

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**BİR GEMİNİN ATIK ISI ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN ABSORPSİYONLU
SOĞUTMA SİSTEMİNİN ISIL PERFORMANSININ EKONOMİK
OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Begüm DOGANAY

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yalçın DURMUŞOĞLU

OCAK 2024

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**BİR GEMİNİN ATIK ISI ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN ABSORPSİYONLU
SOĞUTMA SİSTEMİNİN ISIL PERFORMANSININ EKONOMİK
OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Begüm DOGANAY
(512221010)**

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yalçın DURMUŞOĞLU

OCAK 2024

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 512221010 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Begüm DOGANAY, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı "BİR GEMİNİN ATIK ISI ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ISIL PERFORMANSININ EKONOMİK OPTİMİZASYONU" başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Doç. Dr. Yalçın DURMUŞUĞLU**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Gazi KOÇAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Aykut SAFA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **5 Ocak 2024**
Savunma Tarihi : **30 Ocak 2024**





Aileme,



ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca her zaman tecrübelerini ve engin bilgilerini benimle paylaşan desteğini daima hissettiğim sayın hocam Doç. Dr. Yalçın Durmuşoğlu'na saygılarımı ve şükranlarımı sunarım.

Hayatımda her anımda varlıklarımı hissettiğim aileme ve Yoda'ya teşekkür ederim.

Ocak 2024

Begüm DOGANAY
(Gemi Makineleri İşletme Mühendisi)





İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
ÖZET.....	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ.....	1
2. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ.....	7
3. ISI DEĞİŞTİRİCİLER.....	13
3.1 Paralel Akışlı Isı Değişticiler	13
3.2 Karşıt Akışlı Isı Değişticiler	14
3.3 Çapraz Akışlı Isı Değişticiler	15
4. MATERYAL VE METOT	17
4.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Analizi	18
4.1.1 Jeneratör	19
4.1.2 Absorber	19
4.1.3 Kondenser	20
4.1.4 Evaporatör	21
4.1.5 Genleşme Valfi	22
4.1.6 Pompa.....	23
4.2 Isı Değiştirici yüzey Alanlarının Optimizasyonu	23
4.2.1 LOSF yöntemi (Δt_m)	24
4.2.2 θ -P yöntemi	28
4.2.3 ε -NTU yöntemi	29
4.2.4 P_1 - P_2 yöntemi	38
4.2.4.1 Karşıt akışlı ısı değiştiricilerinin optimum yüzey alan hesabı	39
4.2.4.2 Paralel akışlı ısı değiştiricilerin optimum yüzey alan hesabı	41
4.2.4.3 Karşıt ve paralel akışlı ısı değiştiricileri için özel çözümler	43
5. SONUÇLAR	47
5.1 Termodinamik Açıdan Değerlendirme.....	47
5.2 Isıl Ekonomik Açıdan Değerlendirme.....	60
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ.....	67

KISALTMALAR

EES	: Engineering Equation Solver
ASS	: Absorpsiyonlu Soğutma Sistemi
COP	: Coefficient of Performance
NTU	: Number of Transfer Units
CRF	: Capital Recovery Factor
TNK	: Toplam Net Kazanç
TYM	: Toplam Yatırım Maliyeti
LHV	: Lower Heating Value



SEMBOLLER

\dot{Q}	: Isı değiştiricisindeki transfer edilen ısı enerjisi
θ	: Boyutsuz sıcaklık farkı
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı
U	: Isı değiştiricisinin toplam ısı geçiş katsayısı
A	: Isı geçiş yüzey alanı
c	: Isıl kapasite
F	: Düzeltme katsayısı
ϵ	: Etkinlik değeri
E	: Etkinliğin NTU'ya göre olan türev ifadesi
$T_{sc,g}$: Sıcak akışkanın giriş sıcaklığı
$T_{so,g}$: Soğuk akışkanın giriş sıcaklığı
$T_{sc,}$: Sıcak akışkanın çıkış sıcaklığı
$T_{so,}$: Soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı
A_{hex}	: Isı değiştiricisinin toplam yüzey alanı
i	: Bileşik faiz oranı
n	: Servis ömrü
c_s	: Isı değiştiricisinin birim yüzey alanı başına maliyeti
i	: Bileşik faiz oranı
n	: Servis ömrü
c_s	: Isı değiştiricisinin birim yüzey alanı başına maliyeti
C_{MS}	: Yıllık enerji tasarrufunun parasal değeri
TC_{MS}	: Isı değiştiricisinin servis ömrü boyunca toplam tasarruf değeri
H	: Isı değiştiricisinin yıllık çalışma süresi
R_v	: Geri satış değerinin ilk maliyete oranı
N	: Isı değiştiricisinin servis ömrü
C_E	: Birim enerji maliyeti
C_A	: Isı değiştiricisinin birim yüzey alanı maliyeti



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Paralel-Karşıt-Çapraz akışlı ısı değiştiricilerine göre etkinlik-geçiş birimi sayısı arasındaki bağlantılar [22].	34
Çizelge 4.2 : ϵ -NTU, ΔT_{lm} ve θ -P yöntemlerinin karşılaştirmalı denklemleri [22].	35
Çizelge 4.3 : Isı değiştiricilerinin optimum yüzey alan (A_{opt}) ifadeleri.	45
Çizelge 5.1 : Örnek geminin ASS'nin çalışma parametreleri.....	56
Çizelge 5.2 : Absorberin çalışma parametreleri.	57
Çizelge 5.3 : Isı değiştiricisinin çalışma parametreleri.....	58
Çizelge 5.4 : Jeneratörün çalışma parametreleri.....	58
Çizelge 5.5 : Kondenserin çalışma parametreleri.	59
Çizelge 5.6 : Evaporatörün çalışma parametreleri.....	59
Çizelge 5.7 : Absorberin tasarım parametreleri.	60
Çizelge 5.8 : Isı değiştiricisinin tasarım parametreleri.	60
Çizelge 5.9 : Jeneratörün tasarım parametreleri.	60
Çizelge 5.10 : Kondenserin tasarım parametreleri.	60
Çizelge 5.11 : Evaporatörün tasarım parametreleri.	61



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : LiBr- H ₂ O absorpsiyonlu soğutma sistemi devre şeması.	7
Şekil 2.2 : NH ₃ - H ₂ O Absorpsiyonlu soğutma sistemi devresi şeması.	10
Şekil 2.3 : Amonyak-su faz diyagramı.	12
Şekil 3.1 : Isı değiştiricisindeki akışkanların hareket yönleri.	13
Şekil 3.2 : Paralel akışlı ısı değiştirici.	13
Şekil 3.3 : Karşıt akışlı ısı değiştirici.	14
Şekil 3.4 : Çapraz akışlı ısı değiştirici.	15
Şekil 4.1 : Gemilerdeki çift evaporatörlü buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi.	17
Şekil 4.2 : Absorpsiyonlu soğutma sistemi devre şeması.	18
Şekil 4.3 : Isı değiştirici tiplerine göre maksimum ve minimum sıcaklık farkları. ...	25
Şekil 4.4 : Bir gövde geçişli ısı değiştiricide düzeltme katsayısı [31].	27
Şekil 4.5 : Karışmayan tek geçişli çapraz akışlı ısı değiştiricinin düzeltme katsayısı [31].	27
Şekil 4.6 : Karışan çapraz akışlı ısı değiştiricinin düzeltme katsayısı. [31].	28
Şekil 4.7 : Paralel akışlı ısı değiştiricinin boyutsuz sıcaklığı [22].	29
Şekil 4.8 : Ters akışlı ısı değiştiricinin boyutsuz sıcaklığı [22].	29
Şekil 4.9 : Maksimum ve gerçek ısı transfer miktarları.	30
Şekil 4.10 : Isı değiştiricilerin alan hesapları için boyutsuz grafik yöntemi.	36
Şekil 5.1 : Karşıt akışlı ısı değiştiricinin C _r değerlerine göre ε-NTU grafiği.	48
Şekil 5.2 : Paralel akışlı ısı değiştiricinin C _r değerlerine göre ε-NTU grafiği.	49
Şekil 5.3 : C _r =0 için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ε-NTU grafiği.	49
Şekil 5.4 : C _r =0.25 için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ε-NTU grafiği. ...	50
Şekil 5.5 : C _r =0.50 için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ε-NTU grafiği. ...	50
Şekil 5.6 : C _r =0.75 için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ε -NTU grafiği. ..	51
Şekil 5.7 : C _r =1 için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ε-NTU grafiği.	52
Şekil 5.8 : Paralel akışlı ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerin ε-NTU 'ye göre karşılaştırılması.	52
Şekil 5.9 : Maksimum basınca göre COP-jeneratör giriş sıcaklığı grafiği.	53
Şekil 5.10 : Tek etkili ASS'de Carnot'un etkisi [35].	54
Şekil 5.11 : Minimum basınca göre COP-jeneratör giriş sıcaklığı grafiği.	54
Şekil 5.12 : Jeneratöre giren karışımın sıcaklığına göre COP-x ₁ grafiği.	55
Şekil 5.13 : Tasarlanan sistemin devre şeması.	56
Şekil 5.14 : Tasarlanan sistemdeki absorber.	57
Şekil 5.15 : Tasarlanan sistemdeki ısı değiştirici.	57
Şekil 5.16 : Tasarlanan sistemdeki jeneratör.	58
Şekil 5.17 : Tasarlanan sistemdeki kondenser.	58
Şekil 5.18 : Tasarlanan sistemdeki evaporatör.	59



BİR GEMİNİN ATIK ISI ENERJİSİ İLE ÇALIŞAN ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMİNİN ISIL PERFORMANSININ EKONOMİK OPTİMİZASYONU

ÖZET

Günümüzde enerjiye olan talebin artması ve düşük karbonlu enerjiye geçiş nedeniyle değerli kaynakların israfının önlenmesi ve mevcut sistemlerin ekoloji üzerindeki zararlı etkilerinin azaltılması büyük önem taşımaktadır. Bu nedenle enerji verimliliğinin artırılması amacıyla daha çevre dostu ve sürdürülebilir alternatiflerin oluşturulması için soğutma sistemlerinin optimizasyonu önemlidir. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri çevreye duyarlı sistemlerdir. Bu sistemler kendine özgü bir yöntemle soğutma yapmakta ve bu da enerji tüketiminin azaltılmasında önemli bir etkiye sahiptir. Çeşitli endüstriler faaliyetlerinde bu sistemleri kullanmaktadır. Ancak bu sistemlerin gemilere uyarlanmasına yönelik literatür kapsamlı bir şekilde incelendiğinde, kapsamlı çalışmalar, gemideki absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin değerlendirilmesi ve absorpsiyonlu soğutma sisteminin operasyonel parametrelerinin incelenmesinin büyük ölçüde keşfedilmemiş olduğunu göstermektedir. Bu çalışma, enerji verimliliği ve çevresel sürdürülebilirlik için standart soğutma sistemleri yerine absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin gemilere uyarlanma potansiyelini ortaya çıkarmak için atık ısı enerjisinden yararlanarak bu boşluğu doldurmayı ve bu alanda yeni anlayışlar ve bilgiler sunmayı amaçlamaktadır.

Bu tezde gemi üzerinde mevcut bulunan buzluk sisteminin yüklerini karşılayacak bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanması amaçlanmıştır. Sistem, temel olarak jeneratör, absorber, evaporatör, genişleme valfi, kondenser ve ısı değiştiriciden oluşmaktadır. Oluşturulan absorpsiyonlu soğutma sistemindeki tüm elemanlar aslında birer ısı değiştiricidir. Bu sebeple, absorpsiyonlu soğutma sisteminde yer alan ısı değiştiricilerinin ısı ekonomik açıdan optimum yüzey alanının belirlenmesinde için, P_1 - P_2 yöntemi ve ϵ -NTU yöntemi birlikte dikkate alınarak bir değerlendirme yapılmıştır. Engineering Equation Solver programı kullanılarak termodinamik ve ekonomik optimizasyon yapılmıştır.

Bu çalışmanın sonucunda gemi ana makine egzoz ısısı kullanılarak bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarlanmıştır. Tasarlanan sistemdeki tüm ısı değiştiricilerin yapılan analizler sonucunda ısı değiştirici tipi olarak karşıt akışlı ısı değiştirici olmasına karar kılınmıştır. Gemi işletme parametrelerinin optimizasyonu bu çalışma ile belirlenmiştir.



ECONOMIC OPTIMIZATION OF THE THERMAL PERFORMANCE OF A SHIP'S ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM WORKING WITH WASTE HEAT ENERGY

SUMMARY

Nowadays, prevention of waste of the valuable resources, and reducing the harmful effects of existing systems on ecology hold significant importance due to the increase in demand for the energy and the transition to low-carbon energy. Therefore, the optimization of cooling systems is important to create more environment-friendly and sustainable alternatives in order to increase energy efficiency. Absorption refrigeration systems are environment sensitive systems. These systems cool with a distinctive method and this has a significant effect on reducing the energy consumption. Various industries utilize these systems in their operations. However, upon a thorough examination of the literature for the adaptation of these systems to ships, comprehensive studies demonstrate that the evaluation of the onboard absorption refrigeration systems and examination of the operational parameters of the absorption refrigeration system remain largely unexplored. This study aims to bridge this gap by utilizing waste heat energy to reveal the potential of the adaptation of absorption cooling systems to ships instead of standardized cooling systems, for energy efficiency and environmental sustainability, as well as offering fresh insights and knowledge in this field.

Throughout this thesis, it is aimed to design an absorption refrigeration system that will meet the loads of the existing refrigeration system on the ship. The system basically consists of generator, absorber, evaporator, expansion valve, condenser and heat exchanger. All elements in the designed absorption refrigeration system are actually heat exchangers. In this thesis, an evaluation was conducted by considering the P_1 - P_2 method and the ϵ -NTU method together to determine the optimum surface area of the heat exchangers in the absorption cooling system in terms of thermal economy. Within the scope of this research, thermodynamic and economic optimization are carried out by using the Engineering Equation Solver program.

As a consequence of this study, an absorption refrigeration system is designed using the ship's main engine exhaust heat. As a result of the analysis, it is decided that all heat exchangers in the designed system would be counter-flow heat exchangers. Optimization of ship operating parameters is determined by this study.



1. GİRİŞ

Son günlerde enerji talebinin artışı ve düşük karbonlu enerji geçişinden dolayı kaynak israfının önüne geçmek, var olan sistemlerin ekolojiye zararlı etkilerini azaltmak büyük önem arz etmektedir. Bundan kaynaklı daha çevre dostu alternatifler yaratmak, enerji verimliliğini artırmak için soğutma sistemlerinin optimizasyonu önemlidir. Bu çalışma absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin işletme parametrelerinin optimizasyonu ve örnek bir tanker gemisi için enerji ve çevre etkilerinin analizi üzerine odaklanmaktadır. Absorpsiyonlu soğutma sistemleri çevreye duyarlı bir sistemdir. Bu sistem soğutmayı farklı bir yöntem ile yapmaktadır ve enerji tüketimini azaltıcı etkisi mevcuttur. Ancak literatür çalışmaları detaylı olarak incelendiğinde absorpsiyonlu sistemlerin gemiye uyarlanmış şekilde enerji ve çevre üzerindeki etkileri hakkında literatürde boşluk tespit edilmiştir. Bundan dolayı da bu çalışmada gemilerde atık ısı enerjisinden faydalanarak gemideki şu an olan soğutma sistemi yerine bir absorpsiyonlu soğutma sistemi tasarımı düşünülmektedir. Tasarımı düşünülen ASS sistemi ile mevcut sistemin enerji verimliliği ve CO₂ emisyonu açısından karşılaştırılmalı analizlerin yapılmasını amaçlamaktadır.

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, ısı enerjisi kullanılarak mekanik olmayan bir yöntemle soğutma yapabilen bir sistemdir. Bu sistem, sıvı bir soğutucu akışkanın buharlaştırılması ve daha sonra emilimli bir çözelti tarafından absorbe edilerek soğutulması prensibine dayanır. Absorpsiyonlu soğutma sistemi, genellikle atık ısı kaynakları gibi çeşitli kaynaklardan elde edilen ısı enerjisini kullanır [1]. Bu sistemin en büyük avantajlarından biri, çeşitli düşük dereceli ısı kullanabilmeleridir [2]. Bu sistemde, soğutucu akışkanın buharlaştırılması için gerekli ısı kaynağından buhar üretilir ve ardından emilimli çözelti tarafından absorbe edilerek soğutulur. Diğer bir deyişle, absorpsiyonlu soğutma sistemi, bir kompresör yerine soğutucu akışkanın basıncını yükseltmek için bir termal mekanizma kullandığından, buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinden farklı bir prensiple çalışır. Bu benzersiz sistem iki temel özellik ile öne çıkıyor: atık ısıyla çalışıyor ve buharın herhangi bir mekanik sıkıştırmasını gerektirmiyor. R134A gibi geleneksel soğutucu akışkanlar kullanılmaz.

Absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde absorbe edici yani absorbent ve soğutucu akışkan olmak üzere iki akışkan dolaşmaktadır [3].

Absorpsiyonlu soğutma için gerekli tüm özelliklere, soğutucu absorbent çiftini oluşturan maddeler sahip olmalıdır. Bunlar arasında en önemlileri katı faz olmaması, uçuculuk oranı, kimyasal çekicilik, basınç, kararlılık, gizli ısı ve viskozitedir. Ancak şu anda gerekli tüm kriterleri karşılayan bir soğutucu ve emici kombinasyonu mevcut değildir. H_2O-NH_3 ve $LiBr-H_2O$ çiftleri en uygun olanlarıdır.

NH_3-H_2O akışkan çifti ile çalışan tek etkili ASS'de soğutucu akışkan amonyak, absorbe edici su olmaktadır [4]. Amonyak-su sıvısı çifti hem uygun maliyetli hem de kimyasal olarak stabildir. Düşük donma sıcaklığı nedeniyle amonyak, çeşitli gıda maddelerinin aşırı soğutma işleminde etkili bir şekilde kullanılabilir [5]. Ayrıca amonyak yüksek kritik basınç ve sıcaklık değerlerine sahiptir. Dolayısıyla amonyak-su sıvısı çiftinin elde edilmesi basit bir işittir. NH_3 , su ile iyi karışır ve bu nedenle absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde daha verimli ısı transferi sağlar.

$H_2O-LiBr$ eriyiği kullanan sistemlerde soğutucu akışkan olarak sistemde su, absorber olarak ise lityum bromür kullanılmaktadır [6]. Lityum bromür normalde katı halde olmasına rağmen su ile karşılaştırıldığında sıvı bir eriyik haline gelir. Bu sistemler basittir ve verimli bir şekilde çalışır, düşük basınçlarda çalışır ve minimum pompalama gücü gerektirir. $H_2O-LiBr$ 'nin sıvı kombinasyonu hem toksik hem de yanıcı değildir ve olağanüstü kimyasal stabilite ve yüksek gizli ısı kapasitesi avantajları sunar.

Soğutucu akışkan $0^\circ C$ 'de katılaştığından, katı oluşumu akışkan çifti için birincil zorluk teşkil eder. Sonuç olarak bu kombinasyon aşırı düşük sıcaklıklar gerektiren soğutma uygulamaları için uygun değildir. Minimum evaporatör sıcaklığının $3^\circ C$ olması zorunludur. Çözelti korozif yapıya sahiptir. $LiBr$ eriyiğinin yüksek viskozitesi de bir dezavantajdır.

Sonuç olarak, $LiBr$ ve NH_3 absorpsiyonlu soğutma sistemleri için kullanılan farklı soğutucu akışkanlardır. Her ikisinin de avantajları ve dezavantajları vardır. $LiBr$, düşük sıcaklık aralıklarında çalışmak üzere tasarlanmıştır [7] ve amonyaktan daha az çevre dostu ve ekonomik bir seçenektir. Amonyak ise, daha yüksek verimlilik, daha geniş bir sıcaklık aralığı ve daha çevre dostudur.

Absorpsiyonlu soğutma sisteminin daha az enerji tüketimi, çevre dostu olması, daha sessiz çalışması, güç kaynağı çeşitliliği ve uzun ömürlü olması gibi birçok avantajı

mevcuttur. ASS hakkında yapılan literatür araştırmaları da bu sistemlerin birçok avantajının olduğunu, birçok uygulama alanında kullanılabileceğini kanıtlamaktadır ve bu sistemin uygulanılabilirliği için de birçok yöntemin mevcut olduğunu göstermektedir.

Akdemir, ., ve Güngör, absorpsiyonlu sistemlerini diğer soğutma sistemleri ile karşılaştırarak daha hızlı soğutma yükü olduğu, güç kayıplarının daha az olduğu ve daha az elektrik enerjisinin kullanıldığı sonuçlarına varmışlardır [8].

şencan, A., LiBr-H₂O absorpsiyon sisteminin termodinamik özelliklerini hesaplamak için Yapay Sinir Ağları (YSA) yöntemini kullanmıştır. Hızlı ve kolay zmler üretebilmek için literatürde yer alan karmaşık matematiksel formüller yerine YSA yaklaşımı kullanıldı. Absorpsiyon sistemi, en iyi tasarım parametrelerini keşfetmek için Genetik Algoritma (GA) yöntemi kullanılarak optimize edildi. Absorpsiyon sisteminin COP'si ve ikinci yasa verimleri, çeşitli çalışma durumları altında soğutma ve ısıtma uygulamaları için hesaplandı. Sistem parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkisi araştırıldı. Çalışma, soğurma sistemlerinin tasarımı ve inşası için önemli bir kaynak olup, teorik ve deneysel soğurma sistemi analizlerini kapsamaktadır. Ayrıca sistemin replikasyonunu sağlayacak FORTRAN programlama dilinde bir bilgisayar yazılımı oluşturulmuştur [9].

Kızılkın, .ve diğer, sistemin optimum sıcaklıklarını ve parametrelerini belirlemek amacı ile termoeekonomik optimizasyon tekniğini kullanarak LiBr absorpsiyonlu bir soğutma sistemi üzerinde çalışmışlardır. Kullandıkları yöntemin karmaşık soğutma sistemi tasarımı için güçlü, sistematik ve potansiyel maliyet etkin iyileştirmeler hakkında öneriler sunabileceği bir araç olduğu sonucuna varmışlardır [10].

Bereche, R. P., ve diğer, çalışmalarında LiBr-H₂O absorpsiyonlu soğutma sisteminin termoeekonomik analizini yapmak amacıyla, negentropy ile fonksiyonel analiz metodolojisi kullanmıştır. Çalışmada, tek ve çift etkili sistemlerin termoeekonomik performansı karşılaştırılmıştır. Tek etkili absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin kojenerasyon sistemlerinde çalışmak veya düşük sıcaklıktaki atık ısıyı yakıt olarak kullanmak için daha uygun olduğu görülmektedir. Öte yandan, çift etkili sistemler daha yüksek exergetic performansa sahip olmakla birlikte, daha yüksek sıcaklıklara ihtiyaç duymaktadır [11].

Abbaspour, M., ve Saraei, A. R. çalışmalarında sistemin termodinamik modelini LiBr-su çifti kullanılarak absorpsiyonlu soğutma çevriminin birinci ve ikinci yasa analizi temel alınarak türetilmiştir. Sistemin performansı, COP, ekserji verimliliği ve toplam maliyet fonksiyonu gibi amaç fonksiyonlarıyla değerlendirilmiştir. Bu amaç fonksiyonlarının optimize edilmesi için genetik algoritma optimizasyon tekniği kullanılmıştır. Sistem COP'sinde yaklaşık %75, ekserji verimliliğinde %47 ve toplam maliyette %12'lik bir iyileşme elde edilmiştir [12].

Salmi, W. ve diğ., absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde kullanılan H₂O-LiBr ve NH₃-H₂O çalışma akışkanları için kararlı durumlu bir termodinamik model sunmuştur. Çalışmada ceket suyu ve egzoz gazlarından enerji geri kazanımı araştırılmıştır. H₂O-LiBr çalışma akışkanının %70 enerji tasarrufu sağladığı sonucuna varılmıştır [13].

Akkaya, M. çalışmasında güneş enerjisi destekli tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminin kapsamlı bir termoekonomik analizini ve optimizasyonunu EES programından yararlanarak yapmıştır. Jeneratör, kondenser, evaporatör ve soğurucu dahil olmak üzere temel bileşenlerin tasarım sıcaklıklarının optimize edilmesiyle önemli iyileştirmeler elde edilmiştir. Minimum toplam ürün maliyet oranı 2.700 (\$/saat) ve COP %75.18 olarak bulunmuştur. Ekserji verimliliği de %16.92 elde edilmiştir [14].

Arshad, M. U., ve diğ., ASS'nin performansını analiz etmek ve optimize etmek amacıyla ekserji verimliliği kavramını kullanmayı hedeflemişlerdir. Termodinamik model, MATLAB® kullanılarak gerçekleştirilmiş ve mevcut en iyi korelasyonlar kullanılarak faz dengeleri ve termodinamik özellikler hesaplanmıştır. Optimizasyon için Genetik Algoritma (GA) kullanılmış ve ASS'nin tüm birimlerinin sıcaklıkları ve paralel konfigürasyon için dağıtım oranı gibi çalışma koşulları optimize edilmiştir. Optimal işletme koşullarında, paralel akış konfigürasyonunun ekserji verimliliği ve COP değerleri, seri akış konfigürasyonuna kıyasla önemli ölçüde daha yüksek bulunmuştur [15].

Oğuz, N. yaptığı çalışmada ASS için ESS programını kullanarak termodinamik yasalarının analizini yapmıştır. Güneş enerjisini yüksek elde edilebileceği yerlerde bu sistemin uygulanabilir olduğu görüşüne varmıştır [16].

Parikhani, T., ve diğ., yaptıkları çalışmada termodinamik ve termoekonomik değerlendirmelere odaklanarak yeni bir amonyak-su karışımı kombine soğutma, ısıtma

ve güç (CCHP) sisteminin kapsamlı bir analizini sunmaktadır. Sistemin üçlü üretim çıktısı sağlama yeteneğini gösterir. Enerji ve ekserji verimliliğini artırmanın yanı sıra genel ürün maliyetini kontrol etmeye yönelik parametre ayarlamalarına ilişkin bilgiler sunar, böylece gelişmiş CCHP sistemlerinin anlaşılmasına ve optimizasyonuna katkıda bulunur [17].

Azhar, M., ve Siddiqui, M. A. çalışmalarında LiBr-H₂O çiftini çalışma akışkanı olarak tercih etmişler ve çift etkili paralel akış doğrudan ve dolaylı ateşlenen buhar absorpsiyonlu soğutma sistemleri için geniş içerikli bir ekserji analizi yapmışlardır. Çalışmalarında yaptıkları simülasyon sonucu elde edilen optimum çalışma değişkenleri incelendiğinde çift etkili paralel akış döngüsünün daha yüksek ECOP ve daha düşük jeneratör ısı yükü sağladığı bulunduğundan daha verimli olduğu kanaatine varılmıştır [18].

Zhou, Y., ve diğ, LiBr absorpsiyonlu soğutma sistemini modellemek için nesne yönelimli ve nedensel Modelica'yı kullandı. Model sayesinde parametrelerin absorpsiyonlu soğutma sistemi üzerindeki etkilerini tartıştılar. Analize göre, düşük soğuk su sıcaklığı ve yüksek soğuk su akış hızı, sistemin enerjisine ve egzersiz verimliliğine fayda sağlar [19].

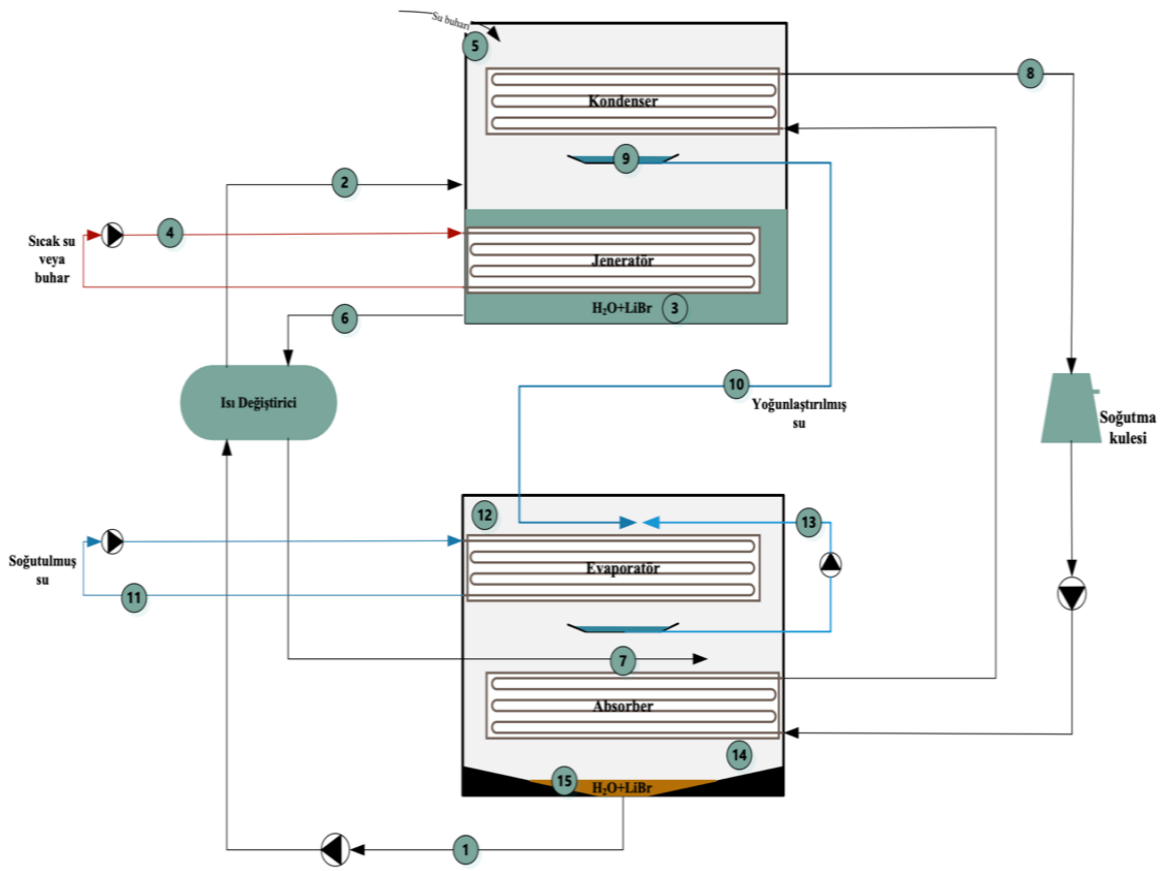
Mungyeko Bisulandu, B. J. R., ve diğ, çalışmalarında difüzyon absorpsiyonlu soğutma sisteminin enerji gereksinimlerini değerlendirmek için çeşitli modellerin metodolojisini ve kavramlarını ayrıntılı olarak incelemişlerdir. Yaptıkları analizde difüzyon absorpsiyonlu soğutma sistemlerde karşılaşılan zorlukları: ev içi kullanım, soğutucu akışkanların sınırlılığı, kullanılan soğutucu akışkanın zehirlilik seviyesi ve düşük performans katsayısı maddelerini belirlemişlerdir. Bu sonuçlara dayanarak diğer ucuz soğutucu akışkanların kullanılarak araştırılması ve performansı iyileştirmek için yeni bileşenler eklemeye çalışılması gerektiğini ifade etmektedirler [20].

Literatür detaylı olarak incelendiğinde gemi üzerinde absorpsiyonlu soğutma sistemini değerlendiren ve ASS'nin işletme parametrelerini inceleyen kapsamlı bir çalışma eksikliği mevcuttur. Bu çalışmanın bu eksikliği gidermeye katkı sağlaması ve absorpsiyonlu soğutma sistemlerinin enerji verimliliği ve çevresel sürdürülebilirlik üzerindeki potansiyelini ortaya çıkarması ve bu alanda yeni bilgiler sunması amaçlanmaktadır.



2. ABSORPSİYONLU SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Absorpsiyonlu soğutma sistemi temel olarak jeneratör, absorber, evaporatör, genişleme valfi, kondenser ve ısı değiştiriciden oluşmaktadır. MS Visio programında çizilen LiBr ve H₂O akışkanlarının kullanıldığı sistemin temel çalışma prensibi aşağıda açıklanmış olup devre şeması Şekil 2.1’de gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : LiBr- H₂O absorpsiyonlu soğutma sistemi devre şeması.

1: Yaklaşık %60 LiBr ve %40 H₂O'dan oluşan bir karışım absorberden ısı değiştiricisine pompalanır.

1-2: Zayıf çözelti çizgisidir. Çünkü LiBr, su ile karıştırılmıştır.

2: Karışım yükselir ve soğutma grubunun tepesindeki jeneratör tankına dökülür.

3: Jeneratör, LiBr ve H₂O karışımı ile bir hazne oluşturarak dolar.

4: Isı, LiBr ve su içeren hazneye eklenir. Bu da ayrılma sürecini başlatır. (Isı, atık ısı formunu kullanmaktadır.) Bu ısı, jeneratörün içindeki borulardan oluşan bir ısı değiştiricisinin etrafına itilen sıcak su veya buhardan gelir.

5: Bu sıcak su veya buhardan gelen ısı, LiBr ve suyun tüm parçacıklarını ayırmasına neden olur, kaynama başlar ve kondenseri sıcak su buharı ile doldurur.

6: Ağır LiBr parçacıkları dibeye çöker ve konsantre bir sıvı oluşturur. Bu sıcak sıvı, ısısını ters akışta çalışan zayıf çözelti hattına aktardığı ısı değiştiricisine doğru akar.

7: Konsantre LiBr sıvısı soğuduktan sonra hazneye püskürtüldüğü absorbere doğru yol alır. (Döngüyü tekrarlamak için tekrar jeneratöre pompalanmadan önce suyla karıştırılır.)

8: Kondansatördeki sıcak su buharının tekrar sıvı hale gelmesi için yoğunlaştırılması gerekir. Bu yüzden su sızdırmaz bir boruyla kondansatörden geçirilir ve topladığı tüm ısıyı atabileceği soğutma kulesine dolaştırılır.

9: Soğutma kulesi suyunun sıcaklığı, sıcak su buharının borunun yüzeyi ile temas ettiğinde bir sıvıya yoğunlaşmasına neden olmak için yeterlidir. Böylece yağmur gibi yağacak ve hemen aşağıdaki toplanma haznesine toplanacaktır.

10: Haznede toplandıktan sonra evaporatöre doğru akmaya başlar ve hazneye püskürtülür. Bu boruda bulunan küçük bir orifis ile akabilecek su miktarı sınırlandırılmıştır. Evaporatör, çok düşük bir basınçtır. Neredeyse bir vakuma yakındır. Basınçtaki bu ani değişiklik giren suyun aniden parlamasına ve sıcaklığının sadece 4°C olan soğuk bir suya düşmesine neden olacaktır.

11: Soğutulmuş su döngüsü daha sonra evaporatöre akar ve toplanan tüm atık ısıyı getirir. Böylece bu soğuk yoğunlaşmış su, soğutulmuş su borularının üzerine püskürecek ve borunun yüzeyini ince bir soğuk su filmiyle kaplayacaktır.

12: Soğutulmuş su yaklaşık 12°C'de girecek ve bu termal enerjisini, ısısını, tüm atık ısıyı aktaracaktır. Bunu boru duvarından ve soğutulmuş su borularının dışına püskürtülen düşük sıcaklıktaki su filmine aktaracaktır. Bu iki su asla karışmaz. Her zaman ayrı tutulurlar ve boru duvarıyla ayrılırlar. Bu ısı, boruların dışındaki suya aktarılırken; bu dış su, haznenin düşük basıncı nedeniyle bir buhara veya su buharına dönüşecektir. Buharlaşırken istenmeyen tüm atık ısıyı da beraberinde götürür (Su, düşük basınçta düşük sıcaklıkta kaynar.). Bu nedenle soğutulmuş su devresi artık tüm atık ısıyı bırakmıştır ve soğutma grubundan ayrıldığında yaklaşık 7°C olmalıdır. Bu

su artık daha fazla ısı toplamak ve absorpsiyonlu soğutucuya geri getirmek için atık ısı kaynağının etrafına tekrar pompalanmaya hazırdır.

13: Diğer bir döngü, tüpleri kaçıran veya su buharına kaynamayan herhangi bir suyu yeniden sirküle edecek ve bu, evaporatörün tepesine geri pompalanacak, tamamı buharlaşmaya kadar tekrar tekrar püskürtülecektir.

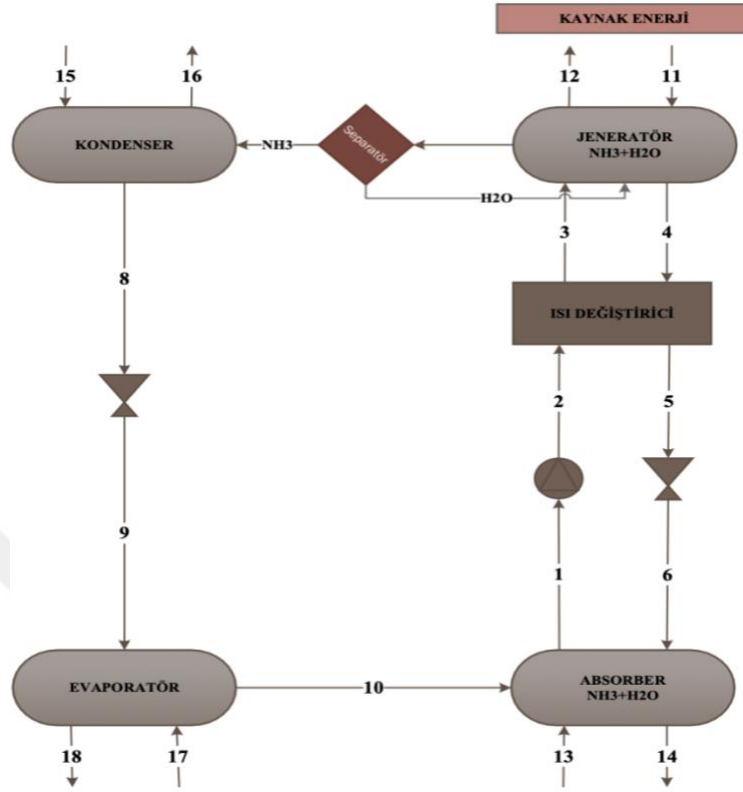
14: Su buharına dönüşen tüm bu su birikecek ve buharlaştırıcı odasının etrafında toplanacak ve bu su buharı daha sonra çekilecek ve neredeyse bir manyetik kuvvet gibi absorbere püskürtülen güçlü LiBr çözeltisine doğru çekilecektir. Çekim o kadar güçlü ki su parçacıkları LiBr parçacıklarıyla birlikte olmak için kendiliğinden doğrudan absorbere akmaktadır. Su parçacıkları ile LiBr parçacıkları arasındaki bu güçlü manyetik çekimi o kadar güçlü ki su parçacıklarını kendi sıvılarının içine çekecekler ve hepsi birbirine karışacaktır. LiBr konsantrasyonu ne kadar güçlüyse su parçacıkları için çekim o kadar güçlü olacaktır.

15: Soğutulmuş su döngüsünden toplanan ısının da uzaklaştırılması gerekir. Bu nedenle, soğutma kulesi su döngüsü de istenmeyen ısıyı uzaklaştırmak için buradan geçer ve soğutma kulesi suyu kalan su buharı parçacıklarını veya LiBr parçacıklarını da yoğunlaştırarak tekrar sıvı hale getirir ve bu bir kez gerçekleştiğinde LiBr ve su karışımı, absorberin altındaki tankın dibinde toplanır. Şimdi tüm döngüyü tekrarlamak için tekrar jeneratöre pompalanmaya hazırdır.

NH₃-H₂O akışkan çifti ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi devresinde absorber, pompa, ısı değiştirici, jeneratör, separatör, kondenser, evaporatör ve genleşme valfi bulunmaktadır. Şekil 2.2'de de gösterilen sistemin çalışma prensibi şu şekildedir:

Amonyak-su absorpsiyonlu soğutma sisteminin asıl amacı amonyağın basıncını yükseltmektir. Basıncı yükselen amonyak kondensere girer. Kondenserde soğutulmuş olarak yoğunlaştırılır (16). Genleşme valfinden amonyak geçirilerek evaporatör basıncına kısılır (8-9). Amonyak, Evaporatörden geçerken soğutulan ortamdan ısı alır (17). Amonyak buharı evaporatörü terk ettikten sonra absorbere doğru ilerler (10). Absorberde buhar suya dönüşür ve su ile kimyasal reaksiyona girerek bir NH₃-H₂O çözeltisi oluşturur; bu ekzotermik bir reaksiyondur, yani ısı açığa çıkarır (14). H₂O'da

absorbe edilebilen NH_3 miktarı sıcaklıkla ters orantılı olduğundan absorbe edilebilen NH_3 miktarını arttırmak için absorberden ısı alınır (13).



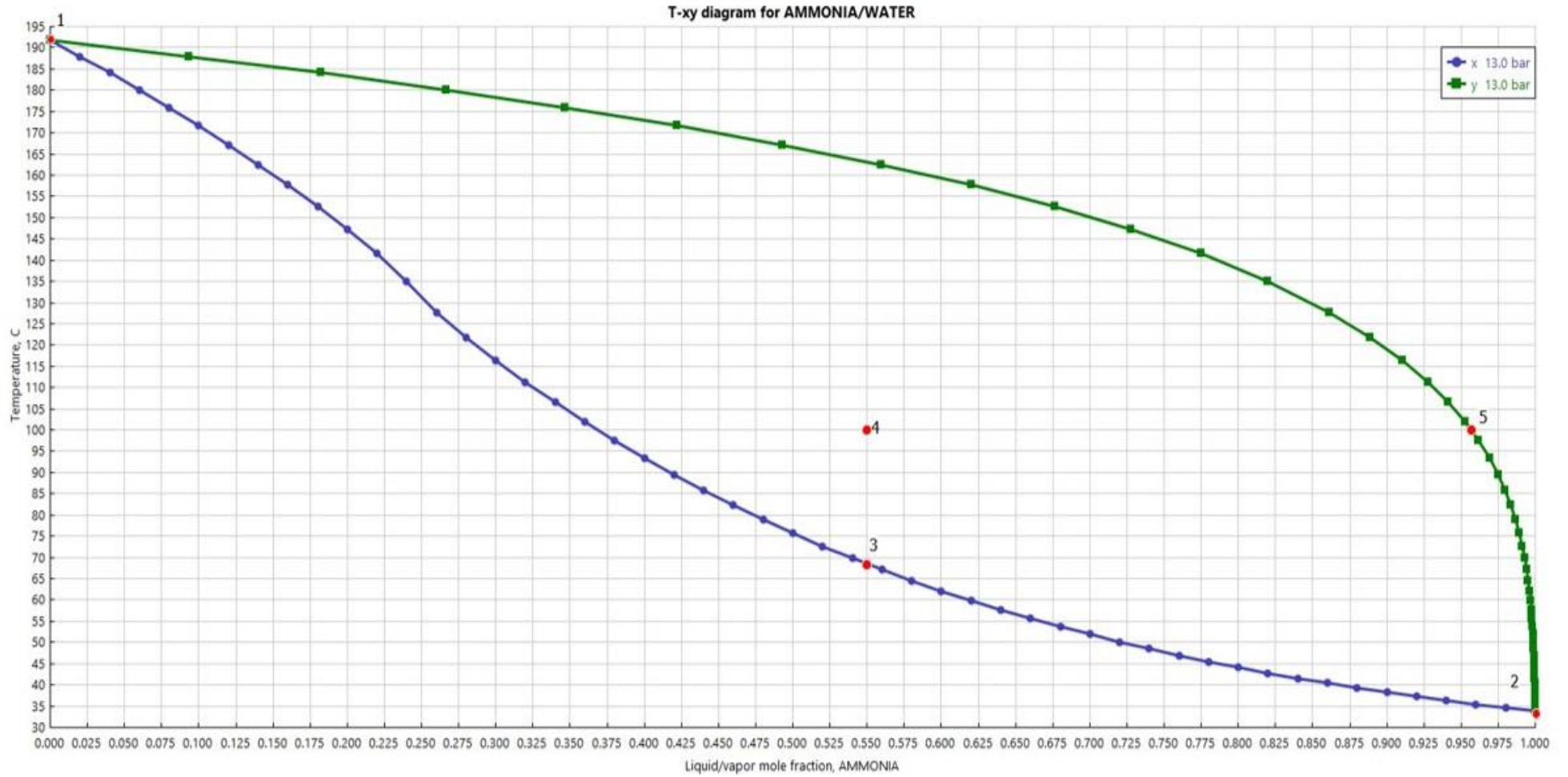
Şekil 2.2 : NH_3 - H_2O Absorpsiyonlu soğutma sistemi devresi şeması.

NH_3 açısından zengin olan karışım pompa yardımı ile ısı değiştiricisine iletilir (1-2). Isı değiştiricisinden jeneratöre gelen karışım (3), jeneratörde harici bir ısı kaynağı yardımı ile buharlaştırılır (11-12). Karışım buradan separatöre girer ve NH_3 bakımından zengin buhar, sudan ayrılır ve H_2O jeneratöre geri döner. Saf amonyak buharı, döngüyü sürdürmek için kondensere gider. Jeneratörde kalan amonyak bakımından fakir NH_3 - H_2O karışımı ısı değiştiricisinden geçerek (4) aynı zamanda pompadan çıkan çözeltiye de bir miktar ısı verir. Daha sonra amonyak bakımından fakir NH_3 - H_2O karışımı genleşme valfi vasıtasıyla absorber basıncına kısılır (5-6).

Absorpsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırılmalı sisteme göre kayda değer bir avantaja sahiptir. Absorpsiyon sisteminde buhar yerine sıvı sıkıştırılır. Absorbe sisteminin gerektirdiği iş önemli ölçüde daha azdır. Bu sistemler, çevrimi yönlendiren enerjinin ısı olduğu, harici bir kaynaktan gelen ısıyı kullanarak çalışır. Buna karşılık, buhar sıkıştırma sistemleri, döngüyü çalıştıran enerji olarak elektriği kullanır. Bu avantaja rağmen absorpsiyon sistemleri daha kapsamlı, karmaşık ve pahalıdır. Ancak düşük maliyetli bir ısı kaynağı mevcut olduğunda uygun maliyetli olabilirler [21].

Bu çalışmada tasarlanan ASS'de çalışma sıvısı olarak NH₃-H₂O karışımı tercih edilmiştir. Belirli karışımların sıcaklık ve çözelti oranlarına bağlı olarak hal değişimlerini gösteren diyagramlara faz değişim diyagramları denir. Şekil 2.3'te NH₃-H₂O (amonyak-su) karışımının belirli bir basınç altında (13 bar) farklı çözelti oranlarındaki faz değişim durumlarına bir örnek gösterilmiştir. Diyagram yardımıyla sabit basınç altında, karışımdaki amonyak oranına bağlı faz durumu ile kaynama ve yoğunlaşma sıcaklıkları okunabilmektedir.

Diyagram alt ve üst olmak üzere iki farklı eğriden oluşmaktadır. Şekil 2.3'e göre altta bulunan eğri (mavi), farklı amonyak-su konsantrasyonları için doymuş sıvı veya kaynama noktalarıdır. Bu eğri üzerindeki her nokta karışıma ısı enerjisi verildiğinde karışımın doymuş sıvı halindeki sıcaklık değerlerini, üst eğri (yeşil) üzerindeki her bir nokta ise karışımın doymuş buhar halindeki sıcaklık noktalarını vermektedir. Buna göre, diyagramdaki 1 noktası 13 bar basınçtaki suyun doymuş sıvı noktası sıcaklığını (kaynama noktası) 191.7°C olarak; 2 noktası ise saf amonyağın doymuş sıvı noktasındaki (kaynama noktası) sıcaklığını 33.8°C olarak vermektedir. Absorpsiyonlu soğutma sistemindeki NH₃-H₂O karışımının çözelti oranı %55 olduğu düşünüldüğünde, bu noktadan çıkılan dik bir çizginin alttaki eğriyi kestiği 3 noktası karışımın doymuş sıvı değerinin 68.4°C olduğu diyagramdan kolaylıkla okunabilmektedir. Isı enerjisi verilmeye devam edildiğinde karışımın sıcaklığı artar ve bununla birlikte buharlaşma hızı da (ilk olarak amonyak buharlaşmaktadır) artar. Karışımın iki fazlı bölgesi (üst ve alt eğrisi arasındaki bölge), diyagramda 4 noktası ile gösterilmiştir. Karışımın %55 çözelti oranında 4 noktasındaki doymuş sıvı-doymuş buhar sıcaklığı 100°C olarak okunmaktadır. Diyagramda 4 noktasından yatayda sağ tarafa doğru ilerlendiğinde, üst eğri ile bir kesişim olduğu görülmektedir. Bu kesişim buhar fazındaki akışkanın sıcaklığıdır. Aynı zamanda bu noktada karışım zengin karışım olmaktadır. Özetle iki fazlı bölgede buharlaşma devam ederken, buhar fazı en fazla olan akışkanın (kaynama noktası nispeten daha düşük olan akışkan) aynı sıcaklıkta çözelti oranı 5 noktasından okunur. Buna göre iki fazlı bölgedeki bir noktada buhar fazındaki çözelti oranı en çok olan akışkanın değeri 5 noktasından okunur. Diyagrama göre bu oran %95 olarak okunmaktadır. İki fazlı bölgede ve 13 bar basınç ve 100°C sıcaklığındaki karışım amonyak açısından zengin bir çözeltilidir.

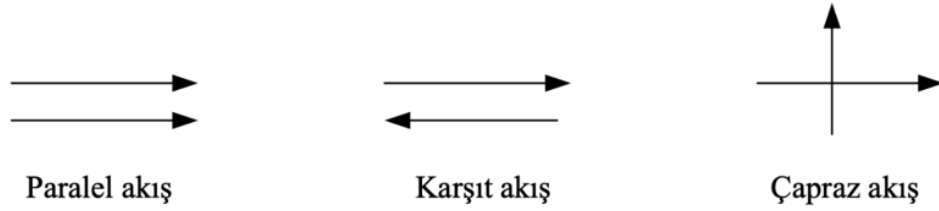


Şekil 2.3 : Amonyak-su faz diyagramı.

3. ISI DEĞİŞTİRİCİLER

Absorpsiyonlu soğutma sistemini oluşturan elemanların tümü birer ısı değıştircidir. Bu nedenle de bu bölümde kısaca ısı değıştircilerden ve termodinamik hesaplamalardan söz edilmektedir. Özellikle bu tezin amacı olan ısı ekonomik optimizasyonu için gerekli amaç fonksiyonu da bu bölümde verilecektir.

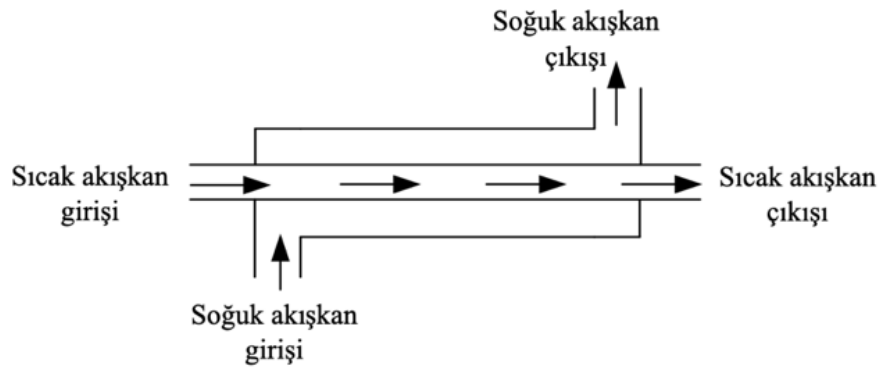
Isı değıştirciler, iki veya daha fazla akışkan arasında sıcaklığı etkili bir şekilde aktarmak için tasarlanmış ısı tekniğı cihazlarıdır. Isı değıştircisinde akışkanlar üç farklı şekilde hareket edebilir: paralel, çapraz ve karşıt [22]. Isı değıştircisindeki akışkanların hareket yönleri Şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Isı değıştircisindeki akışkanların hareket yönleri.

3.1 Paralel Akışlı Isı Değıştirciler

Paralel akışlı ısı değıştircilerdeki akışkanlar ısı değıştirciye aynı taraftan girer ve aynı taraftan çıkış sağlarlar. Paralel akışlı ısı değıştircisindeki akışkanların yönleri Şekil 3.2’de gösterilmiştir



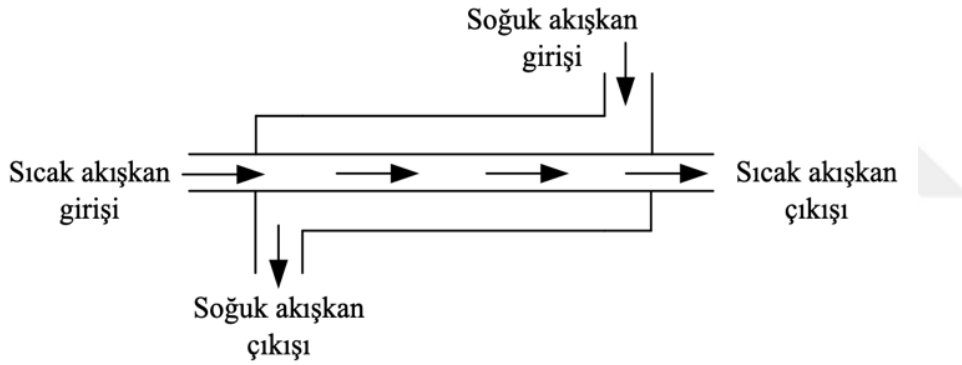
Şekil 3.2 : Paralel akışlı ısı değıştirci.

Bu tip ısı değiştirici yüksek sıcaklık verimliliği gerektiren uygulamalarda kullanılmaz. Buna rağmen karşıt akışlı ısı değiştiricilere göre düşük bir maksimum duvar sıcaklığına sahiptirler [23].

Bu tip ısı değiştiricilerde akışkan sıcaklığındaki değişim tek boyutludur. Isı transfer cidar sıcaklığı minimum düzeyde değişiklik gösterir ve böylece paralel akışlı ısı değiştiriciler, termal gerilimlerin en aza indirilmesinin gerekli olduğu durumlarda tercih edilme sebebidir [24].

3.2 Karşıt Akışlı Isı Değiştiriciler

Karşıt akışlı ısı değiştiricilerindeki akışkanlar birbirlerine paraleldir ancak zıt yönde hareket etmektedirler. Karşıt akışlı ısı değiştiricisindeki akışkanların yönleri Şekil 3.3'te gösterilmiştir. Bu akış modeli diğerlerine göre termodinamik açıdan daha üstündür [23].



Şekil 3.3 : Karşıt akışlı ısı değiştirici.

Karşıt akışlı bir ısı değiştiricide sıcak ve soğuk akışkanlar ısı değiştiriciye zıt taraftan girdiklerinden çıkıştaki soğuk akışkanın sıcaklığının, sıcak akışkanın çıkış sıcaklığından potansiyel olarak daha yüksek olabileceği anlamına gelir.

Ancak şunu unutmamak gerekir ki soğuk akışkanın çıkış sıcaklığı hiçbir zaman sıcak akışkanın giriş sıcaklığını geçemez. Bu sınırlama termodinamiğin ikinci yasasına uygunluğu sağlamak için mevcuttur. İdeal senaryoda soğuk akışkan, sıcak akışkanın giriş sıcaklığıyla aynı sıcaklığa kadar ısınacaktır.

Belirli giriş ve çıkış sıcaklığları için, ters akışlı bir ısı değiştiricideki logaritmik ortalama sıcaklık farkı, paralel akışlı bir ısı değiştiricinininkinden her zaman daha büyüktür.

Bu $\Delta T_{lm,KA} > \Delta T_{lm,PA}$ anlamına gelir ve sonuç olarak, ters akışlı bir ısı değiştiricinin istenen ısı aktarım hızına ulaşmak için daha küçük bir yüzey alanına (ve dolayısıyla daha küçük bir ısı değiştiriciye) ihtiyaç duyması anlamına gelir [31].

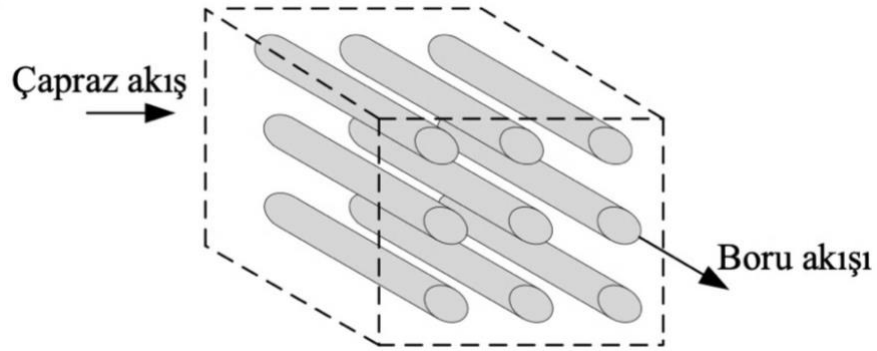
Bu çalışmada absorpsiyonlu soğutma sisteminde yer alan tüm ısı değiştiricilerin termodinamik üstünlüklerinden dolayı karşıt akışlı ısı değiştiriciler olduğu kabul edilmiştir. Tüm ısı değiştiricilerin karşıt akışlı ısı değiştirici seçilmesinin nedenleri bölüm 5'te açıklanmıştır.

3.3 Çapraz Akışlı Isı Değiştiriciler

Çapraz akış, kompakt ısı değiştiricilerde iki akışkanın birbirine dik olarak hareket etme şeklidir. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerin akışkan yönleri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

Akışın düzenine göre karışan veya karışmayan akış olarak da kategorize edilebilir [25]. Isı değiştiricisindeki borular içinde akışkan akıyor ve yanındaki borulardaki akışkan ile karışiyorsa “karışan”, karışmıyorsa “karışmayan” olarak adlandırılır [22].

Sıcak ve soğuk akışkanın giriş yaptığı alanlar, en yüksek sıcaklık farklılıklarını gösterir [26].

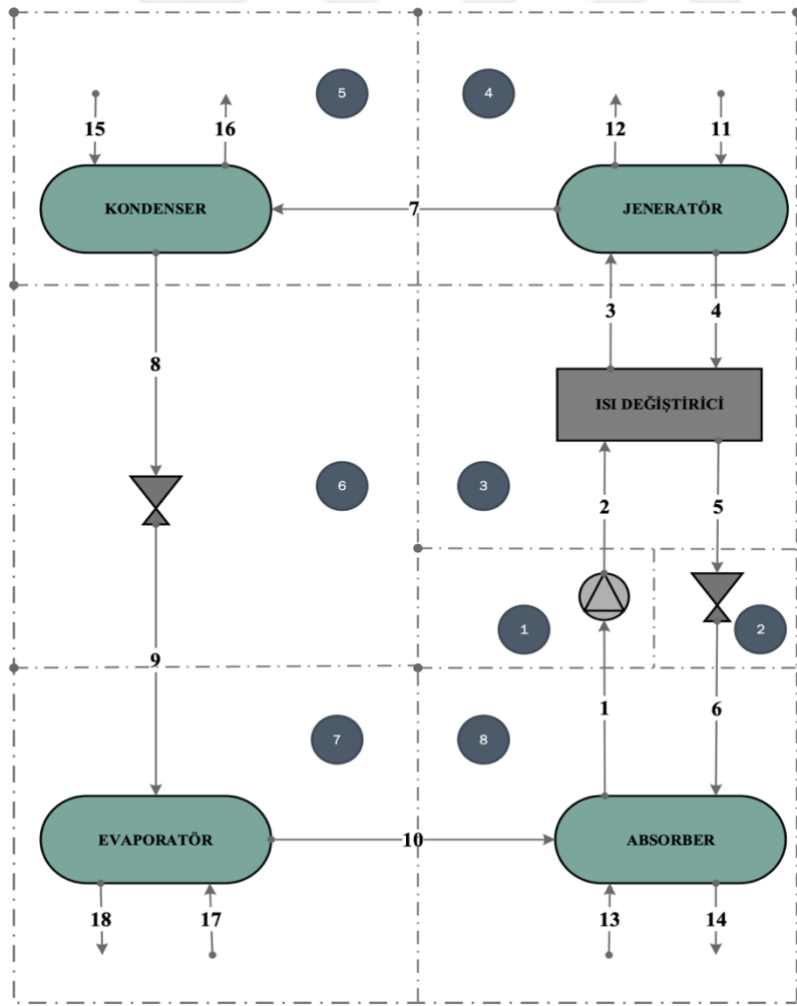


Şekil 3.4 : Çapraz akışlı ısı değiştirici.



4.1 Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinin Termodinamik Analizi

Termodinamikte 1. kanun, enerjinin var edilemeyeceğini ya da yok edilemeyeceğini açıklamaktadır. Bu kanun enerjinin niceliği ve faz değişimlerinde meydana gelen enerjinin büyüklüğü ile ilgilenmektedir. Bu yasa ile yapılan enerji analizi hesaplamaları, iş kayıpları, faz değişimi sürecindeki enerjinin verimini artırmak ve herhangi bir enerji kaynağını kalitesi bakımından ayırmadığı için yeterli değildir. Termodinamiğin 2. kanunu ise enerjinin faz değişimindeki değer kaybı ve enerji kalitesini belirtmektedir [27]. Herhangi bir enerji türünde yalnızca bir kısmın işe dönüştüğünü belirtmektedir. Ekserjinin var ve yok edilebileceğini ayrıca entropinin elde edildiğini söylemektedir [21]. Termodinamiğin 2. kanunu kapsamlı ve karmaşık sistemlerin analizi için etkilidir. Ekserji analizinin yapılabilmesi için de birinci kanuna ihtiyaç vardır [28]. Bu bölümde ısı değiştiricilerinin termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları esas alınarak analizleri yapılmıştır. Bu sebeplerden dolayı termodinamiğin birinci ve ikinci kanunları esas alınarak termodinamik analiz yapılmıştır.



Şekil 4.2 : Absorpsiyonlu soğutma sistemi devre şeması.

4.1.1 Jeneratör

Jeneratör, sistemin devamlı olarak çalışması için akışkanın tekrar kullanılabilmesini sağlamaktadır. Harici bir ısı kaynağından ısı alarak karışımı kaynatır ve soğutucu akışkanı ayırır.

Jeneratördeki kütle ve enerji dengesi denklemleri, denklem 4.1, 4.2 ve 4.3'te verilmiştir.

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (4.1)$$

$$\dot{m}_3 x_3 = \dot{m}_4 x_4 + \dot{m}_7 x_7 \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_3 h_3 \quad (4.3)$$

Jeneratöre giren özgül ekserjiler denklem 4.4 ve 4.5'te verilmiştir.

$$\psi_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0) \quad (4.4)$$

$$\psi_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad (4.5)$$

Jeneratörden çıkan özgül ekserjiler denklem 4.6, 4.7 ve 4.8'de gösterilmiştir.

$$\psi_4 = (h_4 - h_0) - T_0(s_4 - s_0) \quad (4.6)$$

$$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (4.7)$$

$$\psi_{12} = (h_{12} - h_0) - T_0(s_{12} - s_0) \quad (4.8)$$

Jeneratördeki ekserji kaybı denklem 4.9'da gösterilmiştir.

$$\Delta\psi_4 = (\dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_{11} \psi_{11}) - (\dot{m}_4 \psi_4 + \dot{m}_7 \psi_7 + \dot{m}_{12} \psi_{12}) \quad (4.9)$$

Jeneratörün tersinmezliği denklem 4.10'da gösterilmiştir.

$$I = T_0[(\dot{m}_4 s_4 + \dot{m}_7 s_7 - \dot{m}_3 s_3) + \dot{m}_{11}(s_{12} - s_{11})] \quad (4.10)$$

4.1.2 Absorber

Absorber, absorbentin soğutucu akışkanda çözünmesini sağlar. Absorbere gelen buhar absorbent eriyiğinin yüzeyi ile temas ederek absorbe olur ve ortamdaki basıncı düşürür.

Absorberdeki kütle ve enerji dengesi denklemleri denklem 4.11, 4.12 ve 4.13'te verilmiştir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{10} + \dot{m}_6 \quad (4.11)$$

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_6 x_6 \quad (4.12)$$

$$\dot{Q}_A = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.13)$$

Absorbere giren özgül ekserjiler denklem 4.14, 4.15 ve 4.16'da verilmiştir.

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (4.14)$$

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (4.15)$$

$$\psi_{13} = (h_{13} - h_0) - T_0(s_{13} - s_0) \quad (4.16)$$

Absorberden çıkan özgül ekserjiler denklem 4.17 ve 4.18'de gösterilmiştir.

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad (4.17)$$

$$\psi_{14} = (h_{14} - h_0) - T_0(s_{14} - s_0) \quad (4.18)$$

Absorberdeki ekserji kaybı, denklem 4.19'da verilmiştir.

$$\Delta\psi_8 = (\dot{m}_6\psi_6 + \dot{m}_{10}\psi_{10} + \dot{m}_{13}\psi_{13}) - (\dot{m}_1\psi_1 + \dot{m}_{14}\psi_{14}) \quad (4.19)$$

Absorberin tersinmezliği denklem 4.20'de gösterilmiştir.

$$I = T_0[(\dot{m}_1 s_1 - \dot{m}_{10} s_{10} - \dot{m}_6 s_6) + \dot{m}_{13}(s_{14} - s_{13})] \quad (4.20)$$

4.1.3 Kondenser

Kondenser, soğutucu akışkanın ısı vererek tekrar sıvı hale getirildiği ve sıcaklığının düşürüldüğü elemandır. Kondenserdeki kütle ve enerji dengesi denklemleri, denklem 4.21, 4.22 ve 4.23'te verilmiştir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (4.21)$$

$$x_7 = x_8 \quad (4.22)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (4.23)$$

Yoğuşturucuya giren özgül ekserjiler, denklem 4.24 ve 4.25'te verilmiştir.

$$\psi_7 = (h_7 - h_0) - T_0(s_7 - s_0) \quad (4.24)$$

$$\psi_{15} = (h_{15} - h_0) - T_0(s_{15} - s_0) \quad (4.25)$$

Yoğuşturucudan çıkan özgül ekserjiler, denklem 4.26 ve 4.27'de verilmiştir.

$$\psi_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (4.26)$$

$$\psi_{16} = (h_{16} - h_0) - T_0(s_{16} - s_0) \quad (4.27)$$

Yoğuşturucudaki ekserji kaybı, denklem 4.28'te gösterilmiştir.

$$\Delta\psi_5 = (\dot{m}_7\psi_7 + \dot{m}_{15}\psi_{15}) - (\dot{m}_8\psi_8 + \dot{m}_{16}\psi_{16}) \quad (4.28)$$

Kondenserin tersinmezliği denklem 4.29'da verilmiştir.

$$I = T_0[\dot{m}_7(s_8 - s_7) + \dot{m}_{15}(s_{16} - s_{15})] \quad (4.29)$$

4.1.4 Evaporatör

Evaporatör, sadece soğutucu akışkanın bulunduğu ve soğutucu akışkanın gaz fazına geçmesini sağlayan elemandır. Burada, buharlaşma gizli ısısının etkisi ile buharlaşmış olan soğutucu akışkan soğutulur ve böylelikle soğutma gerçekleştirilir.

Evaporatördeki kütle ve enerji dengesi denklemleri, denklem 4.30, 4.31 ve 4.32'de verilmiştir.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad (4.30)$$

$$x_9 = x_{10} \quad (4.31)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{10}h_{10} - \dot{m}_9h_9 \quad (4.32)$$

Buharlaştırıcıya giren özgül ekserjiler, denklem 4.33 ve 4.34'te verilmiştir.

$$\psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (4.33)$$

$$\psi_{17} = (h_{17} - h_0) - T_0(s_{17} - s_0) \quad (4.34)$$

Buharlaştırıcıdan çıkan özgül ekserjiler, denklem 4.35 ve 4.36'da verilmiştir.

$$\psi_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad (4.35)$$

$$\psi_{18} = (h_{18} - h_0) - T_0(s_{18} - s_0) \quad (4.36)$$

Buharlaştırıcıdaki ekserji kaybı denklem 4.37'de verilmiştir.

$$\Delta\psi_7 = (\dot{m}_9\psi_9 + \dot{m}_{17}\psi_{17}) - (\dot{m}_{10}\psi_{10} + \dot{m}_{18}\psi_{18}) \quad (4.37)$$

Evaporatörün tersinmezliği denklem 4.38'de verilmiştir.

$$I = T_0[\dot{m}_9(s_{10} - s_9) + \dot{m}_{17}(s_{18} - s_{17})] \quad (4.38)$$

4.1.5 Genleşme Valfi

LiBr-H₂O eriyiği tarafında bulunan genleşme valfindeki kütle ve enerji dengesi denklemleri, denklem 4.39, 4.40 ve 4.41’de verilmiştir.

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (4.39)$$

$$x_5 = x_6 \quad (4.40)$$

$$h_5 = h_6 \quad (4.41)$$

Genleşme valfine giren özgül ekserji denklem 4.42’de verilmiştir.

$$\psi_5 = (h_5 - h_0) - T_0(s_5 - s_0) \quad (4.42)$$

Genleşme valfinden çıkan özgül ekserji denklem 4.43’te verilmiştir.

$$\psi_6 = (h_6 - h_0) - T_0(s_6 - s_0) \quad (4.43)$$

Genleşme valfindeki ekserji kaybı denklem 4.44’te verilmiştir.

$$\Delta\psi_2 = (\dot{m}_5\psi_5 - \dot{m}_6\psi_6) \quad (4.44)$$

Genleşme valfinin tersinmezliği denklem 4.45’te verilmiştir.

$$I = \dot{m}_5 T_0 (s_6 - s_5) \quad (4.45)$$

Soğutucu akışkan tarafında bulunan genleşme valfindeki kütle ve enerji dengesi denklemleri denklem 4.46, 4.47 ve 4.48’de verilmiştir.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (4.46)$$

$$x_8 = x_9 \quad (4.47)$$

$$h_8 = h_9 \quad (4.48)$$

Genleşme valfine giren özgül ekserji denklem 4.49’da verilmiştir.

$$\psi_8 = (h_8 - h_0) - T_0(s_8 - s_0) \quad (4.49)$$

Genleşme valfinden çıkan özgül ekserji denklem 4.50’de gösterilmiştir.

$$\psi_9 = (h_9 - h_0) - T_0(s_9 - s_0) \quad (4.50)$$

Genleşme valfindeki ekserji kaybı denklem 4.51’de gösterilmiştir.

$$\Delta\psi_6 = (\dot{m}_8\psi_8) - (\dot{m}_9\psi_9) \quad (4.51)$$

Genleşme valfinin tersinmezliği denklem 4.52’de gösterilmiştir.

$$I = T_0 \dot{m}_g (s_9 - s_8) \quad (4.52)$$

4.1.6 Pompa

Eriyik pompasındaki kütle ve enerji dengesi denklemleri, denklem 4.52, 4.54 ve 4.55’te verilmiştir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (4.53)$$

$$x_1 = x_2 \quad (4.54)$$

$$\dot{W}_{EP} = \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_1 h_1 \quad (4.55)$$

Eriyik pompasına giren özgül ekserji denklem 4.56’da gösterilmiştir.

$$\psi_1 = (h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0) \quad (4.56)$$

Eriyik pompasından çıkan özgül ekserji denklem 4.57’de gösterilmiştir.

$$\psi_2 = (h_2 - h_0) - T_0 (s_2 - s_0) \quad (4.57)$$

Eriyik pompasındaki ekserji kaybı denklem 4.58’de verilmiştir.

$$\Delta\psi_1 = (\dot{m}_1 \psi_1 - \dot{m}_2 \psi_2) \quad (4.58)$$

Pompanın tersinmezlik eşitliği denklem 4.59’da gösterilmiştir.

$$I = \dot{m}_1 T_0 (s_2 - s_1) \quad (4.59)$$

Sistemin toplam tersinmezliği, bileşenlerin tersinmezliklerinin toplamından ibarettir. Buna göre sistemin toplam tersinmezliği denklem 4.60’ta belirtilen hale gelmektedir.

$$\sum_{i=1}^n I_i = I_A + I_P + I_G + I_{HEX} + I_{Ex1} + I_K + I_{Ex2} + I_E \quad (4.60)$$

4.2 Isı Değiştirici yüzey Alanlarının Optimizasyonu

Bir ısı değiştiricide ısı transferinin çevreye herhangi bir ısı kaybı olmadan sadece içindeki akışkanlar arasında gerçekleştiğini kabul ettiğimizde ısı transfer miktarı için denklem 4.61, 4.62 ve 4.63’teki ilişkiler kurulabilir [22].

$$\dot{Q} = UA\Delta t_m \quad (4.61)$$

$$\dot{Q}_{so} = \dot{m}_{so} c_{p,so} \Delta T_{so} \quad (4.62)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_{sc} c_{p,sc} \Delta T_{sc} \quad (4.63)$$

Burada, \dot{Q} , ısı değiştiricisindeki transfer edilen ısı enerjisinin (kW), sıcak akışkanın soğurken verdiği ısı, soğuk akışkanın ısınırken aldığı ısı; ΔT_{lm} , bütün ısı değiştiricisinde etkili olan logaritmik ortalama sıcaklık farkları (K); U, ısı değiştiricisinin toplam ısı geçiş katsayısı (kW/m²K); A, ısı transferinin gerçekleştiği ve iki akışkanı birbirinden ayıran ısı geçişi yzney alanıdır (m²). g ve  alt indisleri giren ve çıkan; so ve sc ise soğuk ve sıcak akımlar ve c_p sıcak ve soğuk akışkanların özgül ısı değerleri (kJ/kg.K) anlamındadır. Bir ısı değiştiricisinde çevreye ısı kaybı söz konusu olmadığı kabul edildiğinde ve ısı değiştiricisinde bütün yzney boyunca transfer edilen ısıların sabit olduğu dikkate alındığında ısı transferleri için denklem 4.64'teki gibi bir eşitlik yazmak mümkündür.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{so} = \dot{Q}_{sc} \quad (4.64)$$

Isı değiştiricisinin tasarımı basitleştirmek ve çözümlenmesi amacıyla belirli koşullar kabul edilir. Bu koşullar şunlar olabilir [22]:

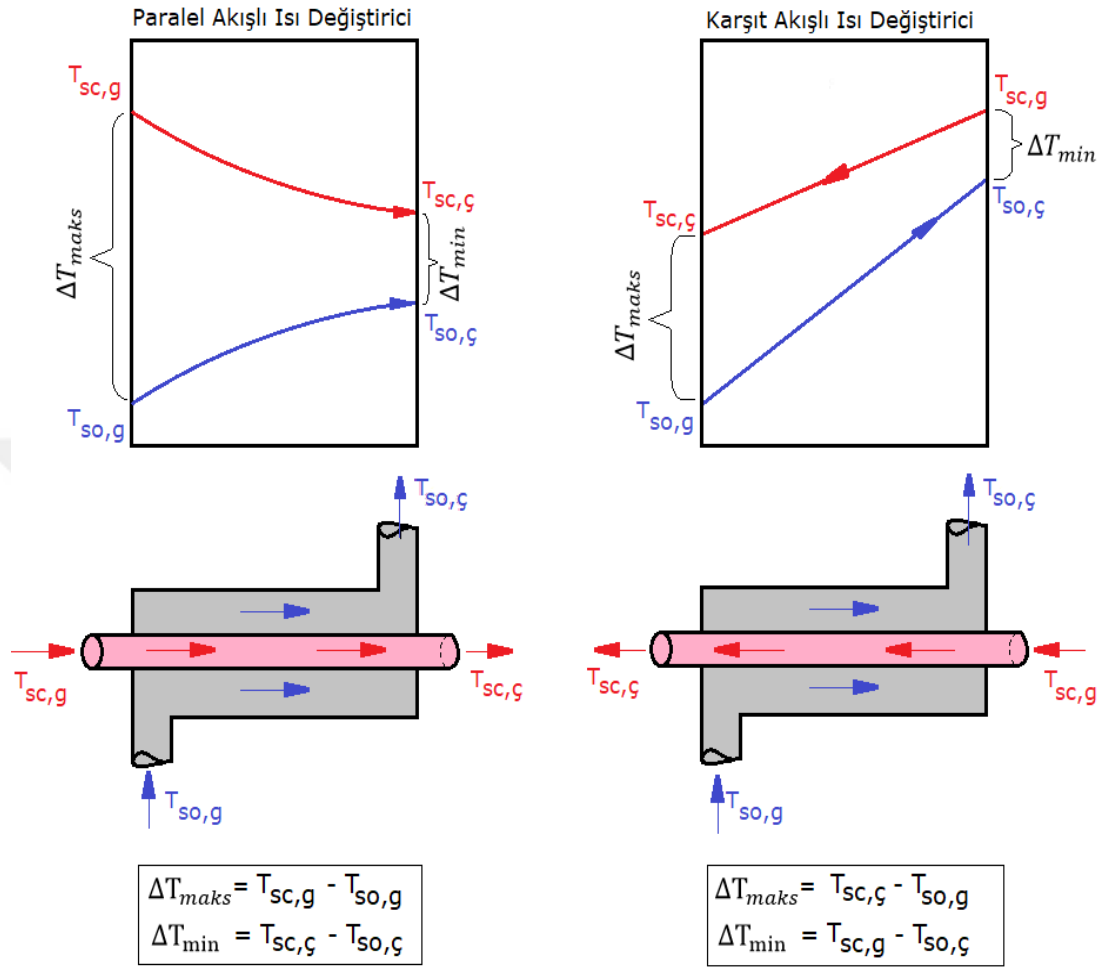
- Termal değişimin sürekli olarak gerçekleşmesidir.
- Isı değiştirici yzney malzemesinde akışkanların hareketi doğrultusunda iletim yoluyla ısı transferinin gerekleşmediğidir.
- Isı değiştiricisinde ısı üretimi olmadığı ve ısının sadece iki akışkan arasında geçmesidir.
- Akışkanların özgül ısıları ve fiziksel özelliklerinin sabit olmasıdır.
- Belirli bir süre boyunca akışkan sıcaklığının aynı kalmasıdır.
- U toplam ısı transfer katsayısının sabit olmasıdır.

4.2.1 LOSF yöntemi (Δt_m)

Karşıt ve paralel akımlı ısı değiştiricilerinde logaritmik ortalama sıcaklık farkı:

Isı değiştirici boyunca akışkanlar değişen sıcaklıklara ve sıcaklık farklılıklarına maruz kalır. Bu değişkenlik nedeniyle ısı değiştiricideki akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları dikkate alınarak belirlenebilecek ortalama sıcaklık farkının hesaplanması gerekli hale gelmektedir. Bunun için en iyi yaklaşım logaritmik ortalama sıcaklık farkı yöntemidir.

Bu yöntemde sıcaklık farkları ısı değıştiricisinin paralel ya da karşıt akışlı olması durumuna göre değişiklik gösterir. Şekil 4.3'te ısı değıştirici tiplerine göre maksimum ve minimum sıcaklık farkları gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : Isı değıştirici tiplerine göre maksimum ve minimum sıcaklık farkları.

Her iki ısı değıştirici tipinde de bir maksimum sıcaklık farkı (ΔT_{maks}) ve minimum sıcaklık farkı (ΔT_{min}) tespit edilir. Sonrasında logaritmik ortalama sıcaklık farkı hesabı yapılır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkının formülü en genel halde denklem 4.65'te ifade edilmiştir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{maks} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{maks}}{\Delta T_{min}}} \quad (4.65)$$

Bu ifade paralel akımlı ısı değıştiricilerinde denklem 4.66 ve 4.67'de gösterilmiştir.

$$\Delta T_{maks} = (T_{sc,g} - T_{so,g}) \quad (4.66)$$

$$\Delta T_{min} = (T_{sc,\ç} - T_{so,\ç}) \quad (4.67)$$

Karşıt akımlı ısı değiştiricilerinde ise bu ifade denklem 4.68 ve 4.69’da tanımlanmıştır.

$$\Delta T_{maks} = (T_{sc,\zeta} - T_{so,g}) \quad (4.68)$$

$$\Delta T_{min} = (T_{sc,g} - T_{so,\zeta}) \quad (4.69)$$

Karşıt akımlı ısı değiştiricilerinde ısıl kapasite debilerinin birbirine eşit olması ($C_{min} = C_{maks}$) durumunda, $\Delta T_{maks} = \Delta T_{min}$ olması nedeniyle L’Hospital kaidesi uygulanarak, $\Delta T_{lm} = \Delta T_{maks} = \Delta T_{min}$ elde edilebilir. Karşıt akımlı ısı değiştiricileri aynı giriş ve çıkış şartlarındaki paralel akımlı ısı değiştiricilerine göre daima daha büyük Logaritmik Ortalama sıcaklık farkı değerleri verir. C_{min} ve C_{maks} ısı değiştiricisindeki ısıl kapasiteleri verir denklem 4.70 ve 4.71’deki gibi ifade edilirler.

$$C_{sc} = \dot{m}_{sc}c_{p,sc} \quad (4.70)$$

$$C_{so} = \dot{m}_{so}c_{p,so} \quad (4.71)$$

$C_{sc} < C_{so}$ olduğu zaman denklem 4.72 değerlendirilir.

$$C_{min} = C_{sc} \text{ ve } C_{maks} = C_{so} \quad (4.72)$$

$C_{so} < C_{sc}$ olduğu durumda ise denklem 4.73 değerlendirilir.

$$C_{min} = C_{so} \text{ ve } C_{maks} = C_{sc} \quad (4.73)$$

Çapraz Akımlı Isı Değiştiricilerinde Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı:

Logaritmik Ortalama sıcaklık farkının paralel ve karşıt akımlı ısı değiştiricilerinde ifade edilmesi nispeten basit olmasına rağmen, çapraz akışlı ısı değiştiricileri durumunda bunun hesaplanması önemli ölçüde daha karmaşık hale gelir. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerinde grafikler yardımıyla bir düzeltme katsayısı F bulunur ve ısı transfer denkleminde yerine yazılarak çözümlenebilir. Denklem 4.74’te gösterilmiştir.

$$\dot{Q} = UAF\Delta T_{lm} \quad (4.74)$$

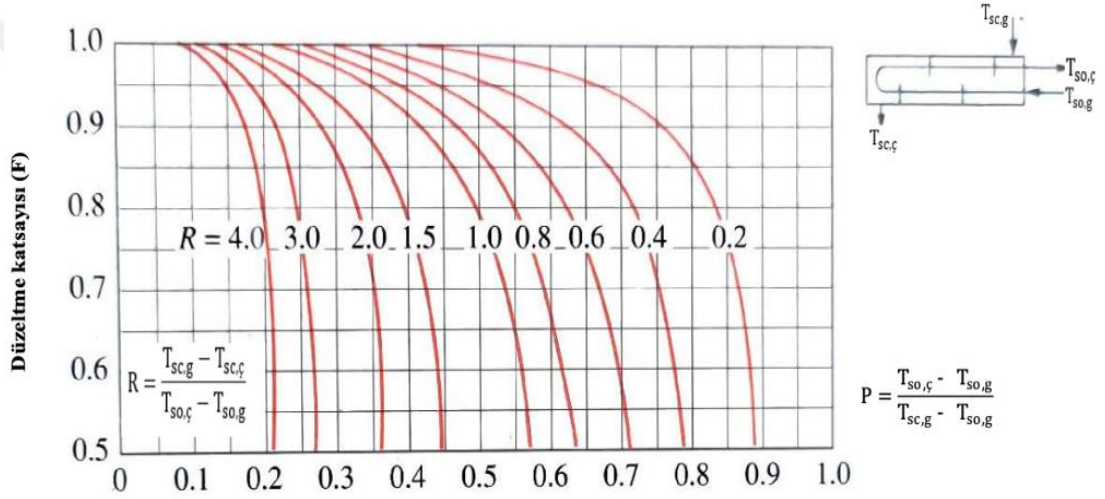
F olarak gösterilen düzeltme katsayısı, ısı değiştiricinin geometrisinden ve hem sıcak hem de soğuk akışkan akışlarının giriş ve çıkış sıcaklıklarından etkilenir [29]. F düzeltme katsayısı; ısı değiştiricinin kapasite oranı (R), etkenliği (P) ve akış düzeninin bir fonksiyonu olarak denklem 4.75’te tanımlanmıştır [30].

$$F = f(P, R, \text{akış düzeni}) \quad (4.75)$$

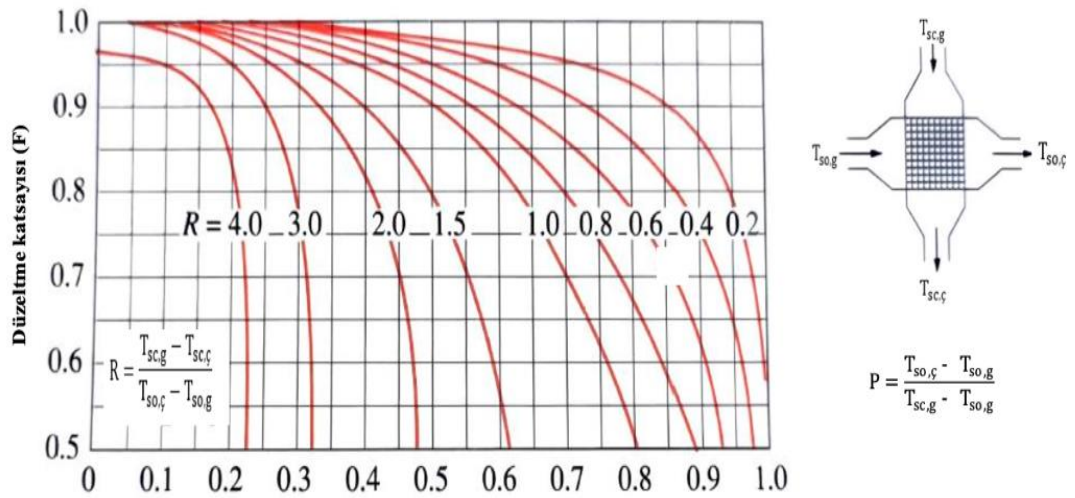
$$R = \frac{T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}}{T_{so,\zeta} - T_{so,g}} \quad (4.76)$$

$$P = \frac{T_{so,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,g}} \quad (4.77)$$

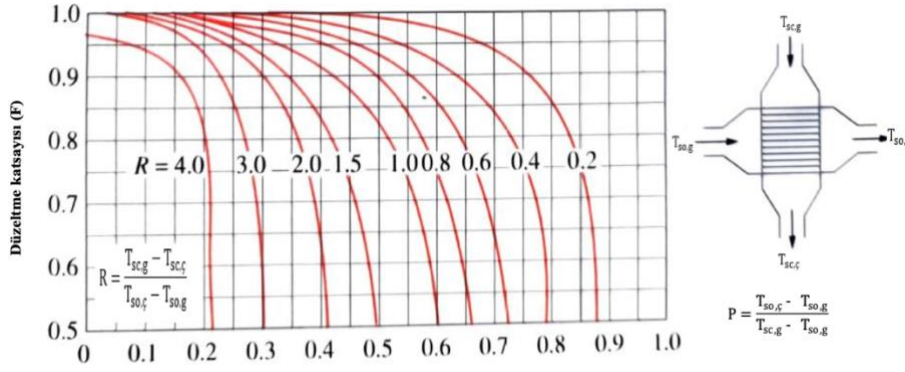
Düzeltilme katsayısı çapraz akışlı ve çok geçişli bir gövde borulu ısı değiştirici için birden küçüktür. Yani $F \leq 1$ 'dir. $F=1$ sınır değeri karşıt akışlı ısı değiştiriciye denk gelir. Böylelikle ısı değiştirici için F düzeltme faktörü, ΔT_{lm} 'nin, karşıt akışlı durumdaki karşılığı değerden sapmanın ölçüsüdür. Çapraz akışlı ısı değiştiricilerin F düzeltme katsayısını bulmak için şekil 4.4, 4.5 ve 4.6'daki diyagramlardan yararlanılmaktadır.



Şekil 4.4 : Bir gövde geçişli ısı değiştiricide düzeltme katsayısı [31].



Şekil 4.5 : Karışmayan tek geçişli çapraz akışlı ısı değiştiricinin düzeltme katsayısı [31].



Şekil 4.6 : Karışan çapraz akışlı ısı değiştiricinin düzeltme katsayısı. [31].

4.2.2 θ -P yöntemi

Ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (Δt_m) olarak bilinen ısı değiştiriciler için ısı hesaplamaların klasik yöntemi, önceki bölümlerde tartışıldığı gibi, akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıkları bilindiğinde önemli kolaylıklar sunmaktadır. Δt_m , \dot{Q} ve U değerleri yardımıyla ısı değiştiricinin gerekli A ısı geçiş yüzeyi denklem 4.78 yardımıyla hesaplanabilir.

$$A = \frac{\dot{Q}}{U\Delta T_{lm}} \quad (4.78)$$

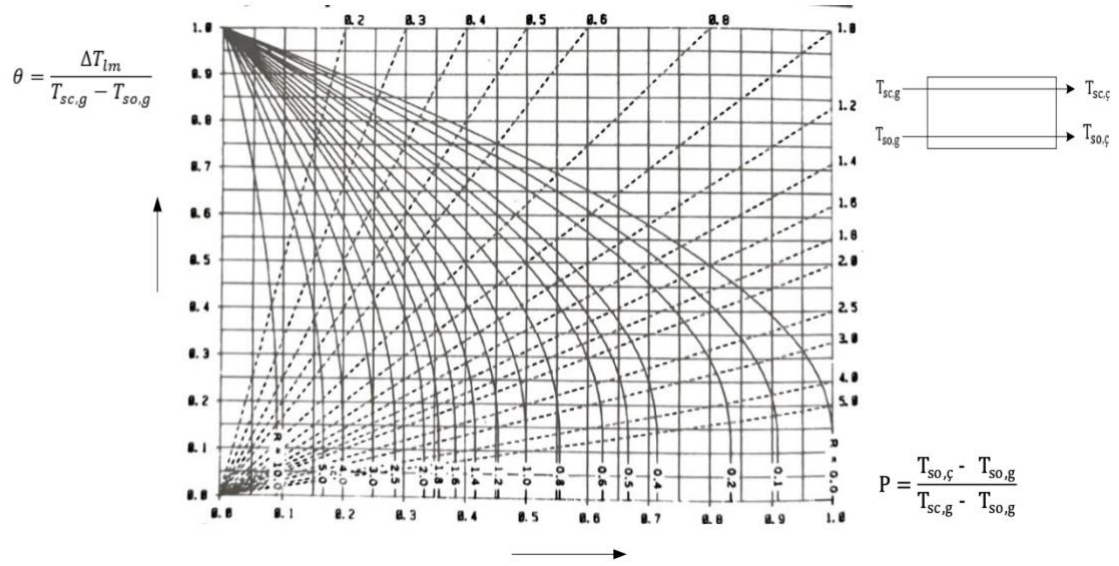
Bazen pratikte karşılaşılan problemlerle uğraşırken akışkanların giriş ve çıkış sıcaklıklarını belirlemek veya hesaplamak zor olabilir. Bu gibi durumlarda problemi çözmek için ortalama logaritmik sıcaklık farkı kullanılmak istenirse Δt_m 'deki logaritmik ifade nedeniyle tek seçenek deneme yanılma yöntemini kullanmaktır. Ancak araştırmacılar tarafından önerilen ve aşağıda açıklanan (θ -P) yöntemi adı verilen alternatif bir yaklaşım da vardır. Bu yöntem soruna daha basit bir çözüm sağlar. Bu yöntemde ısı geçişi denklem 4.79 bağıntısından hesaplanabilmektedir.

$$Q = UA\theta\Delta T_{lm} \quad (4.79)$$

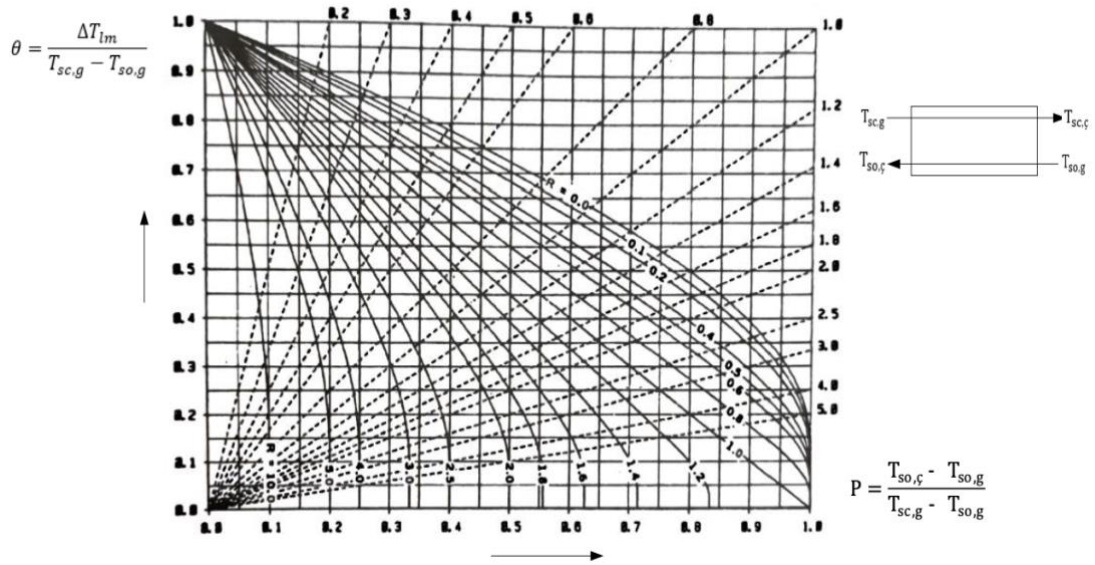
θ , logaritmik ortalama sıcaklık farkının iki akışkanın giriş sıcaklıkları farkının oranıdır ve boyutsuz bir sıcaklık farkıdır. θ boyutsuz sıcaklığı, ısı değiştiricinin kapasite oranı (R), etkinliği (P), N2 boyutsuz sayısı ve akış düzeninin bir fonksiyonu olarak denklem 4.80'de tanımlanmıştır. P ve R değerleri denklem 4.76 ve 4.77'de verilmiştir [22].

$$\theta = f(P, R, N_2 \text{ ve akış düzeni}) \quad (4.80)$$

F düzeltme katsayısı ve θ boyutsuz sıcaklığının bulunması için Şekil 4.7 ve 4.8'deki diyagramlardan yararlanılmaktadır [22].



Şekil 4.7 : Paralel akışlı ısı değiştiricinin boyutsuz sıcaklığı [22].



Şekil 4.8 : Ters akışlı ısı değiştiricinin boyutsuz sıcaklığı [22].

4.2.3 ϵ -NTU yöntemi

Akışkanların çıkış sıcaklıkları bilinmediği takdirde Logaritmik Ortalama sıcaklık farkı yönteminin kullanılması son derece sıkıcı iterasyon işlemleri gerektirdiğinden kullanışlı değildir. Bu gibi hallerde daha kolay çözümlenmeye ulaşmak için ϵ -NTU yönteminin kullanılması tercih edilebilir. ϵ -NTU yönteminin bir diğer faydası da ısı

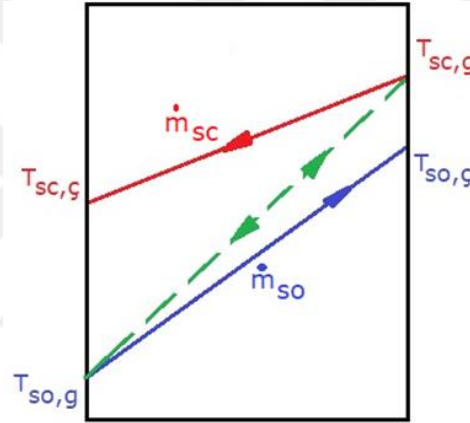
değiştiricilerinin birbirleriyle karşılaştırılmasının sağlanmasıdır ve bu da en uygun ısı değiştiricisinin seçilmesine yardımcı olur.

Etkinlik değeri, ϵ , bir ısı değiştiricide gerçek ısı transfer hızının olabilecek maksimum ısı transfer hızına oranı şeklinde tanımlanmaktadır. Bir ısı değiştiricide gerçek ısı transfer hızı sıcak veya soğuk akışkan üzerindeki enerji dengesinden bulunabilir ve denklem 4.81 ve 4.82'deki gibi yazılır.

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = \dot{m}_{\text{sc}} c_{p,\text{sc}} (T_{\text{sc},g} - T_{\text{sc},\text{ç}}) = C_{\text{sc}} (T_{\text{sc},g} - T_{\text{sc},\text{ç}}) \quad (4.81)$$

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = \dot{m}_{\text{so}} c_{p,\text{so}} (T_{\text{so},\text{ç}} - T_{\text{so},g}) = C_{\text{so}} (T_{\text{so},\text{ç}} - T_{\text{so},g}) \quad (4.82)$$

Biri ısı değiştiricide olabilecek maksimum ısı transfer hızı maksimum sıcaklık farkından elde edilir ve Şekil 4.9'da gösterilmiştir



Şekil 4.9 : Maksimum ve gerçek ısı transfer miktarları.

Sıcak ve soğuk akışkanların giriş sıcaklıkları farkı ısı değiştiricideki maksimum sıcaklık farkını verdiği için aşağıdaki gibi bir ifade yazmak mümkündür:

Bir ısı değiştiricide ısı transfer hızı sıcak akışkanın soğuk akışkan giriş sıcaklığına kadar soğutulduğunda ya da soğuk akışkanın sıcak akışkan sıcaklığına kadar ısıtıldığında maksimum değerine ulaşır (Şekil 4.9). Ayrıca ısı kapasite değeri daha düşük olan akışkan daha büyük bir sıcaklık değişimine ve dolayısıyla maksimum sıcaklığa ilk önce ulaşır. Buna göre biri ısı değiştiricide oluşabilecek maksimum ısı transfer hızı denklem 4.83'te gösterilmektedir.

$$\dot{Q}_{\text{maks}} = C_{\text{min}} (T_{\text{sc},g} - T_{\text{so},g}) \quad (4.83)$$

Burada C_{\min} , C_{sc} ve C_{so} ısı kapasitelerinin içerisinde en küçük olanını temsil etmektedir. Sıcak ve soğuk akışkanların kütleli debileri, giriş ve çıkış sıcaklıkları bilirse ısı değiştiricinin etkinlik değeri denklem 4.84'teki ifade ile kolayca hesaplanır.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{gerçek}}}{\dot{Q}_{\text{maks}}} \quad (4.84)$$

Akışkanların çıkış sıcaklıkları belli olmasa bile ısı değiştirici etkinlik değeri ve maksimum ısı transfer hızı hesabı ile gerçek ısı transfer hızını bulmak denklem 4.85 ile oldukça kolay olacaktır.

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = \varepsilon \dot{Q}_{\text{maks}} = \varepsilon C_{\min} (T_{sc,g} - T_{so,g}) \quad (4.85)$$

Isı değiştiricilerin etkinlik parametresi farklı tip ısı değiştiriciler için farklılık arz etmektedir. Örnek olması açısından karşıt akışlı iç içe borulu bir ısı değiştiricide etkinlik değeri aşağıdaki işlemler ile türetilmiştir:

Karşıt akışlı bir ısı değiştiricide gerçekleşen ısı transfer hızı ve maksimum ısı transfer hızları daha önceden denklem 4.86'daki gibi tanımlanmıştır (Şekil 4.9).

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = C_{sc} (T_{sc,g} - T_{sc,\varphi}) = C_{so} (T_{so,\varphi} - T_{so,g}) \quad (4.86)$$

Burada $C_{sc} < C_{so}$ olduğu kabul edilirse denklem 4.87 ve 4.88'deki gibi olacaktır.

$$C_{\min} = C_{sc} \quad (4.87)$$

$$C_{\text{maks}} = C_{so} \quad (4.88)$$

O halde denklem 4.89'deki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = \frac{C_{\min}}{C_{\text{maks}}} = \frac{(T_{so,\varphi} - T_{so,g})}{(T_{sc,g} - T_{sc,\varphi})} \quad (4.89)$$

Şekil 4.8 ile verilen karşıt akışlı ısı değiştiricide gerçek ısı transfer hızı aynı zamanda Logaritmik Ortalama sıcaklık farkı cinsinden denklem 4.90'daki gibi de ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = UA \Delta T_{\text{lm}} = (UA) \frac{(T_{sc,\varphi} - T_{so,g}) - (T_{sc,g} - T_{so,\varphi})}{\ln \left(\frac{T_{sc,\varphi} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\varphi}} \right)} \quad (4.90)$$

Isı değiştiricide gerçek ısı transfer hızı sıcak ve soğuk akışkanlar arasında aynı olduğundan ($C_{sc} = C_{min}$), denklem 4.91'deki gibi olur.

$$C_{min}(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}) = (UA) \frac{(T_{sc,\zeta} - T_{so,g}) - (T_{sc,g} - T_{so,\zeta})}{\ln \left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \right)} \quad (4.91)$$

Denklemin sağ tarafındaki logaritmik parametre sol taraf alınır ve yalnız bırakılarak yeniden dzenlenirse ifade sırasıyla denklem 4.92, 4.93, 4.94 ve 4.95'deki gibi olur.

$$\ln \left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \right) = \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \left[\frac{T_{sc,\zeta} - T_{sc,g} + T_{so,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}} \right] \quad (4.92)$$

$$\ln \left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \right) = \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \frac{(-1) [(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}) - (T_{so,\zeta} - T_{so,g})]}{(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})} \quad (4.93)$$

$$\ln \left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \right) = - \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \left[1 - \frac{(T_{so,\zeta} - T_{so,g})}{(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})} \right] \quad (4.94)$$

$$\frac{(T_{so,\zeta} - T_{so,g})}{(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})} = \left(\frac{C_{min}}{C_{maks}} \right) \quad (4.95)$$

Denklem 4.95'teki gibi bilindiğinden denklem yeniden dzenlenerek denklem 4.96'daki hale dnüşür.

$$\ln \left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \right) = - \left(\frac{UA}{C_{min}} \right) \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{maks}} \right) \quad (4.96)$$

Bu ifadenin sol tarafı yeniden dzenlenir ve $T_{so,g}$ yi denklem 4.95'ten ekip denklem 4.96'da yerine yazarsak denklem 4.98 elde edilir.

$$T_{so,g} = T_{so,\zeta} - \frac{C_{sc}}{C_{so}} (T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}) \quad (4.97)$$

$$\left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \right) = \frac{(T_{sc,\zeta} - T_{so,\zeta}) - \frac{C_{sc}}{C_{so}} (T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \quad (4.98)$$

Denklemin pay kısmına $T_{sc,g}$ ilave edilip ıkarılarak (denklem 4.99 ve 4.100) yeniden dzenleme yapılır ifade denklem 4.101'deki şeklini alır.

$$\left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}\right) = \frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,\zeta} + T_{sc,g} - T_{sc,g} - \frac{C_{sc}}{C_{so}}(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \quad (4.99)$$

$$\left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}\right) = \frac{(T_{sc,g} - T_{so,\zeta}) - (T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})\left(1 + \frac{C_{sc}}{C_{so}}\right)}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}} \quad (4.100)$$

$$\left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}\right) = 1 - \left(1 + \frac{C_{sc}}{C_{so}}\right)\left(\frac{T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}\right) \quad (4.101)$$

Denklemin paydasında yer alan kısma $T_{so,g}$ hem ilave edip hem de çıkarma işlemi yapıldığında denklem 4.102'deki gibi bir sonuç elde edilecektir.

$$\left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}\right) = 1 - \left(1 + \frac{C_{sc}}{C_{so}}\right)\left(\frac{T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}}{T_{sc,g} - T_{so,g} - T_{so,\zeta} + T_{so,g}}\right) \quad (4.102)$$

Paydaki sıcaklık farkı terimleri paydanın altına alındığında (denklem 4.103) ifade yeni şekliyle denklem 4. 104'deki gibi verilir.

$$\left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}\right) = 1 - \frac{\left(1 + \frac{C_{sc}}{C_{so}}\right)}{\frac{T_{sc,g} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}} - \frac{T_{so,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}}} \quad (4.103)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{maks}} = \frac{C_{sc}(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})}{C_{min}(T_{sc,g} - T_{so,g})} \rightarrow \frac{T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}}{T_{sc,g} - T_{so,g}} = \varepsilon \frac{C_{min}}{C_{sc}} \quad (4.104)$$

Denklem 4.104 olduğundan ve daha önceden tanımlanmış olan $T_{so,g}$ terimleri denklem 4.105'te yerine yazılır.

$$\left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}\right) = 1 - \frac{\left(1 + \frac{C_{sc}}{C_{so}}\right)}{\frac{1}{\varepsilon \frac{C_{min}}{C_{sc}}} - \frac{T_{so,\zeta} - T_{so,g} + \frac{C_{sc}}{C_{so}}(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})}{T_{sc,g} - T_{sc,\zeta}}} \quad (4.105)$$

$\frac{C_{sc}}{C_{so}} = \frac{C_{min}}{C_{maks}}$ ve $\frac{C_{min}}{C_{sc}} = 1$ olduğu hatırlandığında denklem 4.106'deki gibi sonuç elde edilecektir.

$$\left(\frac{T_{sc,\zeta} - T_{so,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}\right) = 1 - \frac{\left(1 + \frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)}{\frac{1}{\varepsilon} - \left(\frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)} = \frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_{maks}}\right)} \quad (4.106)$$

Bu son ifade logaritmalı ifadenin içine alınırsa denklem 4.107'deki sonucu verir.

$$\ln\left(\frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_{\max}}}\right) = -\left(\frac{UA}{C_{\min}}\right)\left(1 - \frac{C_{\min}}{C_{\max}}\right) \quad (4.107)$$

Burada $\frac{UA}{C_{\min}} = NTU$ ve $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} = C_r$ yazılır ve denklemden ε çekilirse karşıt akışlı ısı değiştiricinin etkinliği denklem 4.108'deki bağıntı ile verilir.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{(1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)])} \quad (4.108)$$

Karşıt akışlı ısı değiştiricilerin NTU transfer birim sayısı ise denklem 4.109'daki gibi verilmektedir.

$$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right) \quad (4.109)$$

Çizelge 4.1 : Paralel-Karşıt-Çapraz akışlı ısı değiştiricilerine göre etkinlik-geçiş birimi sayısı arasındaki bağlantılar [22].

Isı Değiştirici Modeli	ε	N
Paralel akışlı ısı değiştirici	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 + C)]}{1 + C}$	$N = \frac{-\ln[1 - (1 + C)\varepsilon]}{1 + C}$
Karşıt akışlı ısı değiştirici	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-N(1 - C)]}{1 - C \exp[-N(1 - C)]}$	$N = \frac{1}{C - 1} \ln\left[\frac{\varepsilon - 1}{C\varepsilon - 1}\right]$
Karşıt akışlı ısı değiştirici (C=1)	$\varepsilon = \frac{N}{N + 1}$	$N = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$
Çapraz akışlı ısı değiştirici (iki akışkanın karışmadığı)	$\varepsilon = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NCn) - 1}{Cn}\right]$	-
Çapraz akışlı ısı değiştirici (iki akışkanın karıştığı)	$\varepsilon = \left[\frac{1}{1 - \exp(-N)} + \frac{C}{1 - \exp(-NC)} - \frac{1}{N}\right]^{-1}$	-
Çapraz akışlı ısı değiştirici (C_{\max} karışıyor, C_{\min} karışmıyor)	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[C(1 - \exp(-N))]}{C}$	$N = -\ln\left[1 + \frac{1}{C} \ln(1 - C\varepsilon)\right]$
Çapraz akışlı ısı değiştirici (C_{\max} karışmıyor, C_{\min} karışıyor)	$\varepsilon = 1 - \exp\left[-\left(\frac{1}{C}\right)(1 - \exp(-NC))\right]$	$N = -\frac{1}{C}[1 + C \ln(1 - \varepsilon)]$
Tüm ısı değiştiriciler (C=0)	$\varepsilon = 1 - \exp(-N)$	$N = -\ln(1 - \varepsilon)$

C_{\min} ısı kapasite değeri en düşük olan akışkana ($C = \dot{m}c$) ait olan bir değerdir ve her zaman 1 veya 1'den küçüktür. Bu değer 1'e eşit olduğu özel durumda ısı değiştirici dengeli olarak kabul edilir. Farklı tip ısı değiştiricilerinde ε ve NTU ifadeleri özet olarak Çizelge 4.1' de özetlenmiştir.

Sonuç olarak ısı değiştiriciye giren ve çıkan akışkanların sıcaklıkları belliye ya da basitçe hesaplanıyorsa ΔT_{lm} ortalama logaritmik sıcaklık farkı, diğer hususlarda ise ϵ - N ya da θ - P metotları kullanılanilir. Bu yöntemlerin karřılařtırılmalđ denklemleri izelge 4.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 : ϵ - NTU , ΔT_{lm} ve θ - P yöntemlerinin karřılařtırılmalđ denklemleri [22].

ϵ - NTU Yöntemi	ΔT_{lm} Yöntemi	θ - P Yöntemi
$Q = \epsilon C_{min}(T_{sc,g} - T_{so,g})$	$Q = UAF(\Delta T_{lm})_{ters}$	$Q = UA\theta(T_{sc,g} - T_{so,g})$
$\epsilon = \frac{C_2(T_{so,\zeta} - T_{so,g})}{C_{min}(T_{sc,g} - T_{so,g})}$	$(\Delta T_{lm})_{ters} = \frac{(T_{sc,g} - T_{sc,g}) - (T_{sc,g} - T_{so,\zeta})}{\ln \frac{T_{sc,g} - T_{sc,g}}{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}}$	$\theta = \frac{\Delta T_{lm}}{T_{sc,g} - T_{so,g}}$
$\epsilon = \frac{C_1(T_{sc,g} - T_{sc,\zeta})}{C_{min}(T_{sc,g} - T_{so,g})}$		$R = \frac{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}{T_{so,\zeta} - T_{so,g}}$
$C_1 = \dot{m}_1 c_{p1}$	$F = \frac{\Delta T_{lm}}{(\Delta T_{lm})_{ters}}$	$R = \frac{m_2 \dot{c}_{p2}}{\dot{m}_1 c_{p1}} = \frac{C_2}{C_1}$
$C_2 = \dot{m}_2 c_{p2}$	$R = \frac{T_{sc,g} - T_{so,\zeta}}{T_{sc,\zeta} - T_{sc,g}} = \frac{m_2 \dot{c}_{p2}}{\dot{m}_1 c_{p1}} = \frac{C_2}{C_1}$	$P = \frac{T_{sc,\zeta} - T_{sc,g}}{T_{so,g} - T_{so,g}}$
$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$	$P = \frac{T_{sc,\zeta} - T_{sc,g}}{T_{so,g} - T_{sc,g}} = \frac{m_2 \dot{c}_{p2}(T_{sc,\zeta} - T_{sc,g})}{m_2 \dot{c}_{p2}(T_{so,g} - T_{sc,g})}$	$P = \frac{m_2 \dot{c}_{p2}(T_{so,\zeta} - T_{so,g})}{m_2 \dot{c}_{p2}(T_{sc,\zeta} - T_{so,g})}$
		$NTU_2 = \frac{UA}{C_2}$

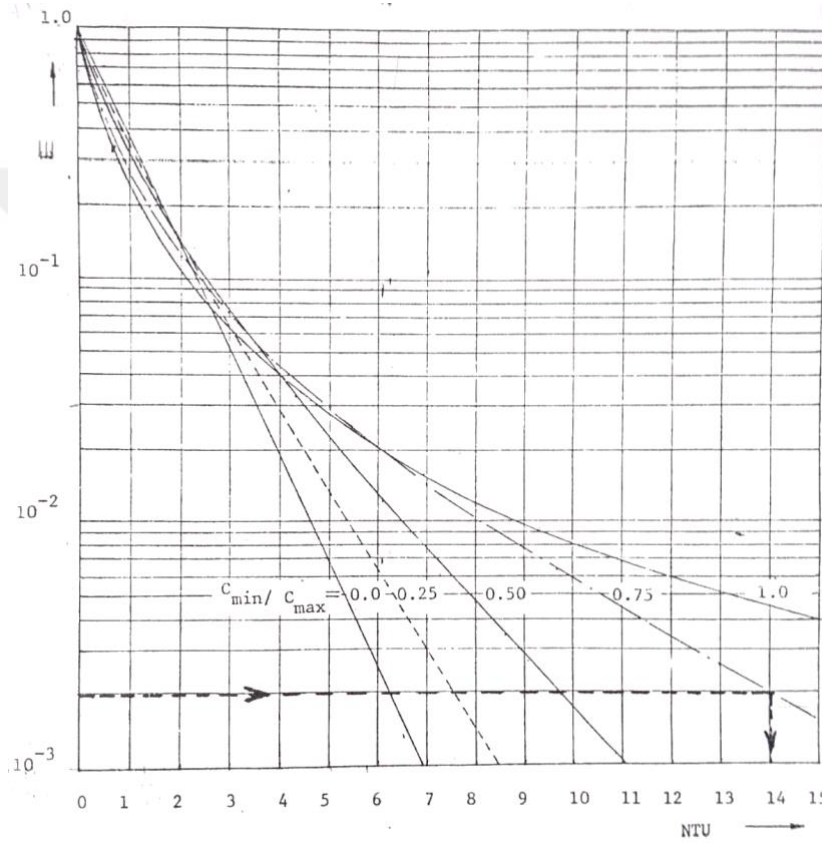
Benzer işlemler paralel akışlı ısı değiştirici için de yapılabilir. Buna göre paralel akışlı i içe borulu bir ısı değiştiricinin etkinlik değeri (ϵ) ve transfer birim sayısı (NTU) denklemleri aşağıda denklem 4.110 ve 4.111’de verildiği gibi elde edilir.

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r} \quad (4.110)$$

$$NTU = \frac{-\ln[1 - (1 + C_r)\epsilon]}{1 + C_r} \quad (4.111)$$

Isı değiştiricileri için farklı C_r değerlerine karşılık gelen $\epsilon - NTU$ tabloları veya grafikleri mevcuttur. Bu tablo ya da grafikler yapılan yatırım maliyetleri hakkında fikir vermektedirler. Bunun için termodinamik olarak ısı değiştiricilerin yüzey alan hesaplarında yukarıda tanımlanmış olan etkinlik değerinin NTU ’ ya göre türevinin alınarak sđfıra eşitlenmesi gerekmektedir.

Enerji geri dönüşümlerinden amaç ekonomik açıdan ekonomik ve çevresel kirlilik açısından kazanım sağlamaktır. Bundan dolayı ısı değiştiricisi tasarımında en önemli konu ısı değiştiricilerinin ekonomik yüzey alanlarının hesaplanması gerekmektedir. Bu maksatla önceki bölümde elde edilen termodinamik bağıntılardan faydalanmak mümkündür. Termodinamik bakımdan değerlendirme yapabilmek için ısı değiştirici tipine bağlı olarak verilen etkinlik değerinin, NTU' ya göre türevinin alınması gerekmektedir. Böylece etkinlik değerinin optimizasyonu ile optimum yüzey alanını bulmak hem nümerik hem de grafiksel olarak kolay olacaktır (Şekil 4.10).



Şekil 4.10 : Isı değiştiricilerin alan hesapları için boyutsuz grafik yöntemi.

Karşıt akışlı ısı değiştirici için bu denklem, denklem 4.112'de verilmiştir.

$$\frac{d\varepsilon}{dNTU} = (1 + C_r)^2 \frac{\exp[-NTU(1 - C_r)]}{\{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]\}^2} \quad (4.112)$$

Özel biri durum olarak $C_r=1$ olması halinde $\left(\frac{C_{min}}{C_{maks}} = 1\right)$ belirsizlik durumu olacaktır.

Böyle bir durumda çözüm denklem 4.113'teki şekilde verilmektedir.

$$\frac{d\varepsilon}{dNTU} = \left(\frac{1}{1 + NTU}\right)^2 \quad (4.113)$$

Ekonomik yüzey alanı hesabı için, ısı değiştirici yatırım maliyeti, ısı değiştiricilerden sağlanan enerji tasarrufunun toplam maliyeti, net kazanç gibi parametrelerin hesaplanması gerekmektedir. Elde edilen maliyetler denklemleri, yatırım geri dönüşüm faktörü (CRF) ile seviyelendirilmiş maliyet fonksiyonu şekline getirilmelidir. Bunun için öncelikle ısı değiştiricisi yatırım maliyetinin hesaplanması gerekmektedir. Isı değiştiricisi yatırım maliyeti denklem 4.114'te verilmektedir.

$$C_I = c_s \cdot A_{\text{hex}} \text{CRF} \quad (4.114)$$

Burada, c_s ısı değiştiricisinin birim yüzey alanı başına maliyeti (TL/m²), A_{hex} ısı değiştiricisinin toplam yüzey alanını (m²), i yıllık faiz oranını (%) ve n ısı değiştiricisinin servis ömrünü işaret etmektedir. CRF parasal geri dönüşüm faktörüdür ve maliyetlerin yıllık değerini bileşik faiz (i) ve servis ömrü (n) cinsinden hesaplanmasında kullanılır. Buna göre, denklem 4.115'teki gibi hesaplanır.

$$\text{CRF} = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (4.115)$$

Bu denklemde yüzey alanını NTU cinsinden yazmak için denklem 4.116'daki gibi bir dönüşüm yapılabilir böylece yatırım masrafı denklemi NTU'ya bağlı olarak ifade edilebilir.

$$C_I = c_s \left(\frac{\text{NTU} \cdot C_{\text{min}}}{k} \right) \text{CRF} \quad (4.116)$$

Bir ısı değiştiricisinden sağlanan yıllık enerji tasarrufunun parasal değeri (Monetary Saving, CMS), denklem 4.117'de gösterilmiştir.

$$C_{\text{MS}} = \frac{\varepsilon C_{\text{min}} (T_{\text{sc,g}} - T_{\text{so,g}}) \cdot H \cdot F}{\text{LHV} \cdot \eta} (1 + C_r)^2 \quad (4.117)$$

Burada, CMS ısı değiştiricisinden sağlanan yıllık parasal tasarruftur ve \$/yıl birimi şeklinde gösterilmektedir. H ısı değiştiricisinin yıllık çalışma süresini (saat/yıl), F yakıtın birim fiyatını (\$/kg), LHV yakıtın alt ısıl değerini (kJ/kg), η ısı enerjisinin dönüşüm yüzdesini (%) temsil etmektedir. Bir ısı değiştiriciden servis ömrü boyunca yapılan toplam parasal tasarruf hesabında para dönüşüm faktörü (CRF) parametresi ile denklem 4.118'deki gibi hesaplanır.

$$TC_{MS} = \left[\frac{\varepsilon C_{\min} (T_{sc,g} - T_{so,g}) \cdot H \cdot F}{LHV \cdot \eta} (1 + C_r)^2 \right] \cdot CRF \quad (4.118)$$

Burada, TC_{MS} ısı değiştiricisinin servis ömrü boyunca olan toplam parasal tasarruf değerini (\$), i bileşik faiz oranını (%), n ısı değiştiricisinin toplam servis ömrünü (yıl) olarak göstermektedir. Etkinlik'in NTU ya göre olan türev ifadesi E ile gösterilecek olursa, bir ısı değiştiricisinin optimum yüzey alanı için denklem 4.119'daki adımları izlemek çözüm için yeterli olacaktır.

$$\frac{d\varepsilon}{dNTU} = E \rightarrow E = \left[\frac{c_s \cdot LHV \cdot \eta}{U \cdot (T_{sc,g} - T_{so,g}) \cdot H \cdot F \cdot 3600} \right] CRF \quad (4.119)$$

E değeri ile C_r değerini Şekil 4.11'deki grafikte kesiştirerek NTU değeri okunur. Sonrasında NTU değeri denklem 4.120'de yerine yazılarak termodinamik olarak ısı değiştiricisi ekonomik yüzey alanı bulunur.

$$A_{\text{hex}} (\text{m}^2) = \frac{C_{\min} NTU}{U} \quad (4.120)$$

4.2.4 P₁-P₂ yöntemi

Isı değiştiricilerinin etkinliğini artırmak ve işletme maliyetlerini azaltmak tasarımlarının önemli bir konusudur. Isı değiştiricilerinin ekonomik açıdan değerlendirilmesinde, belirli uygulamaların ekonomik analizi için P₁-P₂ yönteminin, sadece güneş sistemleri için değil, aynı zamanda diğer termal sistemler için de hızlı, kullanışlı ve son derece faydalı olduğu belirtilmektedir [32, 33]. Literatürde M.S. Söylemez, atık ısı geri dönüşümleri için kullanılan ısı değiştiricilerinin optimum boyutlandırılması için ε -NTU ve P₁-P₂ yöntemlerini birlikte kullanarak denklemler geliştirmiştir [34].

Temel olarak P₁-P₂ yöntemi ısı değiştiricilerinin ısı ekonomik açıdan değerlendirilmesinde kullanılan etkili bir metodudur. Metot, toplam net kazanç tanımından ibaret olup iki bileşenden oluşmaktadır. İlk bileşen tasarruf edilen toplam enerji maliyetini, ikinci bileşen ise ısı değiştiricisi yüzey alanına bağlı olarak tanımlanan ilk yatırım maliyetidir. Bu şekilde yapılan tanımlamaya göre bir ısı değiştiricisinde tasarruf edilen toplam enerji maliyeti denklem 4.121 ile verilir.

$$TPT(\$) = P_1 C_E Q \quad (4.121)$$

Burada P_1 ekonomik çarpan faktörü, CE birim enerji maliyeti (\$/J), Q ısı değiştiricisinde akışkanlar arasında transfer edilen gerçek ısı enerjisi miktarıdır (J).

Bununla birlikte ısı değiştiricilerinin toplam yatırım maliyeti ise denklem 4.122'deki gibi tanımlanmıştır.

$$TYM(\$) = P_2 C_A A \quad (4.122)$$

Burada P_2 ekonomik çarpan faktörü, C_A ısı değiştiricisinin birim yüzey alanı maliyeti (\$/m²), A ısı değiştiricisi yüzey alanı (m²)'dir. Her iki denklemde yer P_1 ve P_2 ekonomik çarpan faktörleridir ve denklem 4.123, 4.124 ve 4.125'teki gibi hesaplanmaktadır.

Eğer $i \neq d$ ise:

$$P_1 = \left(\frac{1}{i-d} \right) \left[1 - \left(\frac{1+d}{1+i} \right)^N \right] \quad (4.123)$$

Eğer $i = d$ ise:

$$P_1 = \left(\frac{N}{1+d} \right) \quad (4.124)$$

$$P_2 = 1 + (P_1 OM) - R_v (1+i)^{-N} \quad (4.125)$$

Burada, i yıllık faiz oranı, d enerji maliyet oranı, OM yıllık bakım-onarım ve işletim maliyet oranı, R_v geri satış değerinin ilk maliyete oranı ve N ısı değiştiricilerinin servis ömrüdür. Toplam net kazanç ise denklem 4.126'daki gibi belirlenir.

$$TNK(\$) = TPT - TYM \quad (4.126)$$

Isı değiştiricisi yatırımlarında ekonomik çözümleme için toplam net kazancı en büyük yapacak etkinlik değerini ya da yüzey alanı değerini hesaplamaktır.

Bu tezde, absorpsiyonlu soğutma sisteminde yer alan ısı değiştiricilerinin ısı ekonomik açıdan optimum yüzey alanının belirlenmesinde için, P_1 - P_2 yöntemi ve ϵ -NTU yöntemi birlikte dikkate alınarak bir değerlendirme yapılmıştır.

4.2.4.1 Karşıt akışlı ısı değiştiricilerinin optimum yüzey alan hesabı

Atık ısı enerjisi geri dönüşümü için kullanılan ısı değiştiricilerinden sağlanan toplam net kazanç için tanımlanan denklem açık olarak denklem 4.127'deki gibidir.

$$TNK(\$) = P_1 C_E Q - P_2 C_A A \quad (4.127)$$

Isı değiştiricilerinde akışkanlar arasında transfer edilen gerçek ısı enerjisi miktarı, etkinlik değeri cinsinden denklem 4.128'deki gibi tanımlanmaktadır.

$$Q = \varepsilon Q_{\max} \quad (4.128)$$

İki akışkan arasında gerçekleştirilebilecek maksimum ısı enerjisi miktarı ise denklem 4.129'da ifade edilmektedir.

$$Q_{\max} = C_{\min} \Delta T_{\max} \quad (4.129)$$

Denklem 4.129'da C_{\min} akışkan çiftlerinin içerisinde ısıl kapasitesi ($\dot{m} \cdot c_p$)_{min} en düşük olanı işaret etmektedir. ΔT_{\max} , akışkan çiftlerinden giriş ve çıkış sıcaklık farkı en büyük olanıdır. Isı değiştiricilerinin yüzey alanları A , $\left(\frac{C_{\min}}{U} NTU\right)$ olarak düşünöldüğünde toplam net kazanç ifadesi ε ve NTU ya bağlı olarak denklem 4.130'daki gibi ifade edilebilmektedir.

$$TNK = P_1 C_E \varepsilon (C_{\min} \Delta T_{\max} \Delta H) - P_2 C_A \left(\frac{C_{\min}}{U} NTU\right) \quad (4.130)$$

Denklem 4.130'de ΔH ısı değiştiricisinin saniye cinsinden yıllık çalışma süresidir (san/yıl). Isı değiştiricisinin matematiksel olarak optimum yüzey alanının ifade etmek için toplam net kazanç fonksiyonunun NTU birim transfer sayısına göre denklem 4.131'deki gibi kısmî türevi alınır ve sifıra eşitlenir.

$$\frac{\partial TNK}{\partial NTU} = (P_1 C_E C_{\min} \Delta T_{\max} \Delta H) \frac{\partial \varepsilon}{\partial NTU} - \frac{P_2 C_A C_{\min}}{U} = 0 \quad (4.131)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial NTU} = \frac{P_2 C_A C_{\min}}{U (P_1 C_E C_{\min} \Delta T_{\max} \Delta H)} \quad (4.132)$$

Denklem 4.132 ile $(\varepsilon - NTU)$ yönteminden elde edilen $\left(\frac{d\varepsilon}{dNTU}\right)$ ifadesi eşleştirilip karşıt akışlı ısı değiştiricisi için özöldüğünde optimum NTU değeri elde edilir ve buna göre optimum yüzey alanı da tanımlanmış olur. Buna göre denklem 4.133 elde edilir.

$$\frac{P_2 C_A}{U (P_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H) (1 + C_r)^2} = \frac{\exp[-NTU(1 - C_r)]}{\{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]\}^2} \quad (4.133)$$

Denklem 4.133'ün NTU'ya göre çözümü için ufak bir düzenlemeden sonra her iki tarafın ln'i alınırsa denklem 4.134 elde edilir.

$$\ln \left[\frac{\exp[-NTU(1 - C_r)]}{\{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]\}^2} \right] = \ln \left[\frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{maks} \Delta H)(1 + C_r)^2} \right] \quad (4.134)$$

İfadenin sol tarafının yani denklem 4.135'in ln'i denklem 4.136, 4.137 ve 4.138'deki gibi hesaplanır.

$$\ln \left[\frac{\exp[-NTU(1 - C_r)]}{\{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]\}^2} \right] \quad (4.135)$$

$$\ln \left\{ \exp[-NTU(1 - C_r)] - [1 - C_r \exp(-NTU(1 - C_r))]^2 \right\} \quad (4.136)$$

$$-NTU(1 - C_r) - 2C_r NTU(1 - C_r) \quad (4.137)$$

$$-NTU(1 - C_r)(1 + 2C_r) \quad (4.138)$$

Bu sonuç ana denklemin sağ tarafında yer alan ifadeyle beraber çözümlendiğinde denklem 4.139 yazılır ve NTU yalnız bırakıldığında denklem 4.140 elde edilir.

$$-NTU(1 - C_r)(1 + 2C_r) = \ln \left(\frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{maks} \Delta H)(1 + C_r)^2} \right) \quad (4.139)$$

$$-NTU = \left[\frac{1}{(1 - C_r)(1 + 2C_r)} \right] \ln \left(\frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{maks} \Delta H)(1 + C_r)^2} \right) \quad (4.140)$$

$NTU = \left(\frac{UA}{C_{min}} \right)$ olduğu dikkatte alındığı zaman denklem 4.141 elde edilir.

$$A_{opt} = - \left[\frac{C_{min}}{U(1 - C_r)(1 + 2C_r)} \right] \ln \left[\frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{maks} \Delta H)(1 + C_r)^2} \right] \quad (4.141)$$

En genel halde karşıt akışlı ısı değıştiricisi için optimum yüzey alanı denklemini elde edilir.

4.2.4.2 Paralel akışlı ısı değıştiricilerin optimum yüzey alan hesabı

Paralel akışlı ısı değıştiricileri için en genel haldeki optimum yüzey alanını veren denklem karşıt akışlı ısı değıştiricilerinde izlenen yola benzer bir şekilde hesaplamalar yapılır. Buna göre net kazanç ifadesi denklem 4.142'deki şekilde tanımlandığında, net kazancı maksimum yapacak olan NTU parametresi için türev alınır.

$$TNK = P_1 C_E \varepsilon (C_{min} \Delta T_{maks} \Delta H) - P_2 C_A \left(\frac{C_{min} NTU}{U} \right) \quad (4.142)$$

Denklem 4.142'nin denklem 4.143'te NTU 'ya göre diferansiyeli alınır ve sıfıra eşitlenirse denklem 4.144 elde edilir.

$$\frac{\partial \text{TNK}}{\partial \text{NTU}} = (P_1 C_E C_{\min} \Delta T_{\text{maks}} \Delta H) \frac{\partial \varepsilon}{\partial \text{NTU}} - \frac{P_2 C_A C_{\min}}{U} = 0 \quad (4.143)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial \text{NTU}} = \frac{P_2 C_A C_{\min}}{U(P_1 C_E C_{\min} \Delta T_{\text{maks}} \Delta H)} \quad (4.144)$$

Paralel akışlı ısı değıştiricilerinde etkinlik değeri denklem 4.145'teki gibi tanımlanmıştı.

$$\varepsilon = 1 - \frac{\exp[-\text{NTU}(1 - C_r)]}{(1 + C_r)} \quad (4.145)$$

Etkinlik değerin NTU'ya göre diferansiyeli alınırsa denklem 4.146'daki sonucuna ulaşılır.

$$\frac{d\varepsilon}{d\text{NTU}} = \frac{(1 - C_r)}{(1 + C_r)} \exp[-\text{NTU}(1 - C_r)] \quad (4.146)$$

Denklem 4.84 ve Denklem 4.86 eşitliğinden denklem 4.147'deki gibi bir ifade yazılır.

$$\frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{\text{maks}} \Delta H)} = \frac{(1 - C_r)}{(1 + C_r)} \exp[-\text{NTU}(1 - C_r)] \quad (4.147)$$

Denklemin NTU'ya göre çözümü için ufak bir düzenlemeden sonra her iki tarafın ln'i alınır ve denklem 4.148, 4.149 ve 4.150'deki işlemler yapıldığında denklem 4.151'deki paralel akışlı ısı değıştiricileri için en genel halde optimum yüzey alan ifadesi elde edilmiş olur.

$$\ln[\exp[-\text{NTU}(1 - C_r)]] = \ln \left[\frac{(1 + C_r)}{(1 - C_r)} \frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{\text{maks}} \Delta H)} \right] \quad (4.148)$$

$$-\text{NTU}(1 - C_r) = \ln \left[\frac{(1 + C_r)}{(1 - C_r)} \frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{\text{maks}} \Delta H)} \right] \quad (4.149)$$

$$-\text{NTU} = \frac{1}{(1 - C_r)} \ln \left[\frac{(1 + C_r)}{(1 - C_r)} \frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{\text{maks}} \Delta H)} \right] \quad (4.150)$$

$$A_{\text{opt}} = - \left[\frac{C_{\min}}{(1 - C_r)U} \right] \ln \left[\frac{(1 + C_r)}{(1 - C_r)} \frac{P_2 C_A}{(U P_1 C_E \Delta T_{\text{maks}} \Delta H)} \right] \quad (4.151)$$

4.2.4.3 Karşıt ve paralel akışlı ısı değiştiricileri için özel çözümler

Her iki ısı değiştirici tipi için tanımlanan en genel optimum yüzey alan ifadeleri bazı özel durumlar için yeniden aşağıdaki şekilde çözümlenmektedir.

$C_r=1$ olduğunda karşıt akışlı ısı değiştiriciler için sırasıyla aşağıdaki çözümler yapılmaktadır. Karşıt akışlı ısı değiştiricilerinde etkinlik değeri (ϵ) denklem 4.152'de verilmiş olup denklem 4.153'te NTU'ya göre türevi alınmıştır.

$$\epsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (4.152)$$

$$\frac{d\epsilon}{dNTU} = \frac{[(1)(1 + NTU) - (1)(NTU)]}{[1 + NTU]^2} = \frac{1}{[1 + NTU]^2} \quad (4.153)$$

Aynı zamanda $\frac{d\epsilon}{dNTU}$, denklem 4.154'e eşit olduğundan denklem 4.155 elde edilir.

$$\frac{d\epsilon}{dNTU} = \frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{max} \Delta H} \quad (4.154)$$

$$\frac{1}{[1 + NTU]^2} = \frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{max} \Delta H} \quad (4.155)$$

Denklem 4.155, denklem 4.156'daki gibi yeniden düzenlenir ve NTU' ya göre çözümlenirse denklem 4.157 elde edilir.

$$[1 + NTU]^2 = \frac{UP_1 C_E \Delta T_{max} \Delta H}{P_2 C_A} \quad (4.156)$$

$$NTU = 1 - \sqrt{\frac{UP_1 C_E \Delta T_{max} \Delta H}{P_2 C_A}} \quad (4.157)$$

Buradan da $NTU=(UA/C_{min})$ olduğundan, $C_r=1$ için optimum yüzey alanı ifadesi denklem 4.158 türetilmiş olur.

$$A_{opt(C_r=1)} = \left(\frac{C_{min}}{U}\right) \left[1 - \sqrt{\frac{UP_1 C_E \Delta T_{max} \Delta H}{P_2 C_A}}\right] \quad (4.158)$$

$C_r=1$ olduğunda paralel akışlı ısı değiştiriciler için sırasıyla aşağıdaki çözümler yapılmaktadır. Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde etkinlik değeri (ϵ) denklem 4.159'da verilmiş olup denklem 4.160'ta NTU'ya göre türevi alınmıştır.

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r} \quad (4.159)$$

$$\frac{d\varepsilon}{dNTU} = \left(\frac{1 - C_r}{1 - C_r} \right) \exp[-(1 - C_r)NTU] = \exp[-(1 - C_r)NTU] \quad (4.160)$$

Aynı zamanda $\frac{d\varepsilon}{dNTU}$, denklem 4.161'e eşit olduğundan denklem 4.162 eşitliğini yazmak mümkündür.

$$\frac{d\varepsilon}{dNTU} = \frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \quad (4.161)$$

$$\exp[-NTU(1 - C_r)] = \frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \quad (4.162)$$

Denklem 4.162'nin her iki tarafının ln'i alınıp denklem 4.163 elde edilir. Denklem 4.164'te NTU için çözüldüğünde $C_r=1$ olduğunda paralel akışlı ısı değiştiricilerin en genel optimum yüzey alanı denklem 4.165'teki gibi ifade edilmektedir.

$$\ln(\exp[-NTU(1 - C_r)]) = \ln \left[\frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \right] \quad (4.163)$$

$$-NTU = \left(\frac{1}{1 - C_r} \right) \ln \left[\frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \right] \quad (4.164)$$

$$A_{\text{opt}(C_r=1)} = - \left[\frac{C_{\min}}{U(1 - C_r)} \right] \ln \left[\frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \right] \quad (4.165)$$

$C_r = 0$ olduğunda hem karşıt akışlı ısı değiştiriciler için hem de paralel akışlı ısı değiştiricileri için tek bir çözüm vardır. Her iki tip ısı değiştiricileri için etkinlik değeri denklem 4.166'da verilmiştir.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (4.166)$$

Denklem 4.166'nın NTU'ya göre diferansiyeli alınırsa denklem 4.107'deki ifade türetilir.

$$\frac{d\varepsilon}{dNTU} = \exp(-NTU) \quad (4.167)$$

Aynı zamanda $\left(\frac{d\varepsilon}{dNTU} \right)$, denklem 4.168'e eşit olduğundan denklem 4.169'daki eşitliği yazmak mümkündür.

$$\frac{d\varepsilon}{dNTU} = \frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \quad (4.168)$$

$$\exp[-NTU] = \frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \quad (4.169)$$

Denklem 4.169'un her iki tarafının ln'i alındığında denklem 4.170 elde edilir. Denklem 4.171 NTU için çözüldüğünde, $C_r = 0$ olduğunda hem karşıt akışlı ısı değiştiriciler için hem de paralel akışlı ısı değiştiricilerinin en genel optimum yüzey alanı denklem 4.172'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\ln(\exp[-NTU]) = \ln \left[\frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \right] \quad (4.170)$$

$$-NTU = \ln \left[\frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \right] \quad (4.171)$$

$$A_{\text{opt}(C_r=0)} = - \left(\frac{C_{\min}}{U} \right) \ln \left[\frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \right] \quad (4.172)$$

Tüm bu sonuçların daha net görülebilmesi için aşağıdaki Çizelge 4.3 düzenlenmiştir.

Çizelge 4.3 : Isı değiştiricilerinin optimum yüzey alan (A_{opt}) ifadeleri.

A_{opt}	Karşıt Akışlı Isı Değiştiriciler	Paralel Akışlı Isı Değiştiriciler
$0 < C_r < 1$	$-\left[\frac{C_{\min}}{U(1-C_r)(1+2C_r)} \right] \ln \left[\frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H)(1+C_r)^2} \right]$	$-\left[\frac{C_{\min}}{(1-C_r)U} \right] \ln \left[\left(\frac{1+C_r}{1-C_r} \right) \frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H)} \right]$
$C_r=1$	$\left(\frac{C_{\min}}{U} \right) \left[1 - \sqrt{\frac{U(P_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H)}{P_2 C_A}} \right]$	$-\left[\frac{C_{\min}}{U(1-C_r)} \right] \ln \left(\frac{P_2 C_A}{U(P_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H)} \right)$
$C_r=0$	$-\left(\frac{C_{\min}}{U} \right) \ln \left[\frac{P_2 C_A}{UP_1 C_E \Delta T_{\max} \Delta H} \right]$	



5. SONUÇLAR

Isıl ekonomik analiz yapabilmek için, öncelikle termodinamik analiz ile çalışma parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu sebeple bu bölümde önce termodinamik açıdan daha sonrasında da ısıl ekonomik açıdan değerlendirme yapılmıştır.

5.1 Termodinamik Açıdan Değerlendirme

EES programında yapılan kodlamalar sayesinde elde edilen Şekil 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6 ve 5.7'deki grafikleri yorumlayabilmek için daha önceki bölümlerde de anlatılan ϵ , NTU ve C_r ifadeleri hakkında şunların bilinmesi gerekir.

ϵ ve NTU, ısı değiştiricilerin performansını ifade etmek için kullanılan önemli parametrelerdir. Bu terimler arasındaki ilişki ϵ -NTU metodu çerçevesinde ifade edilir. Etkinlik, bir ısı değiştiricinin gerçekleştirdiği ısı transferinin, ideal durumda mümkün olan maksimum ısı transferine olan oranını gösterir. Etkinlik, 0 ile 1 arasında bir değer alır. 0'a yaklaşan değerler, ısı transferinin zayıf olduğunu, 1'e yaklaşan değerler ise ideal duruma yaklaşıldığını gösterir.

NTU, bir ısı değiştiricinin boyutlandırılmasında ve performansının değerlendirilmesinde kullanılan bir parametredir. NTU, ısı değiştiricinin termal etkinliğini gösterir. NTU'nun büyüklüğü, ısı transfer yüzey alanının ne kadar etkili olduğunu belirtir. NTU'nun büyük olması, ısı değiştiricinin daha etkili olduğunu gösterir. Başka bir deyişle NTU, ne kadar büyükse ısı değiştirici de o kadar büyük olur.

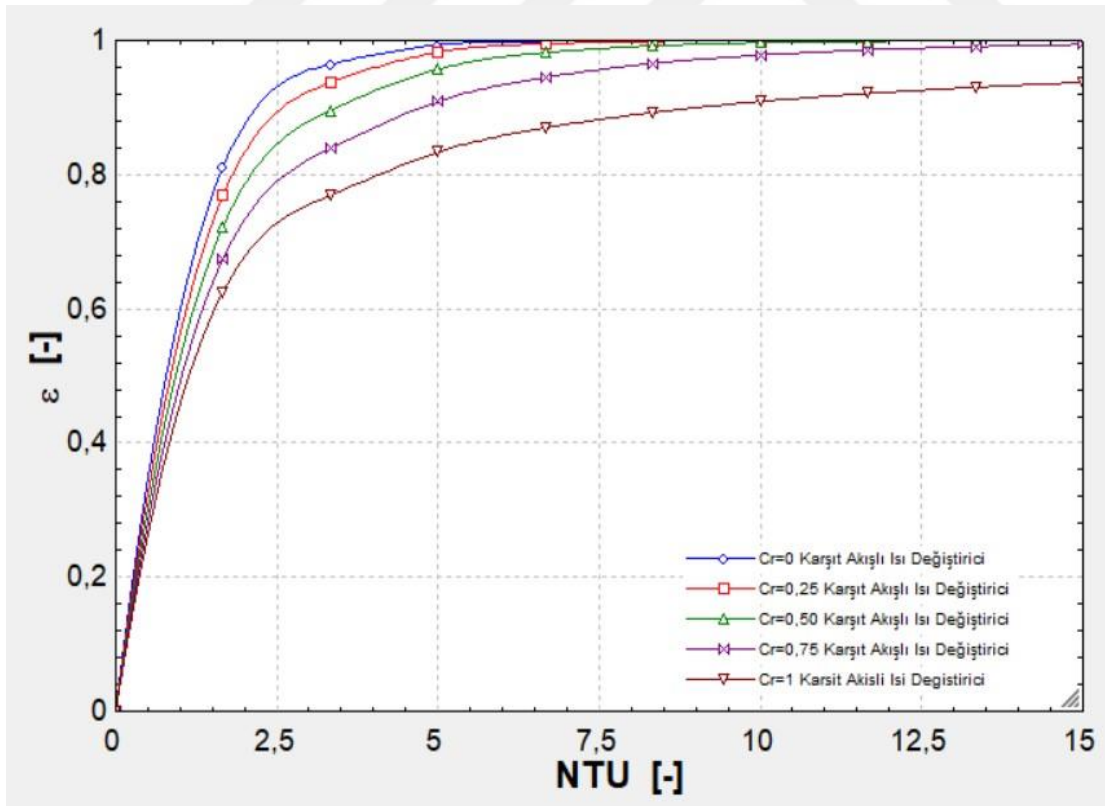
C_r , capacity ratio olarak adlandırılan bir terimdir ve C_{\min}/C_{\max} şeklinde ifade edilir. C_{\min} ve C_{\max} , sırasıyla, ısı değiştiricideki iki akışkanın da en küçük ve en büyük ısı kapasite oranlarını temsil eder. C_r , ısı değiştiricinin performansını etkileyen önemli bir faktördür. C_r değeri ne kadar yüksek olursa, ısı değiştiricisinin etkinliği o kadar düşük olur.

EES programı yardımıyla elde edilen Şekil 5.1 ve 5.2'deki grafikler incelendiğinde etkinlik değeri ϵ , NTU değeri 1.667'ye kadar çok hızlı şekilde yükselmektedir. Ancak

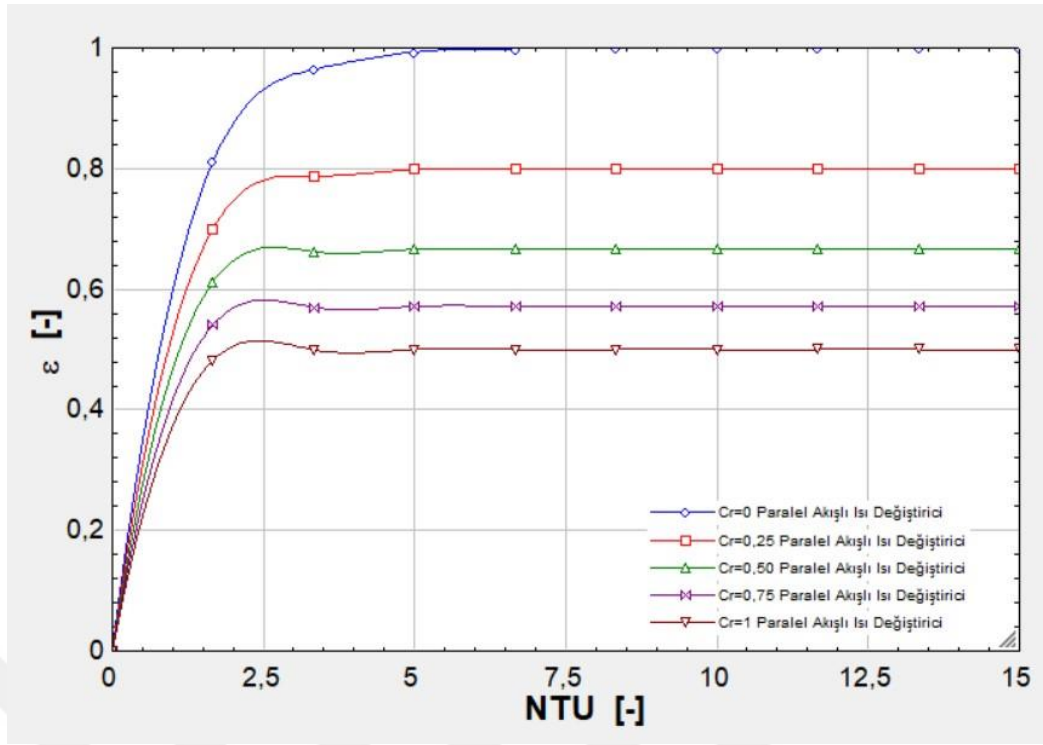
daha büyük NTU değerleri için etkinlik değeri artışı önemli ölçüde yavaşlar. Sonuç olarak, Şekil 1 ve 2’de de görüldüğü üzere karşıt veya paralel akışlı ısı değiştirici olması fark etmeksizin NTU değeri 3.33’ten sonra NTU ne kadar büyük olursa olsun etkinlik değerinde gözle görülebilir bir artış olmayacağından ve NTU’su çok büyük ısı değiştirici tercih etmek demek büyük boyutlara sahip ısı değiştirici tercih etmek demek olduğundan ekonomik açıdan NTU’su çok büyük ısı değiştirici seçmek mantıklı olmayacaktır.

Şekil 5.1 ve 5.2’deki paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricinin C_r değerlerine göre ε -NTU grafikleri kıyaslandığında belirli bir kapasite oranına (C_r) ve NTU’ya sahip ısı değiştiricileri arasında ters akışlı ısı değiştirici en yüksek etkinlik değerine sahipken paralel akışlı ısı değiştirici daha düşük etkinlik değerlerine sahiptir.

Şekil 5.1 ve 5.2’deki grafiklerde de görüldüğü üzere kapasite oranının (C_r) değeri 0 ile 1 arasında değişmektedir. Hem paralel akışlı ısı değiştiricide hem de ters akışlı ısı değiştiricide herhangi bir NTU değeri için $C_r=0$ olduğunda etkinlik değeri en yüksek noktaya ulaşmaktadır, $C_r=1$ olduğunda ise etkinlik değeri en düşük noktaya ulaşmaktadır.

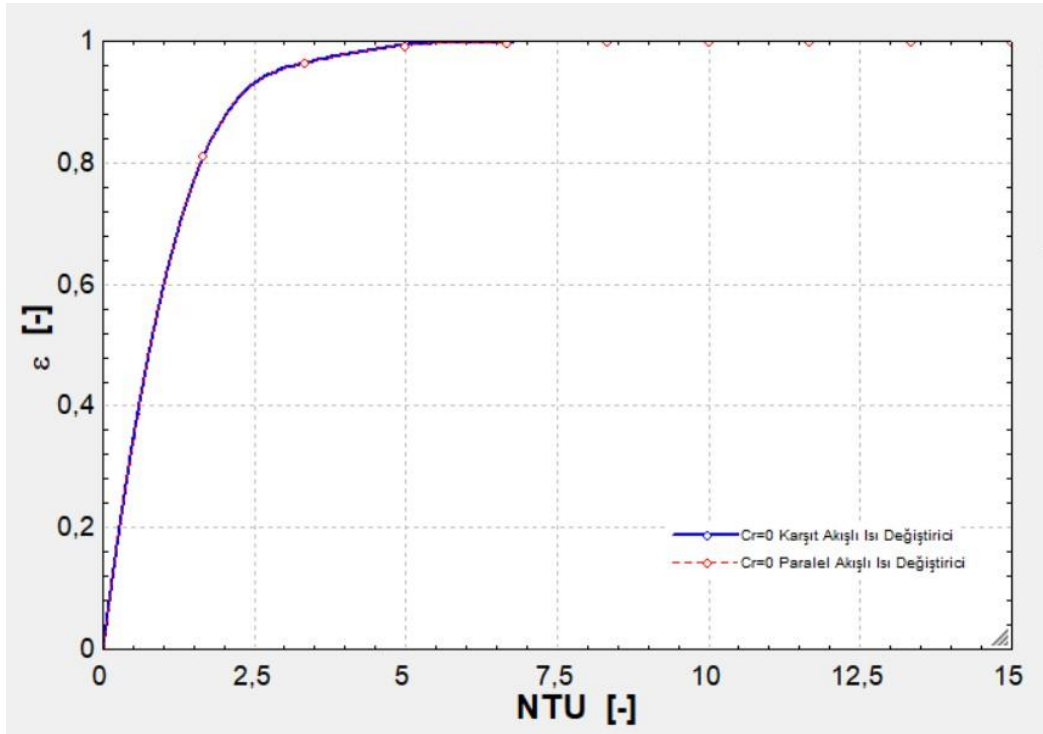


Şekil 5.1 : Karşıt akışlı ısı değiştiricinin C_r değerlerine göre ε -NTU grafiği.



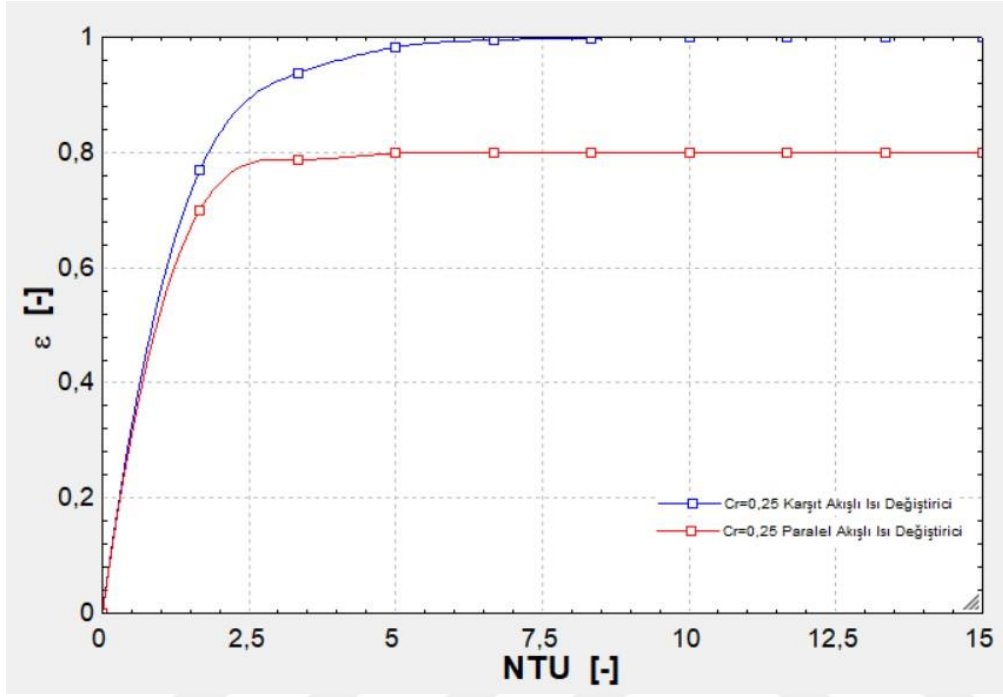
Şekil 5.2 : Paralel akışlı ısı değiştiricinin C_r değerlerine göre ϵ -NTU grafiği.

$C_r=0$ olduğu durumda paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ϵ -NTU grafiği Şekil 5.3'te gösterilmektedir. Grafikten de görüldüğü üzere etkinlik değeri, NTU 1.66 değerine ulaşıncaya kadar hızlı bir şekilde artmaktadır ve daha sonrasında yavaş bir şekilde artış göstermektedir.

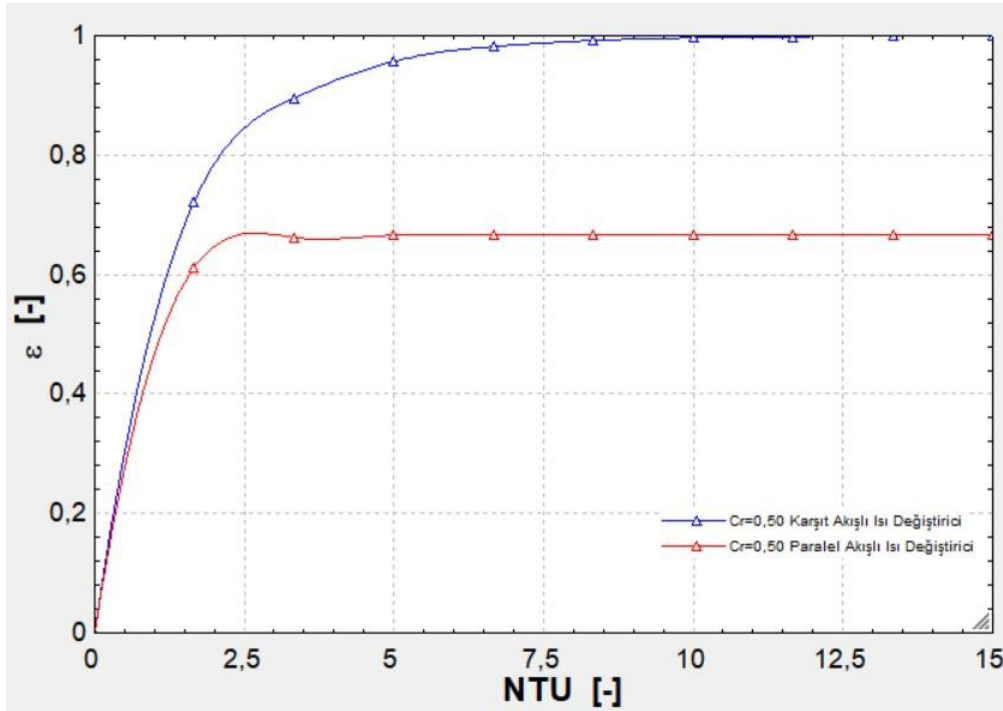


Şekil 5.3 : $C_r=0$ için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ϵ -NTU grafiği.

Şekil 5.4'teki elde edilen grafikte de görüldüğü üzere $C_r=0.25$ olduğunda, karşıt akışlı ısı değiştirici paralel akışlı ısı değiştiricisine göre daha verimlidir. Bu, karşıt akışlı ısı değiştiricilerinin daha düşük NTU değerlerinde daha yüksek epsilon değerlerine sahip olmasından kaynaklanmaktadır.



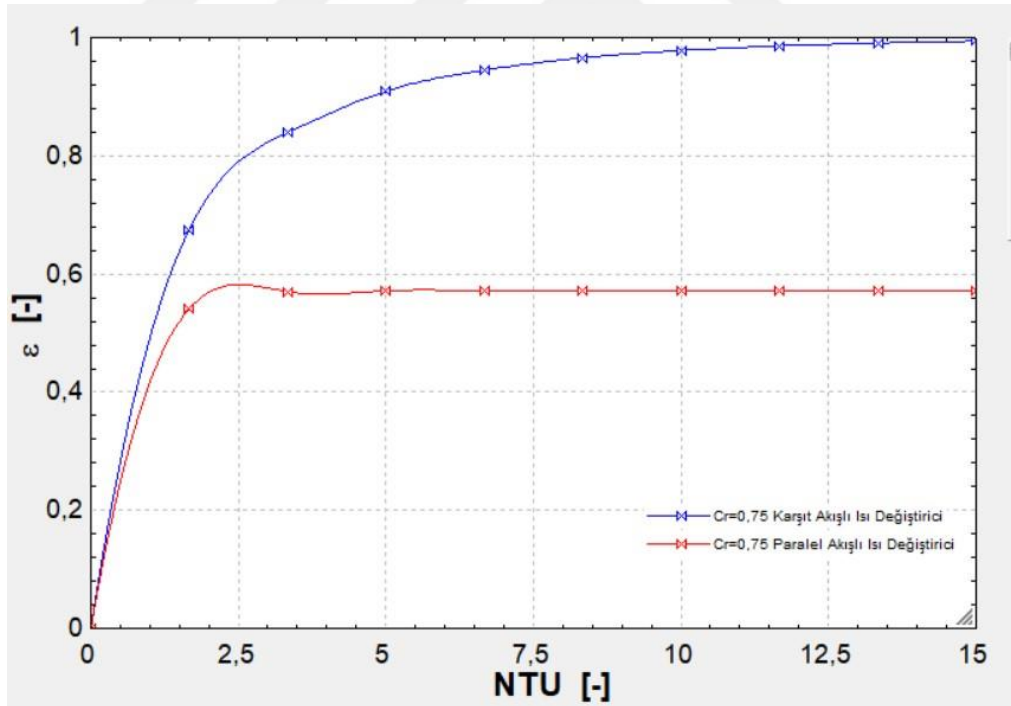
Şekil 5.4 : $C_r=0.25$ için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ϵ -NTU grafiği.



Şekil 5.5 : $C_r=0.50$ için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ϵ -NTU grafiği.

$C_r=0.50$ olduğu durumda paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ε -NTU grafiği Şekil 5.5'te gösterilmektedir. Grafikten de görüldüğü üzere etkinlik değeri, NTU 1.66 değerine ulaşıncaya kadar hızlı bir şekilde artmaktadır ve daha sonrasında yavaş bir şekilde artış göstermektedir. Aynı NTU değeri için karşıt akışlı ısı değiştiricinin etkinlik değeri, paralel akışlı ısı değiştiricinin etkinlik değerinden daha yüksek olduğu görülmektedir.

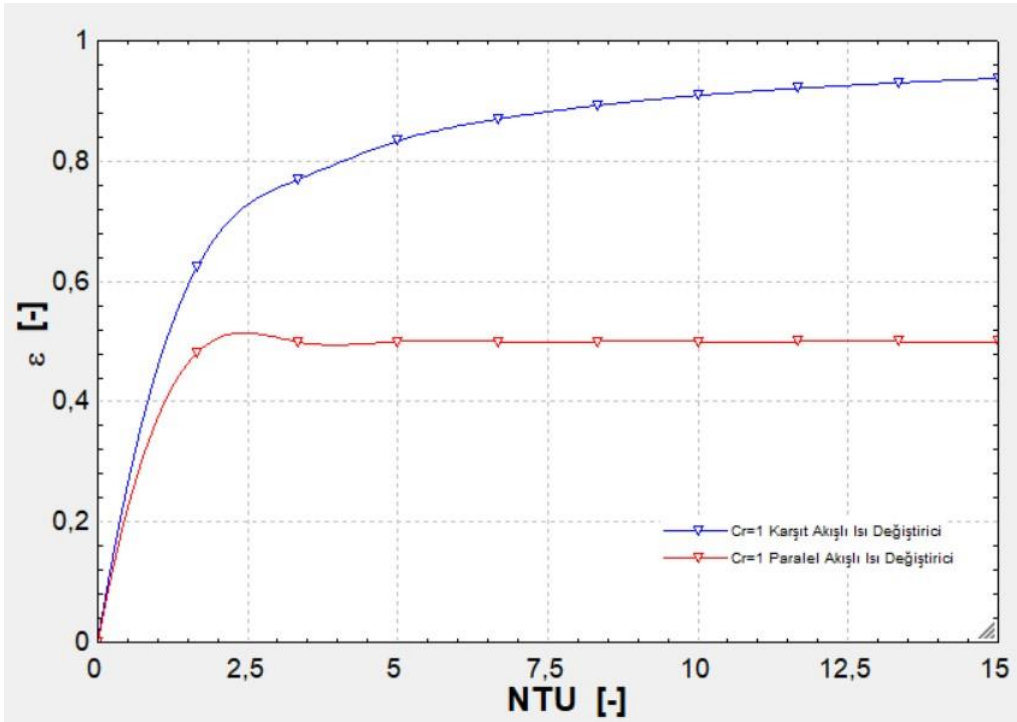
Karşıt (ters) akışlı ısı değiştiricilerinde ısı transferi, iki akışkanın sıcaklıklarının birbirini geçmesi ile olmaktadır bu da ısı transfer alanına olan ihtiyacın azalmasına neden olmaktadır. C_r oranı arttığında daha fazla sıcaklık farkına ihtiyaç duyulacağından ısı transfer verimi düşer. Bununla birlikte, ters akışlı ısı değiştiricileri, çalışma mekanizmaları nedeniyle ısı transferi açısından paralel akışlı ısı değiştiricilerinden daha iyi performans gösterir. Bunun sonucunda ters akışlı ısı değiştiricilerde etkinlik değeri artmaya devam etmektedir. Şekil 5.6'da da görüldüğü üzere aynı NTU değerinde $C_r=0.75$ oranında karşıt akışlı ısı değiştiricinin etkinlik değeri paralel akışlı ısı değiştiricinin etkinlik değerinden daha yüksektir.



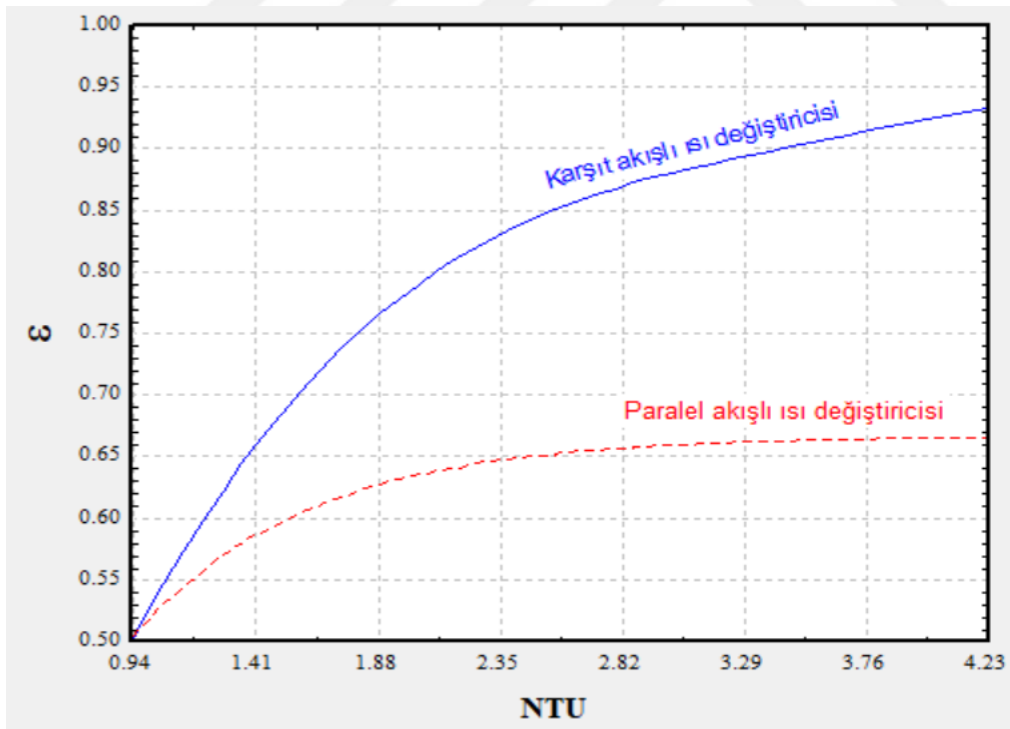
Şekil 5.6 : $C_r=0.75$ için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ε -NTU grafiği.

$C_r=1$ olduğu durumda paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ε -NTU grafiği Şekil 5.7'de gösterilmektedir. $C_r=1$ olduğu durumda ısı değiştiricinin etkinlik değeri en düşük noktadır. Bu durum da sadece C_{min} ve C_{maks} 'nin eşit olduğu durumda

gerçekleşmektedir. Grafikten de görüldüğü üzere karşıt akışlı ısı değiştiricinin etkinlik değeri bu C_r oranında da paralel akışlı ısı değiştiriciye göre daha yüksektir.



Şekil 5.7 : $C_r=1$ için paralel ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerde ϵ -NTU grafiği.

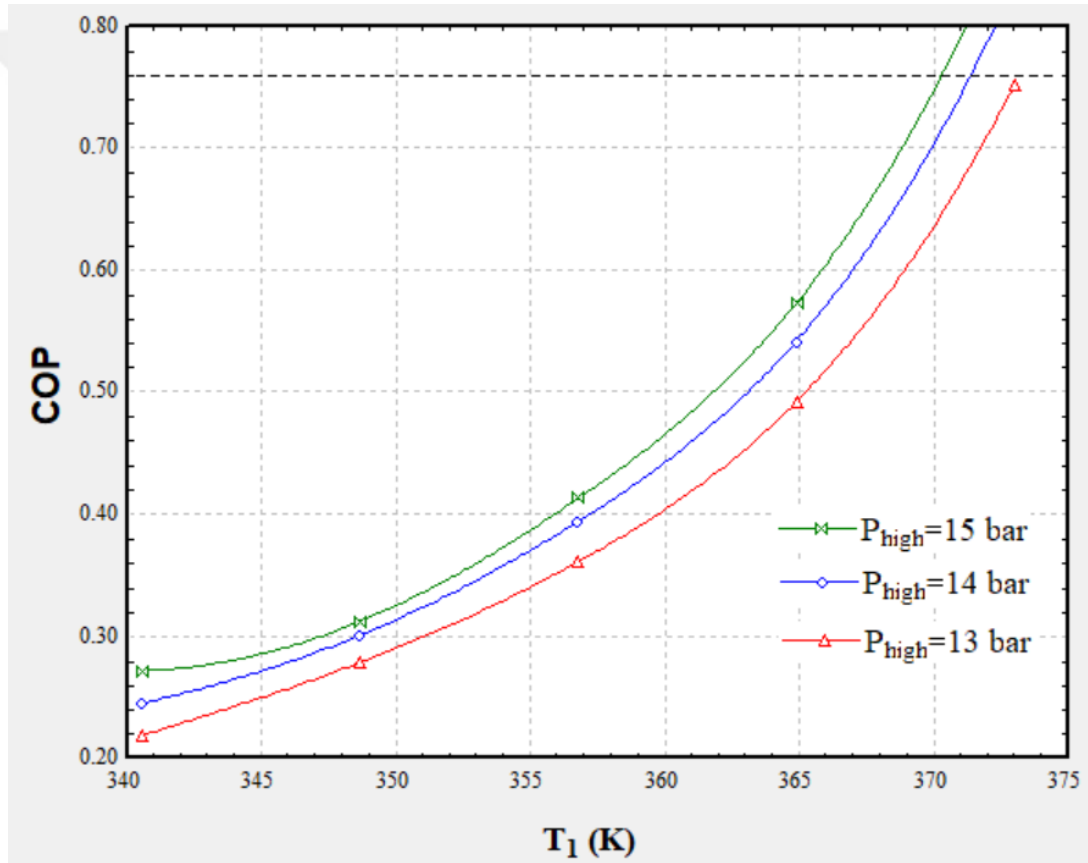


Şekil 5.8 : Paralel akışlı ve karşıt akışlı ısı değiştiricilerin ϵ -NTU 'ye göre karşılaştırılması.

Tüm bu sebepler doğrultusunda elde edilen grafiklerden ve Şekil 5.8'de de görüldüğü üzere karşıt akışlı ısı değiştiriciler, paralel akışlı ısı değiştiricilere göre daha yüksek

etkinlik değerine sahiptir. Dolayısıyla da daha verimli ve daha ekonomiktir. Bu çalışmada tasarlanan sistemdeki ısı değiştiricilerin hepsinin çeşidinin karşıt akışlı ısı değiştirici olarak seçilmesinin nedenleri de EES programından elde edilen grafikler ile bir kez daha açıklanmıştır.

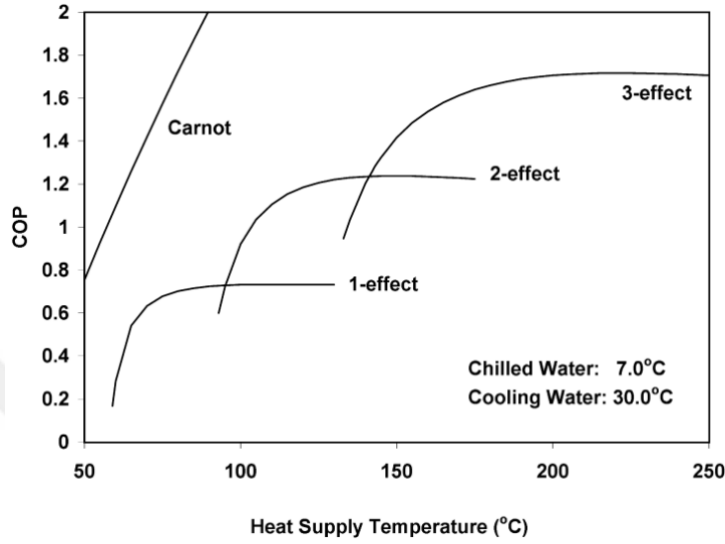
COP (etkinlik katsayısı), sistemin verimliliğini gösteren bir değerdir. Eğer bir sistemin COP'si yüksekse daha verimli ve daha ekonomik olduğu anlamına gelmektedir. Bu çalışmada sistemin termodinamik analizini gerçekleştirebilmek için öncelikle hangi basınç aralıklarında çalışabiliyor olduğu bulunması gerekmektedir. Bunun için de Şekil 5.9'da EES programından elde edilen grafikte belirli basınçlarda (13 bar, 14 bar ve 15 bar), jeneratöre giren karışımın sıcaklığı ile COP arasındaki ilişki verilmiştir.



Şekil 5.9 : Maksimum basınca göre COP-jeneratör giriş sıcaklığı grafiği.

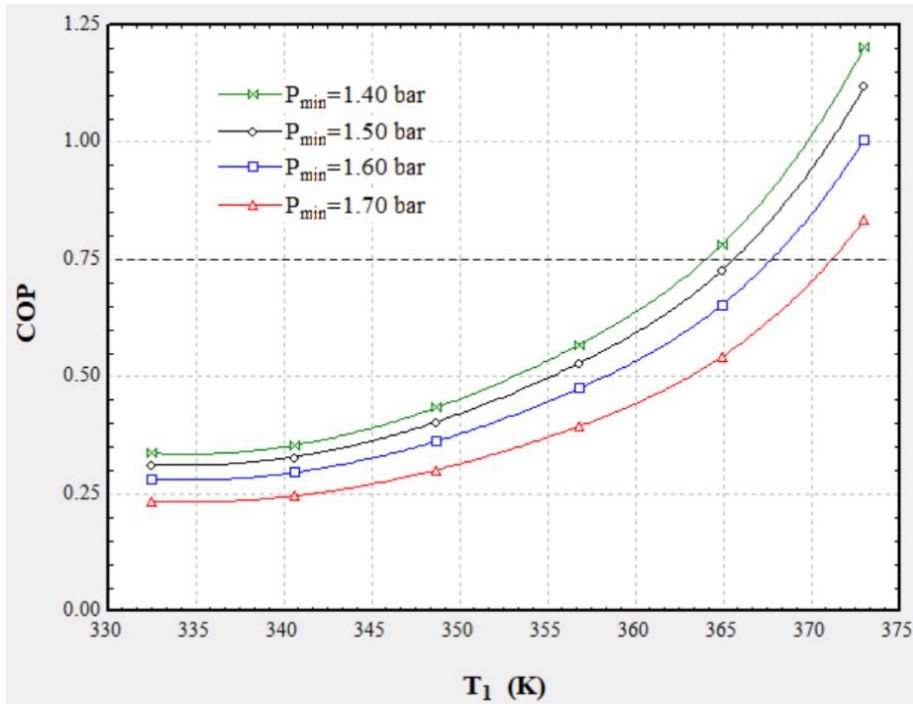
Grafikten de görüldüğü üzere jeneratöre giren karışımın sıcaklığı arttıkça COP değeri her basınçta artmaktadır. Ancak tek kriter bu olmadığı için istenildiği kadar sıcaklık kullanılarak çok yüksek COP değerlerine ulaşılamamaktadır. Bunun sebebi de Şekil 5.10'daki grafikte gösterilen Carnot'un COP üzerindeki etkisinden kaynaklanmaktadır.

Çünkü Carnot bunu kısıtlamaktadır. Dolayısıyla tek etkili absorpsiyonlu soğutma sisteminde ulaşılabilecek maksimum COP değeri yaklaşık %75'dir. Bu sebeple termodinamik analiz yaparken COP değeri %75 baz alınarak diğer parametrelerin bulunması gerekir. Şekil 5.9 ve 5.10'daki grafikler birlikte düşünüldüğü zaman en uygun maksimum basınç 13 bar olarak görülmektedir.



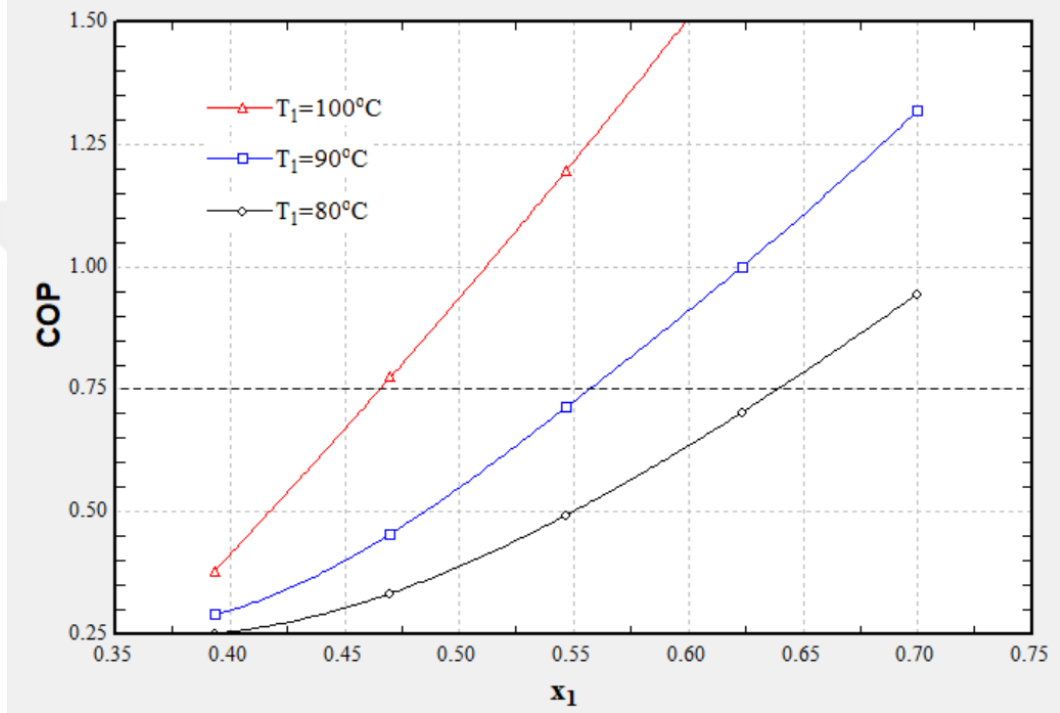
Şekil 5.10 : Tek etkili ASS'de Carnot'un etkisi [35].

Ek olarak amonyak su karışımında 373 K'nin üzerindeki sıcaklık değerlerinde COP'nin anlamsızlaşmasından dolayı karışımın jeneratöre girmesi gereken sıcaklığı da 373 K yani 100°C olduğu görülmektedir.



Şekil 5.11 : Minimum basınca göre COP-jeneratör giriş sıcaklığı grafiği.

Şekil 5.11'deki minimum basınca göre COP-jeneratör giriş sıcaklığı grafiği incelendiğinde jeneratöre giren karışımın sıcaklığı olan 373 K'den yukarıya doğru dik bir çizgi çizildiğinde ve COP değeri %75 ile kesiştirildiğinde minimum basıncın 1.70 bar olması gerektiği görülmektedir. Sonuç olarak Şekil 5.9, 5.10 ve 5.11'deki grafikler incelendiğinde en yüksek COP değeri için, NH₃-H₂O çalışma sıvısı ile çalışan absorpsiyonlu soğutma sistemi çevriminin jeneratörüne giren karışımın maksimum sıcaklığı 100°C, P_{min} 1.70 bar ve P_{maks} 13 bar olmalıdır.

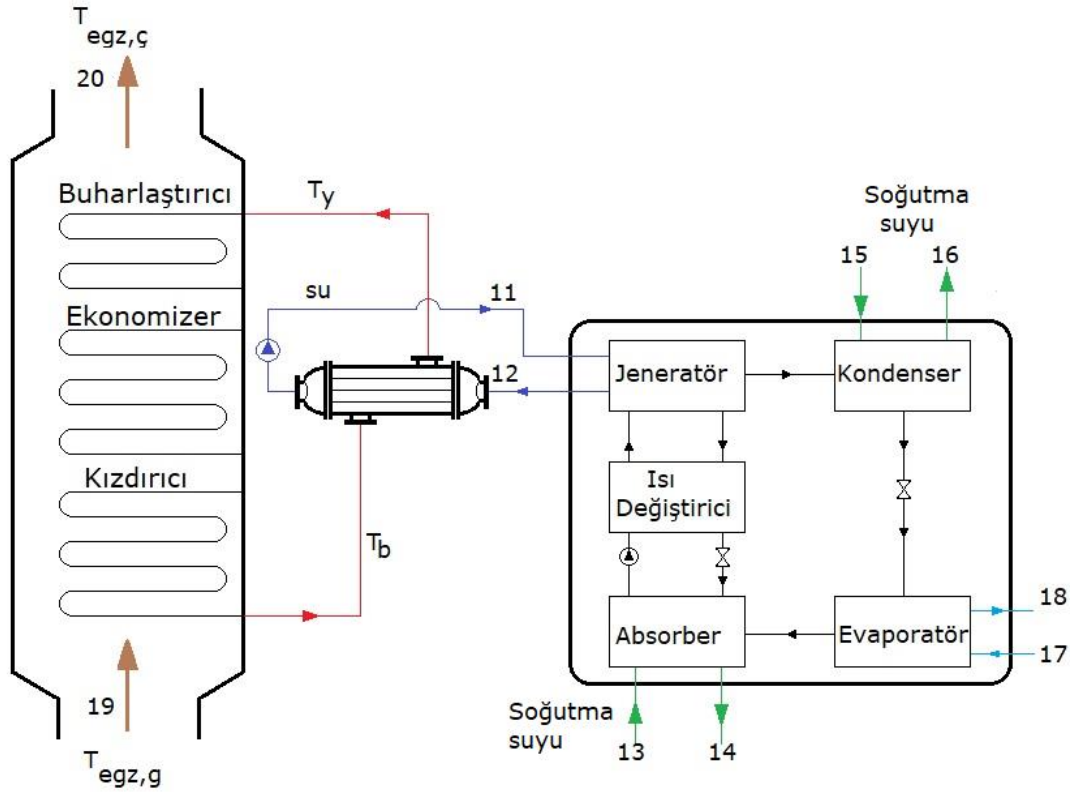


Şekil 5.12 : Jeneratöre giren karışımın sıcaklığına göre COP-x₁ grafiği

COP değerinin alabileceği maksimum değer %75 olduğu belirtilmiştir. Şekil 5.12'deki grafikte jeneratöre giren karışımın sıcaklığı 80°C, 90°C ve 100°C olduğunda çözelti oranı ile COP arasındaki ilişki gösterilmektedir. Örneğin jeneratöre giren karışımın sıcaklığı 90°C sıcaklıkta amonyak oranı 0.50 olduğunda COP değeri %55 iken, amonyak oranı 0.55 olduğunda yaklaşık %75'tir. Bu örnekten de anlaşıldığı üzere amonyak oranı arttıkça COP oranının da arttığı görülmektedir.

Şekil 5.12'deki grafiğe göre en yüksek COP değerine sahip değerler şu şekildedir: jeneratöre giren karışımın sıcaklığı 80°C sıcaklıkta amonyak oranı 0.64 olduğu zaman, 90°C sıcaklıkta amonyak oranı 0.55 olduğu zaman ve 100°C sıcaklıkta amonyak oranı 0.46 olduğu zaman COP değeri maksimum değeri olan %75'e ulaşmaktadır.

Bu çalışmada örnek bir geminin ana makine egzoz ısısından yararlanılarak tasarlanan sistem Şekil 5.13'te gösterilmiştir.



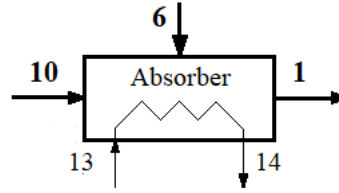
Şekil 5.13 : Tasarlanan sistemin devre şeması

Örnek bir geminin değerleri girilerek EES programından elde edilen çalışma parametreleri Çizelge 5.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1 : Örnek geminin ASS'nin çalışma parametreleri

	\dot{m} [kg/s]	P [bar]	T [K]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg.K]	x
1	0.3359	1.4	299.1	-102.4	0.2758	0.364
2	0.3359	13	373.8	230.2	1.263	0.364
3	0.3359	13	382.9	372.4	1.637	0.364
4	0.2688	13	411.1	459.6	1.747	0.2053
5	0.2688	13	379.5	317.4	1.387	0.2053
6	0.2688	1.4	342.4	317.4	1.42	0.2053
7	0.0671	13	411.1	1574	5.026	1
8	0.0671	13	306.8	159.6	0.558	1
9	0.0671	1.4	246.5	159.6	0.6814	1
10	0.0671	1.4	246.5	451.4	1.86	1

Tasarlanan sistemin absorberinin çalışma parametreleri Çizelge 5.2’de verilmiş olup absorber Şekil 5.14’te gösterilmiştir.



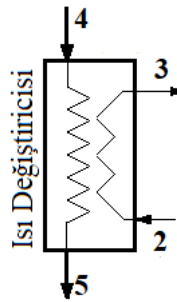
Şekil 5.14 : Tasarlanan sistemdeki absorber.

Absorbere giren saf amonyak buharının (10) kütleli debisi 0.0671 kg/s olup sıcaklığı -26.5°C ve basıncı 1.4 bardır. Absorbere giren soğutma suyunun (13) kütleli debisi 8.96 kg/s, basıncı 1.5 bar, sıcaklığı 20°C ’dir. Absorberden çıkan soğutma suyunun da sıcaklığı 24°C olmuştur. Sonuçta absorberden elde edilen transfer ısı enerjisi 150 kW bulunmuştur.

Çizelge 5.2 : Absorberin çalışma parametreleri.

Akış hattı	\dot{m} (kg/s)	P (bar)	T ($^{\circ}\text{C}$)	X (-)	\dot{Q}_{abs} (kW)
1	0.3359	1.4	26.1	0.364	150
6	0.2688	1.4	69.4	0.205	
10	0.0671	1.4	-26.5	1.000	
13	8.96	1.5	20	-	
14	8.96	1.5	24	-	

Tasarlanan sistemin ısı değiştiricisinin parametreleri Çizelge 5.3’te verilmiş olup ısı değiştiricisi Şekil 5.15’te gösterilmiştir.



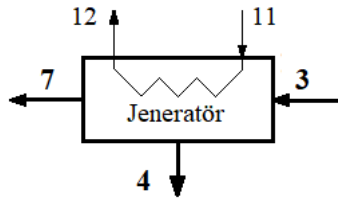
Şekil 5.15 : Tasarlanan sistemdeki ısı değiştiricisi.

Isı değiştiricisine geri dönen zayıf çözeltinin (4) kütleli debisi 0.2688 kg/s, basıncı 13 bar, sıcaklığı 411.1°C ve çözelti oranı 0.2053’tür. Isı değiştiricisine giren zengin karışımın (2) basıncı pompa yardımıyla 13 bara yükselmiştir.

Çizelge 5.3 : Isı değiştiricisinin çalışma parametreleri.

Akış hattı	\dot{m} (kg/s)	P (bar)	T (°C)	X (-)	\dot{Q}_{abs} (kW)
2	0.3359	13	373.8	0.364	
3	0.3359	13	100	0.364	
4	0.2688	13	411.1	0.2053	
5	0.2688	13	379.5	0.2053	

Tasarlanan sistemin jeneratörünün parametreleri Çizelge 5.4'te verilmiş olup jeneratör Şekil 5.16'da gösterilmiştir.



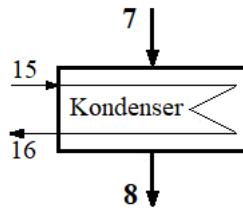
Şekil 5.16 : Tasarlanan sistemdeki jeneratör.

Jeneratöre gelen baca kazanının sıcaklığı 170°C'dir. Jeneratörden ayrılan amonyağın (7) basıncı 13 bar, sıcaklığı 138°C'dir. Elde edilen transfer ısı enerjisi 104 kW'dır.

Çizelge 5.4 : Jeneratörün alışma parametreleri.

Akış hattı	\dot{m} (kg/s)	P (bar)	T (°C)	X (-)	\dot{Q}_{jen} (kW)
3	0.3359	13	100	0.364	
4	0.2688	13	138	0.205	
7	0.2688	13	138	1.000	104
11	0.65	10	170	-	
12	0.65	10	132	-	

Tasarlanan sistemin kondenserinin parametreleri Çizelge 5.5'te verilmiş olup kondenser Şekil 5.17'de gösterilmiştir.



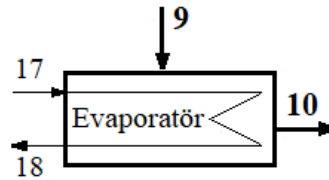
Şekil 5.17 : Tasarlanan sistemdeki kondenser.

Kondenserden çıkan amonyağın (8) kütleli debisi 0.0671 kg/s, basıncı 13 bar ve sıcaklığı 33.8°C'dir. Kondensere giren soğutma suyunun (15) sıcaklığı 20°C ve çıkış sıcaklığı (16) 24°C'dir. Elde edilen transfer ısı enerjisi 95 kW'dır.

Çizelge 5.5 : Kondenserin çalışma parametreleri.

Akış hattı	\dot{m} (kg/s)	P (bar)	T (°C)	X (-)	\dot{Q}_{abs} (kW)
7	0.0671	13	138.1	1.000	
8	0.0671	13	33.8	1.000	
15	5.67	1.5	20	-	95
16	5.67	1.5	24	-	

Tasarlanan sistemin evaporatörünün çalışma parametrelerinin Çizelge 5.6'da verilmiş olup evaporatör Şekil 5.18'de gösterilmiştir.



Şekil 5.18 : Tasarlanan sistemdeki evaporatör.

Genleşme valfinde basıncı kısılan evaporatöre giren amonyağın basıncı (9) 1.4 bar ve sıcaklığı -26.5°C'dir. Evaporatörden çıkan saf amonyağın (10) basıncı 1.4 bar, sıcaklığı -26.5°C'dir. Elde edilen transfer ısı enerjisi 78.4 kW'dır.

Çizelge 5.6 : Evaporatörün çalışma parametreleri.

Akış hattı	\dot{m} (kg/s)	P (bar)	T (°C)	X (-)	\dot{Q}_{abs} (kW)
9	0.0671	1.4	-26.5	1.000	
10	0.0671	1.4	-26.5	0.9998	
17	4.68	1.5	20	-	78.4
18	4.68	1.5	24	-	

5.2 Isıl Ekonomik Açıdan Değerlendirme

Absorberin tasarım parametreleri Çizelge 5.7’de gösterilmiştir. Absorberin toplam ısı geçiş katsayısı $0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ’dir. Isı geçiş yüzey alanı 48 m^2 , etkinlik değeri 0.9885 , NTU değeri 4.776 ve kapasite oranı (C_r) 0.04018 elde edilmiştir.

Çizelge 5.7 : Absorberin tasarım parametreleri.

U	A	ϵ	NTU	C_R
$0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$	48 m^2	0.9885	4.776	0.04018

Isı değiştiricisinin tasarım parametreleri Çizelge 5.8’de gösterilmiştir. Isı değiştiricisinin toplam ısı geçiş katsayısı $0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ’dir. Isı geçiş yüzey alanı 54 m^2 , etkinlik değeri 0.62 , NTU değeri 4.553 ve kapasite oranı (C_r) 0.06727 elde edilmiştir.

Çizelge 5.8 : Isı değiştiricisinin tasarım parametreleri.

U	A	ϵ	NTU	C_R
$0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$	54 m^2	0.62	4.553	0.06727

Jeneratörün tasarım parametreleri Çizelge 5.9’da gösterilmiştir. Jeneratörün toplam ısı geçiş katsayısı $0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ’dir. Isı geçiş yüzey alanı 54.8 m^2 , etkinlik değeri 0.8359 , NTU değeri 46.22 ve kapasite oranı (C_r) 0.8923 elde edilmiştir.

Çizelge 5.9 : Jeneratörün tasarım parametreleri.

U	A	ϵ	NTU	C_R
$0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$	54.8 m^2	0.8359	46.22	0.8923

Kondenserin tasarım parametreleri Çizelge 5.10’da gösterilmiştir. Kondenserin toplam ısı geçiş katsayısı $0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$ ’dir. Isı geçiş yüzey alanı 15.20 m^2 , etkinlik değeri 0.8831 , NTU değeri 13.02 ve kapasite oranı (C_r) 0.0074 elde edilmiştir.

Çizelge 5.10 : Kondenserin tasarım parametreleri.

U	A	ϵ	NTU	C_R
$0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$	15.20 m^2	0.8831	13.02	0.0074

Evaporatörün tasarım parametreleri Çizelge 5.11'de gösterilmiştir. Evaporatörün toplam ısı geçiş katsayısı $0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$ 'dir. Isı geçiş yüzey alanı 12.75 m^2 , etkinlik değeri 0.9893 , NTU değeri 12.11 ve kapasite oranı (C_r) 0.007 elde edilmiştir.

Çizelge 5.11 : Evaporatörün tasarım parametreleri.

U	A	ϵ	NTU	C_r
$0.150 \text{ kW/m}^2\text{K}$	12.75 m^2	0.9893	12.11	0.007



KAYNAKLAR

- [1] **Srihirin, P., Aphornratana, S., & Chungpaibulpatana, S.** (2001). A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and sustainable energy reviews*, 5(4), 343-372.
- [2] **Jiang, W., Song, J., Jia, T., Yang, L., Li, S., Li, Y., & Du, K.** (2022). A comprehensive review on the pre-research of nanofluids in absorption refrigeration systems. *Energy Reports*, 8, 3437-3464.
- [3] **Yalçın, R. Ç.** (2012). *Bir absorpsiyonlu soğutma sisteminin ısı analizi ve tasarımı* (Doctoral dissertation, DEÜ Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [4] **Kaynaklı, Ö., & Yamankaradeniz, R.** (2003). Absorpsiyonlu Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Eşanjörlerin Sistemin Performansına Etkisi.
- [5] **Vaishak, S., Singha, P., Dasgupta, M. S., Hafner, A., Widell, K., Bhattacharyya, S., ... & Ninan, G.** (2023). Performance analysis of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system with subcooling for low temperature freezing applications. *International Journal of Refrigeration*.
- [6] **Solum, C.** (2005). Çift etkili LiBr-H₂O akışkanlı absorpsiyonlu soğutma sisteminde termodinamiksel büyüklüklerin sistem performansına etkileri.
- [7] **Dincer, I. (Ed.).** (2018). *Comprehensive energy systems*. Elsevier.
- [8] **Akdemir, Ö., & Güngör, A.** (2001). Absorpsiyonlu soğutma sistemleri; verimlerini artırmak için geliştirilen çevrimler. *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 99-102.
- [9] **Şencan, A.** (2004). *Atık Isı ile Çalışan Absorpsiyonlu Sistemlerin Modellenmesi, Ekserji Analizi ve Optimizasyonu, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü* (Doctoral dissertation, Doktora Tezi, 152s., Isparta).
- [10] **Kızıllan, Ö., Şencan, A., & Kalogirou, S. A.** (2007). Thermoeconomic optimization of a LiBr absorption refrigeration system. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 46(12), 1376-1384.
- [11] **Bereche, R. P., Palomino, R. G., & NEBRA, S.** (2009). Thermoeconomic analysis of a single and double-effect LiBr/H₂O absorption refrigeration system. *International Journal of Thermodynamics*, 12(2), 89-96.
- [12] **Abbaspour, M., & Saraei, A. R.** (2015). Thermoeconomic Analysis and Multi-Objective Optimization of a LiBr-Water Absorption Refrigeration System. *International Journal of Environmental Research*, 9(1), 61-68.

- [13] **Salmi, W., Vanttola, J., Elg, M., Kuosa, M., & Lahdelma, R.** (2017). Using waste heat of ship as energy source for an absorption refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 115, 501-516.
- [14] **Akkaya, M.** (2019). *Thermoeconomic Optimization for a Solar Assisted Absorption Cooling System* (Doctoral dissertation, Ankara Yıldırım Beyazıt Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [15] **Arshad, M. U., Ghani, M. U., Ullah, A., Güngör, A., & Zaman, M.** (2019). Thermodynamic analysis and optimization of double effect absorption refrigeration system using genetic algorithm. *Energy Conversion and Management*, 192, 292-307.
- [16] **Oğuz, N.** (2019). Güneş enerjisi destekli absorpsiyonlu soğutma çeviriminin incelenmesi, (Master thesis, Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.)
- [17] **Parikhani, T., Azariyan, H., Behrad, R., Ghaebi, H., & Jannatkah, J.** (2020). Thermodynamic and thermoeconomic analysis of a novel ammonia-water mixture combined cooling, heating, and power (CCHP) cycle. *Renewable Energy*, 145, 1158-1175.
- [18] **Azhar, M., & Siddiqui, M. A.** (2020). Comprehensive exergy analysis and optimization of operating parameters for double effect parallel flow absorption refrigeration Cycle. *Thermal Science and Engineering Progress*, 16, 100464.
- [19] **Zhou, Y., Pan, L., Han, X., & Sun, L.** (2023). Dynamic modeling and thermodynamic analysis of lithium bromide absorption refrigeration system using Modelica. *Applied Thermal Engineering*, 225, 120106.
- [20] **Mungyeko Bisulandu, B. J. R., Mansouri, R., & Ilinca, A.** (2023). Diffusion absorption refrigeration systems: An overview of thermal mechanisms and models. *Energies*, 16(9), 3610.
- [21] **Cengel, Y., ve Boles, M.** (2012). *Termodinamik Mühendislik Yaklaşımıyla* (A.Pınarbaşı Çev.). Sivas: Cumhuriyet Üniversitesi.
- [22] **Genceli, O. F.** (2005). Isı değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul, Turkey.
- [23] **Url-1** <<http://www.elektrikport.com>>, erişim tarihi 07.06.2021.
- [24] **Durmaz, M.** (2007). *Isı Geri Kazanım Isı Değiştiricilerinin Bilgisayar Yardımıyla Optimizasyonu* (Yüksek Lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [25] **Url-2** <[http://www.depo.btu.edu.tr/dosyalar/kimyamuh/Dosyalar/3-ISI%20DEĞİSTİRİCI\(1\).pdf](http://www.depo.btu.edu.tr/dosyalar/kimyamuh/Dosyalar/3-ISI%20DEĞİSTİRİCI(1).pdf)>, erişim tarihi 20.11.2023.
- [26] **Kaçar, E. N., & Erbay, L. B.** (2013). Isı değiştiricilerin tasarımına bir bakış. *Mühendis ve Makina*, 54(644), 14-43.
- [27] **Yalçın, S. E.** (2006). *Buhar Kazanlarının Eksergoekonomik Çözümlemesi* (Doktora tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [28] **Wu, X.** (2004). *Second law analysis of residential heating systems* (Doctoral dissertation, Concordia University).

- [29] **Shah, N.** (2014). LMTD Correction Factor Chart.
- [30] **Kabul, A., Kizilkan, Ö., & Yakut, A. K.** (2011). Gövde Borulu Isı Değiştirici için Isı Taransfer Katsayısının Teorik ve Deneysel İncelenmesi. *Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi*, 3(2), 38-54.
- [31] **Cengel, Y.** (2011). Isı ve Ktle Transferi
- [32] **Duffie, J. A., & Beckman, W. A.** (2013). *Solar engineering of thermal processes*. John Wiley & Sons.
- [33] **Cornelissen, R. L., & Hirs, G. G.** (1997). Exergetic optimisation of a heat exchanger. *Energy Conversion and management*, 38(15-17), 1567-1576.
- [34] **Sylemez, M. S.** (2000). On the optimum heat exchanger sizing for heat recovery. *Energy conversion and management*, 41(13), 1419-1427.
- [35] **Grossman, G.** (2002). Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning. *Solar energy*, 72(1), 53-62.



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Begüm DOGANAY

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2021, İstanbul Teknik Üniversitesi, Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2021 yılında Statu Gemi Kiralama ve Tic. Ltd. Sti.'nde M/V Pride gemisinde Uzakyol Vardiya Mühendisi olarak çalıştı.
- 2022 yılında Densa Tankerde Crew Assistance olarak çalıştı.
- Aralık 2022'den beri İstanbul Teknik Üniversitesi Denizcilik Fakültesi'nde Araştırma Görevlisi olarak çalışıyor.

YÜKSEK LİSANS TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Doganay, B. & Durmuşoğlu, Y.** (2023). Optimization of The Thermal Economic Performance of A Ship's Absorption Refrigeration System Working With Waste Heat Energy. 3rd International Conference on Scientific and Academic Research, Konya, Turkey.