lığı (YTU Yük.Lis.Eğt.)