



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSORBSİYONLU ISI YÜKSELTİCİLERİ
ve
SANAYİYE UYGULANMASI

BENER KURT

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2007



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSORBSİYONLU ISI YÜKSELTİCİLERİ
ve
SANAYİYE UYGULANMASI

BENER KURT

Doç. Dr. İlhami HORUZ
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2007

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSORBSİYONLU ISI YÜKSELTİCİLERİ
ve
SANAYİYE UYGULANMASI

BENER KURT

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez 26/06/2007 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

Doç.Dr.İlhami HORUZ
Danışman

Prof. Dr. Abdulvahap YİĞİT
Jüri Üyesi

Prof. Dr. Recep EREN
Jüri Üyesi

ÖZET

Bu çalışmada, endüstrideki atık ısıların sisteme tekrar kazandırılmasında kullanılabilecek olan absorpsiyonlu ısı yükselticisi uygulaması incelenmiştir. Klasik ısı geri kazanım sistemlerinde faydalanabilecek ısının sıcaklığı, atık ısı sıcaklığı ile sınırlıdır. Absorpsiyonlu ısı yükselticisi ile atık ısı kaynağı sıcaklığının üzerindeki sıcaklıklarda, faydalanılabilir enerji üretilebilmektedir.

Çalışma kapsamında öncelikle absorpsiyonlu ısı yükselticisinin çalışma mantığının anlaşılması için soğutma sistemlerinden başlayarak temel absorpsiyon mantığı açıklanmıştır. Absorpsiyonlu ısı yükseltici sistemi için termodinamik analiz yapıldıktan sonra, Küçükçalık Tekstil kojenerasyon tesisi gömlek soğutma suyundaki fazla ısıdan faydalanarak kızgın su üretme amaçlı standart tipte eriyik eşanjörü kullanılan absorpsiyonlu ısı yükselticisi uygulaması incelenmiştir. Dizayn ve hesaplamalar için bilgisayarda basit bir program hazırlanıp hesaplamalar bu program vasıtasıyla yapılmıştır. Böylece parametre değişikliklerinin sistem üzerindeki etkisi öngörülmeye çalışılmıştır.

Aynı sistem üzerinde parametrelerin değişimi incelenmiştir. Bu incelemenin sonuçları doğrultusunda sistem üzerinde verim artışı ve geri kazanılan ısı miktarını arttıran değişiklikler irdelenmiştir.

Yapılan değişikliklerde hedef, absorpsiyonlu ısı yükselticisi COP'sini yükseltmek yerine, sistem geri kazanım miktarını arttırmak olmuştur. Dolayısı ile yapılan değişiklikler absorpsiyonlu ısı yükselticisi COP değerindeki olumlu artışın sistem geri kazanımına her zaman pozitif katkısı olmayacağı tespit edilmiş olup, geri kazanılan ısı miktarını arttırmaya yönelik farklı uygulamalar ile daha çok ısının geri kazanılabileceği saptanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Absorpsiyonlu ısı yükselticileri, absorpsiyon, sanayi uygulamaları, LiBr-Su.

ABSTRACT

In this study, applications of absorption heat transformer researched for recovering waste heat at industrial processes. At classical heat recovery systems, recovered heat temperature is limited by waste heat temperature. By using heat transformer system, it's possible to produce useful energy which the temperature of useful energy is higher than waste heat resource.

In the beginning of the study, it has been started from cooling system principle for comprehending the basic principle of absorption. After analysing thermodynamical model of absorption heat transformer, it has been researched to produce super heated water theoretically by waste heat from cooling water of co-generation, which has planted at Küçükçalık Tekstil in Bursa, Turkey, by using standard solution heat exchanger used absorption heat transformer. A simple computer program written for design and calculation. Thus, the effects of variable parameters have been tried to foresight.

Changing of parameters have been researched at the system. By the results of this research, the changes which effects to increase the efficiency and recovered heat have been studied.

The target of changes has been done to increase recovered heat, not for COP of absorption heat transformer. Consequently, it has determined that the positive changes at COP don't show the increasing of recovered heat. It is possible that to recover more energy by different absorption heat transformer applications.

Key Words: Absorption heat transformer, absorption, industrial applications, LiBr-Water.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
Tez Onay Sayfası.....	Iı
Özet.....	Iıı
Abstract.....	Iv
İçindekiler.....	V
Kısaltmalar Dizini.....	Vi
Şekiller Dizini.....	VII
Simgeler Dizini.....	Ix
1. Giriş	1
2. Kaynak Araştırması	4
3. Materyal ve Yöntem	8
4. Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri	9
4.1. Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Sistemine Giriş	11
4.2. Soğutucu Akışkan Absorbent Çifti	15
4.2.1. Soğutucu Akışkan Absorbent Çiftinin Özellikleri	17
4.2.2. Lityum Bromür Su Eriyiğinde Kristalizasyon	19
5. Absorbsiyonlu Isı Yükseltici Termodinamik Analizi	21
5.1. LiBr-H ₂ O Eriyiği Kullanılan Absorbsiyonlu Isı Yükseltici Termodinamik Analizi	23
5.2. LiBr-H ₂ O Eriyiği Kullanılan İki Aşamalı Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Termodinamik Analizi	26
5.3. LiBr-H ₂ O Eriyiği Kullanılan Çift Absorberli Seri Tip Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Termodinamik Analizi	33
5.4. LiBr-H ₂ O Eriyiği Kullanılan Çift Absorberli Paralel Tip Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Termodinamik Analizi	39
5.5. Su ve LiBr-H ₂ O Eriyiğinin Hal Denklemleri	44
6. Sanayiye Yönelik Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Uygulamalarının Teorik Analizi	49
6.1. Sistem -1 : Kaynatici Ve Buharlaştırıcı Sıcaklığının Aynı Olması Durumu ...	49
6.1.1. Ünitelerdeki Sıcaklık Değişimlerinin Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Sistemi Üzerindeki Etkilerinin Örnek Sistem 1 Üzerinde İncelenmesi	56
6.2. Sistem -2 : Atık Enerjinin Önce Buharlaştırıcı Sonra Kaynaticıdan Geçirilmesi Durumu	64
6.3. Sistem – 3 : Absorbsiyonlu Isı Yükselticisinde Absorber Eşanjörü Kullanımı	70
6.4. Sistem – 4 : Absorbsiyonlu Isı Yükselticisinde Buharlaştırıcı Ön Isıtma Eşanjörü Kullanımı	77
6.5. Sistem – 5 : Çift Absorberli Seri Tip Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Kullanımı İle Buhar Üretimi	84
6.6. Sistem – 6 : İki Aşamalı Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi İle Buhar Üretimi	94
6.7. Sistem – 7 : Çift Absorberli Paralel Tip Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Kullanımı İle Buhar Üretimi	103
7. Araştırma Sonuçları ve Tartışma	115
8. Sonuç	123
Kaynaklar	126
Özgeçmiş	128
Teşekkür	129

KISALTMALAR DİZİNİ

AIY	-	Absorbsiyonlu Isı Yükseltici
Abs	-	Absorber
Buh	-	Buharlaştırıcı
Kay	-	Kaynatici
Yoğ	-	Yoğuşturucu
Abs-Es-		Absorber Eşanjörü
Buh. Es-		Buharlaştırıcı Ön Isıtma Eşanjörü
Eşanjor-		Eriyik Eşanjörü
COP_{SYS}		Absorbsiyonlu ısı yükselticisi genel sistem performans katsayısı
COP_{AIY}		Absorbsiyonlu ısı yükselticisi performans katsayısı
Sis	-	Sistem
AE	-	Absorber-Evaporatör
EE	-	Eriyik Eşanjörü

ŞEKİLLER DİZİNİ		Sayfa
Şekil 1	Buhar Sıkıştırılmalı Mekanik Soğutma Sistemi Şematik Gösterimi	9
Şekil 2	Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Şematik Gösterimi	10
Şekil 3	Absorbsiyonlu ısı yükselticisi kullanılan ve kullanılmayan prosesteeki enerji akışı	11
Şekil 4	Tek kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisi (Eriyik Eşanjörlü) ..	12
Şekil 5	Sıcaklık ve basınca bağlı tek kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisi diyagramı	13
Şekil 6	İki kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi.....	14
Şekil 7	Çift absorberli seri tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi	15
Şekil 8	Kaynatıcı kütle akışı şematik gösterimi	23
Şekil 9	İki aşamalı absorbsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi	26
Şekil 10	İki aşamalı absorbsiyonlu ısı yükselticisi için kaynatıcı-1 kütle akışı şematik gösterimi.....	27
Şekil 11	İki aşamalı absorbsiyonlu ısı yükselticisi için kaynatıcı-2 kütle akışı şematik gösterimi.....	28
Şekil 12	İki aşamalı absorbsiyonlu ısı yükselticisi için absorber-1 ve Buharlaştırıcı-2 kütle akışı şematik gösterim	31
Şekil 13	İki aşamalı absorbsiyonlu ısı yükselticisi için absorber-2 kütle akışı şematik gösterim	32
Şekil 14	Çift absorberli seri tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi	32
Şekil 15	Çift absorberli seri tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için kaynatıcı kütle akışı şematik gösterimi	33
Şekil 16	Çift absorberli seri tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için absorber-evaporatör kütle akışı şematik gösterimi	34
Şekil 17	Çift absorberli seri tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için absorber2 kütle akışı şematik gösterimi	37
Şekil 18	Çift absorberli seri tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için eriyik eşanjörü EE-1 kütle akışı şematik gösterimi	38

Şekil 19	Çift absorberli seri tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için eriyik eşanjörü EE-2 kütle akışı şematik gösterimi	38
Şekil 20	Çift absorberli paralel tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi şematik gösterimi	39
Şekil 21	Çift absorberli paralel tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için kaynatıcı kütle akışı şematik gösterimi	39
Şekil 22	Çift absorberli paralel tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için yoğuşturucu kütle akışı şematik gösterimi	40
Şekil 23	Çift absorberli paralel tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için buharlaştırıcı-1 kütle akışı şematik gösterimi	40
Şekil 24	Çift absorberli paralel tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için buharlaştırıcı-2 kütle akışı şematik gösterimi	40
Şekil 25	Çift absorberli seri tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi için absorber-2 kütle akışı şematik gösterimi	41
Şekil 26	Hal denklemleri çözüm programı akış şeması	46
Şekil 27	Sistem-1 Tek kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması	50
Şekil 28	Yoğuşturucu sıcaklığındaki değişimin eriyik konsantrasyon değerlerine etkisi	56
Şekil 29	Yoğuşturucudaki sıcaklık değişimin COP_{AIY} etkisi	57
Şekil 30	Yoğuşturucudaki sıcaklık değişimin Q_{Abs} etkisi	58
Şekil 31	Buharlaştırıcı sıcaklığındaki değişimin eriyik konsantrasyonuna etkisi	59
Şekil 32	Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişimin COP_{AIY} etkisi	60
Şekil 33	Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişimin Q_{Abs} etkisi	60
Şekil 34	Kaynatıcı sıcaklığındaki değişimin eriyik konsantrasyon değerlerine etkisi	61
Şekil 35	Kaynatıcı sıcaklığındaki değişimin Q_{Abs} , COP_{AIY} ve $Q_{Kay}+Q_{Buh}$ etkisi	62
Şekil 36	Sistem-2 Tek kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması	64
Şekil 37	Sistem-3 Tek kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması	70
Şekil 38	Sistem-4 Tek kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması	77
Şekil 39	Sistem-5 Çift absorberli seri tip ısı yükselticisi akış şeması	84
Şekil 40	Sistem-6 İki aşamalı absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması	94
Şekil 41	Sistem-7 Çift absorberli paralel tip ısı yükselticisi akış şeması	103

SİMGELER DİZİNİ

m	-	Kütle miktarı
H	-	Entalpi
h	-	Özgül Entalpi
x	-	Eriyik konsantrasyonu
q	-	Isı akısı (kj/kg)
Q	-	Isı transferi miktarı (Kj/h)
c_p	-	Özgül Isı
ΔT	-	Sıcaklık Farkı
\dot{m}	-	Akışkan kütleli debisi (kg/h)
T	-	Sıcaklık (°C)

1- Giriş

Endüstride enerjiyi yoğun kullanan işletmelerde enerji yönetimi maalesef yeni gündeme gelmiştir. Eski işletmelerin birçoğunda verimsiz makineler, kazanlar ve hatalı işletmecilik nedeniyle enerji israfı söz konusudur. Yeni işletmelerde ise yeterince dikkat edilmemektedir. Özellikle tekstil sektörü başta olmak üzere bütün sektörlerde gerçekleştirilebilecek farklı enerji tasarrufu uygulamaları bulunmaktadır.

Küreselleşme ve iletişimin artması dünya ticaret piyasasını daraltmıştır. Her ülke ihtiyacını dünyanın herhangi bir yerinden temin edebilmektedir. Bu durumu iyi değerlendiren, aynı ürünü aynı kalitede ve daha ucuza üretebilen ülkeler için avantaj teşkil ederken, işletme giderleri ve maliyetleri yüksek olan firmalar için Pazar daralması meydana gelecektir. Sanayi kuruluşları pazardaki paylarını elinde tutabilmek için rekabet şartlarını yerine getirmelidir. Aksi takdirde hem pazarını kaybına, dolayısı ile daha sonra yerine getirmesi gereken yatırımlara finansman bulamaması ve nihai olarak fizibil olmayan bir işletme ortaya çıkacaktır.

1940'lı yıllardan sonra sanayileşmeye başlayan Türkiye, Avrupa ve dünya piyasasındaki ana üreticilerin dikkatini çekmiştir. Bu dönemlerde üretimlerde yoğun olarak kullanılan emek gücünün ucuzluğu ve lojistik avantajı Türkiye'yi rakipsiz konumuna getirmiştir. Ancak günümüzde enerji maliyetlerinin artması, otomasyon sistemleri ile emek yoğun işlerin azalması, rakip ülkelerin aynı kaliteyi yakalaması ve daha düşük maliyetleri pazarda rakiplerin doğmasına neden olmuştur. Bu durum kar marjının düşmesine, dolayısıyla iyileştirmeler için gerekli olan bütçenin daha zor oluşturulmasına neden olmuştur. Çarpıcı bir örnek verilecek olursa, tez sırasında yapılan proses incelemesi esnasında alınan bilgilerde, 1980-90'lı yıllarda Tekstil piyasasında kar marjları %200–300 mertebelerinde iken şu anda %10–50 arasında olduğu öğrenilmiştir.

Türkiye rekabet etmek zorunda olduğu ülkelere karşı lojistik avantajı olmasının yanı sıra, enerjiyi dışarıdan temin ediyor olması da dezavantajıdır. Bu konuda sanayide bilinçlenme son 10 yıldır artmaktadır. Yeni çıkan yönetmelikler neticesinde, belirli

kapasitenin üzerinde enerji tüketimi olan işletmelerde enerji yöneticisi bulunması zorunluluğu getirilmektedir. Bu sayede verimsiz çalışan işletmelerde sistem verimliliğinin artırılması amaçlanmaktadır. Ancak bu yeterli değildir. Önemli olan enerji yöneticilerinin veya mühendislerin gerçekleştireceği iyileştirmeler için bütçe ve yatırım ödeneği ayrılması gereklidir. Örnek verilecek olursa bir tekstil boyahanesindeki atık boyalı sıcak suların enerjisinden yararlanılarak sistemde kullanılacak olan suyun ısıtılmasının gerçekleştirilmesi mümkündür. Bu sayede işletmenin doğalgaz giderlerinde %15–30 arası enerji tasarrufu sağlanabilmektedir. Hatta bu sistemle hazırda sıcak su bulunması nedeniyle proses süresindeki kısalma ile üretim kapasitesinde de yaklaşık %10–15 artışa neden olabilmektedir. Bu rakamlar bir işletme için çok ciddi rakamlardır. Maalesef ki boyahanelerin sadece %5'i kadarında bu sistem kurulmuştur. Bunların bir kısmında yeterli bütçe ayrılmaması nedeniyle hatalı uygulamalar neticesinde yeterince verimli çalışmamaktadır.

İşletmelerde atık baca gazları, atık sıcak sular, soğutma suları, eksik yanma ürünleri gibi yollarla, harcanan enerjinin bir bölümü çevreye salınmaktadır. Bu kayıplar çok karışık olmayan sistemler ile geri kazanılabilmektedir.

Atık enerjilerden çok az geri kazanım yapılmaktadır. Bunlar genellikle; baca gazı ısı geri kazanım sistemleri, atık su ısı geri kazanım sistemleri, proses soğutma sularındaki enerjinin değerlendirilmesi gibi uygulamalardır. Bu sistemler, ısı değiştiricileri ve kontrol mekanizmaları kullanılan ve sıcak akışkan ile soğuk akışkanın ısıtılması prensibine dayanan, bundan sonra direkt geri kazanım sistemleri olarak adlandırılacak olan sistemlerdir ve verimleri %90-95'lere varabilmektedir. Direkt geri kazanım sistemlerinde ısıtılan akışkanın sıcaklığı hiçbir zaman enerji kaynağı akışkanın sıcaklığının üzerine çıkamaz. Dolayısıyla bu uygulamalar her proses için uygun değildir. Bunun nedenleri;

- Atık ısı kaynağının sıcaklığının düşük olması
- Harici bir uygulama için enerji talebi olmaması
- Atık ısı kaynaklarının genellikle yoğun kirletici madde taşınması ve ısı transfer yüzeylerinde enerji verimliliğini düşürmesi.

Atık ısıların sıcaklıkları yükseltilebilirse proses için faydalanılabilir enerji üretilmiş olur. Böylece enerji tasarrufu sağlanabilir. İşte düşük sıcaklıklı bir enerji kaynağını, harici bir ısı enerjisi kullanmaksızın, sıcaklığını yükselterek faydalanılabilirliğini arttırmak amacıyla Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri (AIY) kullanılabilir.

Endüstride düşük sıcaklıklı atık ısının bulunduğu bir çok proses bulunmaktadır. Genellikle bu atık ısılardan faydalanılmadan çevreye atılmaktadır. Bu çalışmada Absorbsiyonlu Isı Yükselticiler kullanılarak farklı endüstriyel proseslerdeki atık enerjiden, faydalanılabilir enerji üretimi ve kullanımı incelenecektir.

2- Kaynak Araştırması

Tez çalışması sırasında absorpsiyonlu ısı yükselticisi konusunda yapılmış çok fazla çalışma olmadığı görülmüştür. Mevcut çalışmalar genellikle absorpsiyon teorisi üzerine yapılmıştır. Uygulaması az olan absorpsiyonlu ısı yükselticilerinin pratikteki uygulamaları ise genellikle laboratuvar şartlarında yapılmış çalışmalar olduğu tespit edilmiştir. Yapılan çalışmalarda genellikle absorpsiyonlu ısı yükselticisi sisteminin verimliliğini ifade eden COP_{AIY} değerinin artırılmasına yönelik olarak gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada ise bu yaklaşımlardan farklı olarak örnek bir uygulamadaki absorpsiyonlu ısı yükselticisi ile sağlanan enerji tasarrufu miktarına etki eden ve genel sistem verimini ifade eden COP_{Sis} değerini arttırmaya yönelik uygulamalar esas alınmıştır. Ayrıca bu çalışmada COP_{AIY} yükselmesinin her zaman COP_{Sis} değerinin yükselmesine pozitif etkisi olmadığı tespit edilmiştir.

Bourouis ve arkadaşları (2004) “Deniz suyunun saflaştırılmasında düşük sıcaklıklı ısı kaynaklarının ve su-(LiBr+LiI+LiNO₃+LiCl) kullanılan absorpsiyonlu ısı yükselticisi kullanımı” makalesinde tipik bir damıtım tesisinde absorpsiyonlu ısı yükselticileri kullanılarak kondenser sıcaklığındaki enerjiden faydalanarak ısı geri kazanımı incelenmiştir. İncelemede LiBr-Su ve (LiBr+LiI+LiNO₃+LiCl)-Su eriyiği gibi çok bileşenli eriyik kullanımı durumunda sistem çalışma şartları incelenmiştir. Çalışma neticesinde daha geniş çözelti aralığında çalışmanın sağlanabileceği ve korozif etkilerin azaldığı anlatılmıştır. Konsantrasyonun daha geniş aralıkta kullanılabilmesi durumunun, sıcaklık değerlerinde esneklik sağlaması ve COP değerinin artırılmasına imkan tanıyacağı gösterilmiştir.

Mostofizadeh ve Kulick (1998) “Proses endüstrisinde yeni tip ısı yükselticisi kullanılması” makalesinde farklı prosesler için çok kompartımanlı absorpsiyonlu ısı yükselticilerinin termodinamik analizi yapılarak örnek bir sistemin çözümü bilgisayar programı yardımı ile yapılmıştır. Daha sonra 4 mW kapasiteli bir absorpsiyonlu ısı yükselticisi uygulaması incelenmiştir. İşletme maliyetleri, işçilik dâhil, geri kazanım miktarı ve masrafları dâhil olmak üzere takriben 2,36 yılda kendisini amorti ettiği anlatılmıştır.

Huicochea ve arkadaşları (2004) Su damıtım sistemine entegre edilmiş absorpsiyonlu ısı yükselticisini, küçük kapasiteli bir test ünitesi kurarak deneysel sonuçlarını incelemişlerdir. Eriyik olarak LiBr-Su çifti kullanılan bir absorpsiyonlu ısı yükselticisi tercih edilmiştir. Konsantrasyon değerinin değişiminin sistem verimine etkisini irdelemişlerdir. Sonuç olarak absorber eriyiği olarak ifade edilen fakir eriyiğin konsantrasyonunun yükselmesi ile COP_{A1Y} değerinin arttığı sonucuna varılmıştır.

Tufana (1997) damıtma prosesinde ısı geri kazanım amaçlı ısı pompaları ve absorpsiyonlu ısı yükselticilerinin alternatif kullanımları incelenmiştir. Tek, çift kademeli uygulamalar, absorpsiyonlu ısı yükselticisi ve ısı pompasının paralel olarak kullanıldığı uygulamalar karşılaştırılmıştır. Tek ve çift kademeli cihazların işletme maliyetleri ve sabitlenmiş maliyetleri karşılaştırılmıştır.

Best ve arkadaşları (1997) Carrier firmasının patentli ürünü olan LiBr-H₂O glikol etilen karışımı olan Carrol-Su eriyiği kullanarak daha yüksek konsantrasyonlarına çıkılabildiğini belirtmişlerdi. Çalışmada tek kademeli, çift kademeli ve çift absorberli absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemlerinin COP_{A1Y} değeri yaklaşık olarak hesaplanmıştır.

Shi ve arkadaşları (2000) “Farklı akışkan kombinasyonu ile absorpsiyonlu ısı yükselticisinin performans analizi” Makalesinde H₂O/LiBr, TFE (2,2,2-trifluoroethanol) / NMP (N-methyl-2-pyrrolidone), TFE/E181 (dimethylether tetra - ethylene glycol) ve TFE/PYR(2-pyrrolidone) akışkanlarının absorpsiyonlu ısı yükselticisi için kullanımlarının analizleri yapılmış ve H₂O/LiBr çiftinin düşük sıcaklıklar için uygun, yüksek sıcaklıklar içinse diğer akışkanların daha uygun olduğu anlatılmıştır.

Genssle ve arkadaşı (2000) TFE-E181 eriyiği kullanılan bir absorpsiyonlu ısı yükselticisinde, ilk yatırım maliyetlerinin düşürülmesi için kaynatıcı, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı ünitelerinde lehimli plakalı eşanjör kullanılması durumu ve bu şekildeki sistemin TFE-E181 eriyiği ile performans parametreleri incelenmiştir.

Horuz ve Kurem (2001) “Absorbsiyonlu ısı yükselticisinde amonyak-su ve su-LiBr çözeltisi kullanımın karşılaştırılması” makalesinde absorbsiyonlu ısı yükselticilerinde amonyak su ve LiBr-Su eriyiği kullanımının karşılaştırılması yapılmıştır. Konsantrasyon ve sıcaklık değişimlerinin absorbsiyonlu ısı yükselticisi COP_{AY} 'sine etkileri incelenmiştir. LiBr-Su çiftinin absorbsiyonlu ısı yükselticisi için daha uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Rivera ve Romero (2000) Elektrik ısıtıcıları kullanarak güneş enerjisinden absorbsiyonlu ısı yükselticisine $80^{\circ}C$ sıcaklıkta enerji aktarımı yapıldığını simule etmişlerdir. Bu simülasyon ile absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistemi elemanları absorber, kaynatıcı ve yoğuşturucu sıcaklıklarındaki değişimin COP üzerindeki etkileri irdelenmiştir.

Ma ve arkadaşları (2003) Çin'deki bir kauçuk firmasındaki $98^{\circ}C$ sıcaklıktaki atık buhar ile absorbsiyonlu ısı yükselticisinde $95^{\circ}C$ 'deki suyu $110^{\circ}C$ 'ye çıkararak, pıhtılaştırma ünitesinin ihtiyacı olan enerjiye takviye olması sağlanmıştır. $5000kW$ 'lık absorbsiyonlu ısı yükselticisinin teorik ve pratikteki uygulaması karşılaştırılmış olup pratikteki COP değeri 0,47 olduğu tespit edilmiştir. Sistemin amortisman süresi yaklaşık 2 yıl olarak hesaplanmıştır.

Rivera (2000) Deneysel “Güneş enerjisi ile elde edilen sıcaklığın tek kademeli ısı yükselticisi kullanılması ile yükseltilmesinin değerlendirilmesi”. Makalesinde güneş enerjisi ile çalışan deneysel absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistemi üzerindeki COP parametresinin değişimi ve yorumlanması yapılmıştır.

Zhao ve arkadaşları (2003) “Eriyik olarak Lityum Bromür-Su kullanan iki kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisinde yeni eriyik çevriminin termodinamik performansı”. Bu makalede Zhao ve arkadaşları Çift absorberli paralel ve seri sistemi karşılaştırmışlardır. Bunların termodinamik performanslarını incelemişlerdir.

Rivera ve arkadaşları (2003) “Bütan ve Pentan prosesinde tek kademeli ve çift kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisi kullanarak enerji geri kazanımı”. Bu çalışmada

Meksika'daki bütan ve pentan damıtım tesisinde tek kademeli ve çift kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisi ile teorik olarak sağlanabilecek enerji tasarrufu incelenmiştir. Tek kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisi ile kazanda %26-43 arası enerji tasarrufu mümkün iken, Çift kademelide %28-33 arası enerji tasarrufu sağlanabileceği hesaplanmıştır.

Siqueiros ve arkadaşları (2007) "Su damıtım sistemlerinde kullanılan absorpsiyonlu ısı yükselticilerinde COP değerinin artırılması: Bölüm1 Isı kaynağının sıcaklığının yükseltilmesi.". Bu makalede atık ısı kaynağının sıcaklığının yükseltilmesinin COP ve absorberde üretilen ısının sıcaklığındaki değişim incelenmiştir.

Daha önce yapılmış çalışmalardan da görüldüğü üzere genellikle absorpsiyonlu ısı yükselticisinin iç verimliliğini ifade eden COP_{AIY} değeri üzerinde durulmuştur. Bu makalede ise bir yandan absorpsiyonlu ısı yükselticisi sisteminin iç döngüsü, diğer yandan ise atık ısı tarafı incelenecektir. Bu sayede sistem verimliliğine parametrelerin etkisi incelenecektir.

3- Materyal ve Yöntem

Bu çalışmada absorpsiyonlu ısı yükselticilerinin sanayiye uygulanabilirliği ve işletme şartlarında maksimum verimliliğin sağlanması için yapılması gereken iyileştirmeler incelenmiştir. Absorpsiyonlu ısı yükselticileri sisteminin çözülebilmesi için, sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Hal denklemlerinin çözümü için basit bir program yazılmıştır.

Hesaplamaların doğruluğu aynı zamanda abaklar yardımıyla kontrol edilmiştir. Programda kullanılan denklemler ilerleyen bölümde verilmiştir. Program LiBr-H₂O eriyiği için hesaplamaları yapabilmektedir.

Yöntem olarak sanayide uygulamanın gerçekleştirilebileceği örnek proses seçildi. Öncelikle klasik tabir edilebilecek olan eriyik eşanjörlü, aynı ısı kaynağının kaynatıcı ve buharlaştırıcıya dağıtıldığı absorpsiyonlu ısı yükselticisi incelendi. Bu sistem üzerinde ünitelerin sıcaklık değişimlerinin sistem çalışmalarına etkileri tespit edildikten sonra, bu tespitler ışığında absorpsiyonlu ısı yükselticisi performansının artırılabilmesi için gerçekleştirilebilecek değişiklikler yapılarak sistem çözümlenmesine gidildi.

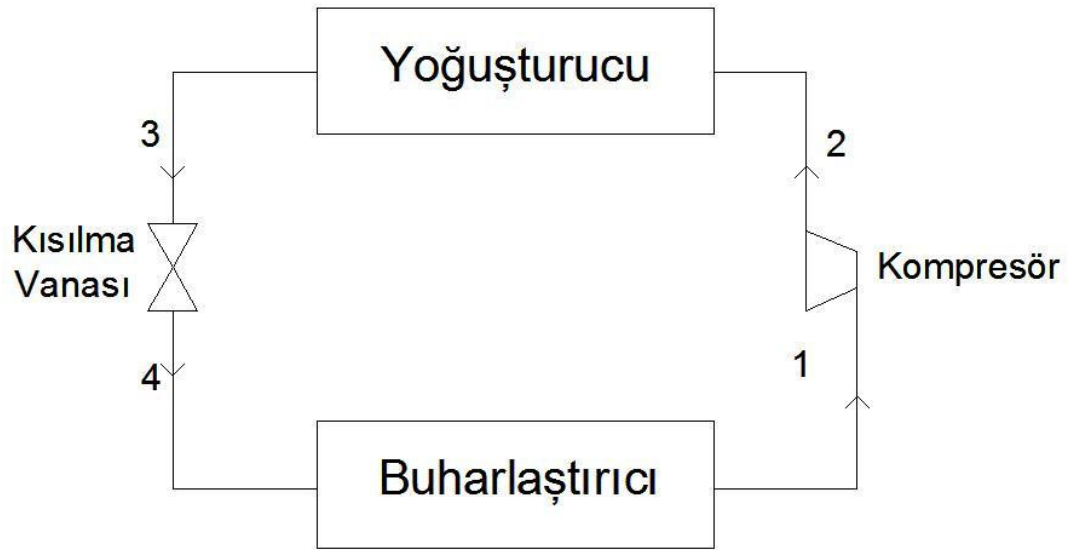
Tek kademeli alternatif sistemler incelendikten sonra, buhar üretilebilmesi için iki kademeli ve çift absorberli absorpsiyonlu ısı yükselticisi incelendi. Çift absorberli seri tip sistem, çift absorberli paralel tip sistem ve iki aşamalı absorpsiyonlu ısı yükselticisi uygulamaları karşılaştırıldı.

Bundan sonraki bölümlerde absorpsiyonlu ısı yükselticisi sisteminin temel absorpsiyon mantığı incelenecek ve daha sonra tek kademeli, iki kademeli ve çift absorberli ısı yükselticilerinin çalışma prensipleri ve termodinamik analizleri yapıldıktan sonra örnek proses için teorik olarak uygulamaları incelenecektir.

4- Absorbsiyonlu Isı Yükselticileri

Absorbsiyonlu ısı yükselticisini mantığının anlaşılması için öncelikle absorbsiyonlu soğutma sistemi, dolayısıyla soğutma sistemlerinin mantığının incelenmesi gerekmektedir.

Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sistemi 4 ana elemandan oluşur. Bunlar kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcıdır. Buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminde buharlaştırıcıda gaz haline geçen bir soğutucu akışkan kullanılır.



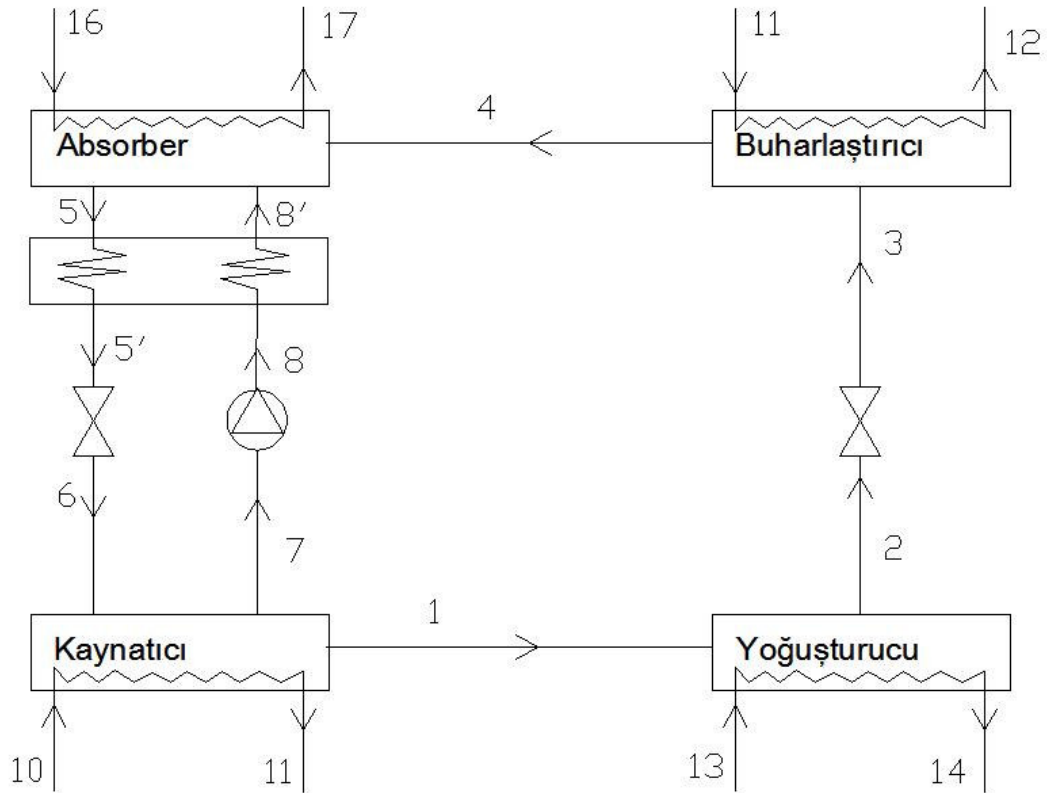
Şekil 1 Buhar Sıkıştırımlı Mekanik Soğutma Sistemi Şematik Gösterimi

Şekil 1'deki buhar sıkıştırımlı mekanik soğutma sisteminde; soğutucu akışkan kompresöre (1) noktasında doymuş buhar olarak girer ve izentropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra (2) noktasında kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan (3) noktasında doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı (3) noktasında çevre sıcaklığının üzerindedir. Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir kısılma vanası veya kılcal borulardan geçirilerek basıncı düşürülür. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya (4) halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı –

buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

“Absorbsiyonlu soğutma sistemi, buhar sıkıştırma mekanik soğutma sistemine oldukça benzerdir. Soğutma yükü, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşmasıyla karşılanır. Buhar sıkıştırma mekanik soğutma çevrimindeki mekanik işlem yerini, absorbsiyonlu soğutma sisteminde fiziko-kimyasal işlemler alır. Buhar sıkıştırma mekanik soğutma sistemindeki mekanik ve elektrik enerjisinin yerine absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde ısı enerjisi kullanılmaktadır.”(Horuz, 2002)

Absorbsiyonlu soğutma çevriminde soğutucu akışkan çifti kullanılır. Bu soğutucu akışkan ve absorbent akışkandan meydana gelir. En yoğun bilineni LiBr-Su ve NH₃-Su çiftidir.

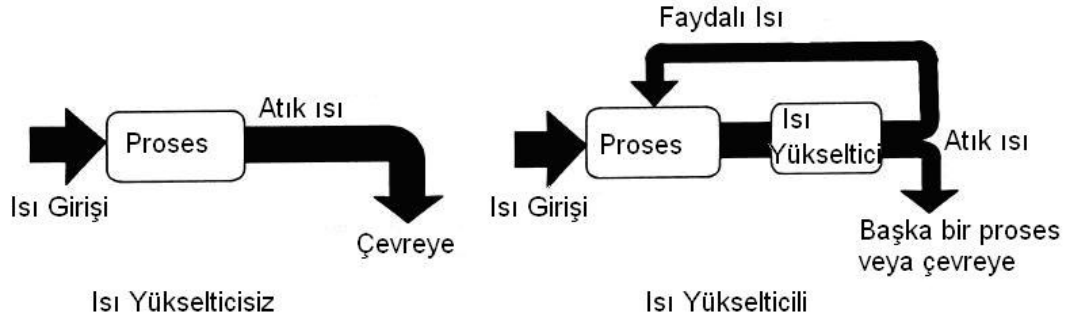


Şekil 2 Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Şematik Gösterimi

Absorbsiyonlu soğutma sisteminin prensibi Şekil 2’de görülmektedir. (5) ile gösterilen eriyik, besleme pompasından geçirilerek basıncı artırılır. (6) noktasında kaynatıcıya giren eriyik, burada ısı ilavesi ile soğutucu akışkanı damıtır. Sıcak olan (7) ile gösterilen eriyik, yoğuşturucu basıncında ayırıcıdan çıkar. Bu eriyik (7) noktasında kısılma vanasına girer ve (8) noktasında basıncı buharlaştırıcı basıncına getirilerek absorbere gönderilir. Sıcak ve yüksek basınçtaki soğutucu akışkan, (1) noktasında kaynatıcıdan yoğuşturucuya girer. Burada soğutucu akışkan buharları yoğuşarak bu elemandan (2) noktasında çıkar (3) noktasında kısılma vanasından geçirilip basıncı buharlaştırıcı basıncına düşürülerek buharlaştırıcıya gönderilir. Buharlaştırıcıda soğutulan ortamdaki alınan ısı ile soğutucu akışkan burayı soğutur. Soğuk ve düşük basınçta (4) noktasındaki soğutucu akışkan buharları absorber içindeki soğuk ve yüksek derişiklikteki eriyik tarafından absorbe edilir.

4.1.- Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Sistemine Giriş

Son yıllarda birçok ülke enerjinin geri kazanımı ve verimli kullanılmasını kolaylaştıracak cihazların geliştirilmesi için büyük miktarda para yardımı yapmaktadır. Bu cihazlar arasında en dikkat çekici cihaz, düşük dereceli ısıyı, yükselterek endüstriyel uygulamalar için kullanılabilir sıcaklığı getiren, absorbsiyonlu ısı yükselticileridir.

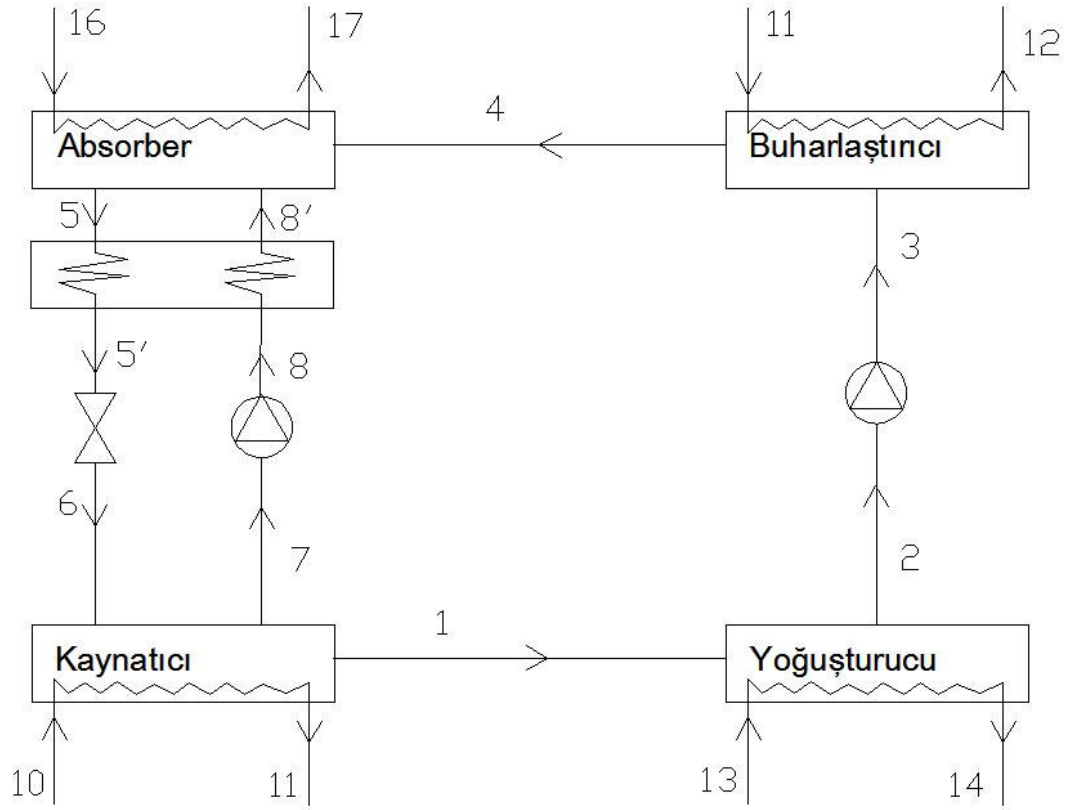


Şekil 3 Absorbsiyonlu ısı yükselticisi kullanılan ve kullanılmayan prosesteki enerji akışı.(Mostofizadeh,1998)

Şu anda ticari olarak kullanılan ısı yükselticilerinde karışım olarak genellikle LiBr-H₂O çifti kullanılmaktadır. LiBr-H₂O haricinde Amonyak-su ve firmaların ürünü olan

farklı akışkan çiftleri kullanılabilir. LiBr-H₂O yoğun kullanılmasına rağmen, bu karışımın bazı dezavantajları bulunmaktadır, bunlardan biri tuz konsantrasyonu %70 mertebelerindeyken gerçekleşen kristalizasyondur. Su-Carrol karışımı Carrier Co tarafından geliştirilmiş olup, LiBr- Su ile neredeyse aynı özelliklere sahiptir fakat %80 gibi daha yüksek eriyik konsantrasyon oranında çalışabilmektedir.

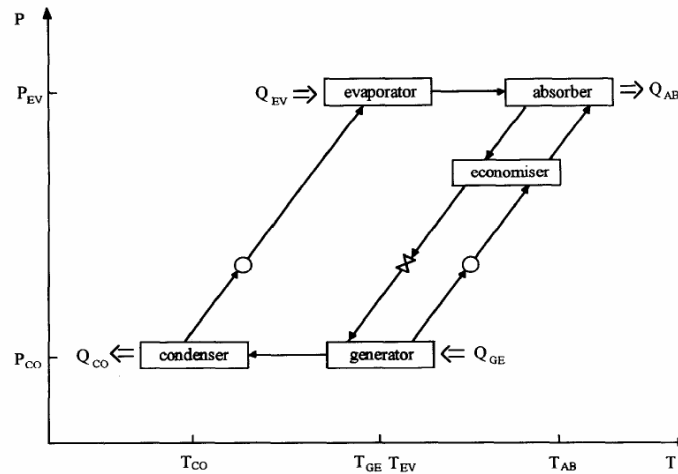
Tek kademeli ısı yükselticisi, Şekil4'de görüldüğü üzere, temel olarak buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kaynatıcı ve absorberden meydana gelmektedir. Bu gruba enerji tasarrufu sağlanabilmesi için kaynatıcı ve absorber arasında eriyik eşanjörü konulabilmektedir. Sanayiye yönelik uygulamalar için eriyik eşanjörünün avantaj veya dezavantaj teşkil ettiği durumlar ilerleyen bölümlerde irdelenecektir.



Şekil 4 Tek Kademeli Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi (Eriyik Eşanjörlü) Şematik Gösterimi

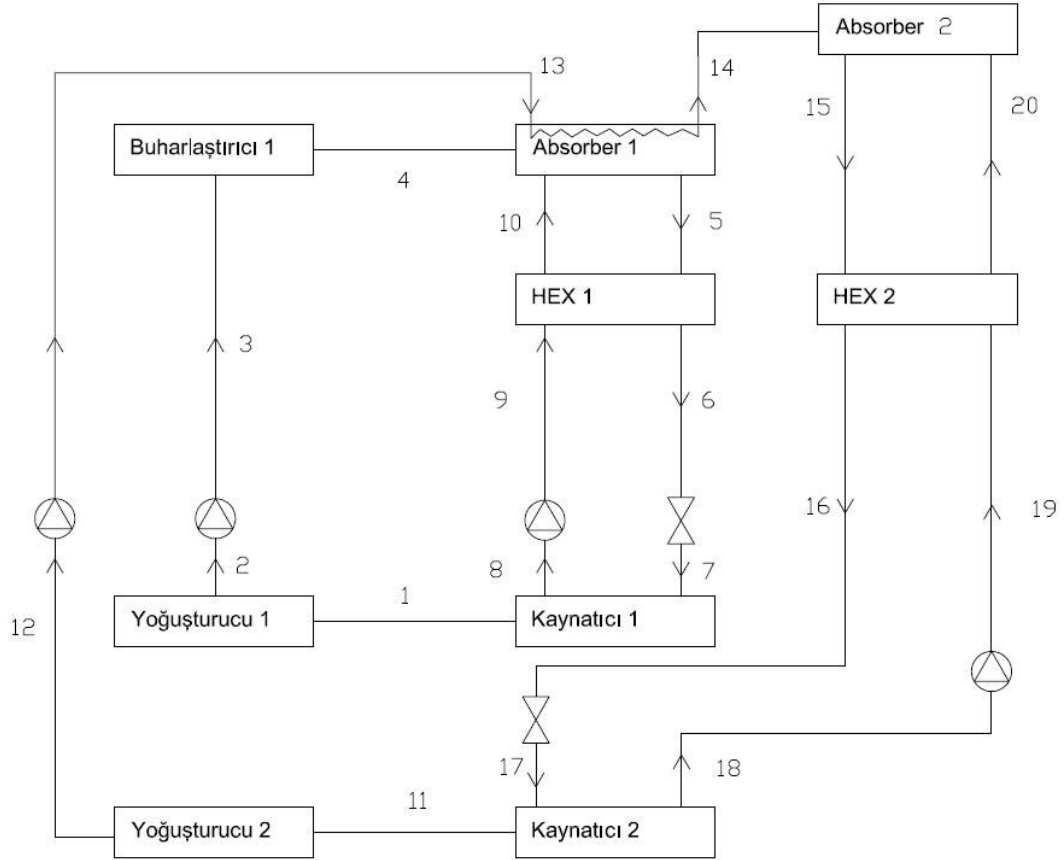
Tek kademeli AIY çalışma prensibi absorpsiyonlu soğutma sistemine benzer. (7) noktasında düşük basınçta olan eriyik kaynatıcıya girer, burada düşük sıcaklıklı atık ısı enerjisi kaynatıcıda eriyiğe aktarılır. Buharlaştırma neticesiyle kaynatıcıda konsantrasyonu değişen eriyik (8) noktasında bir pompa yardımıyla basıncı buharlaştırıcı basıncına gelecek şekilde artırılır ve absorbere ayrılan gazı sönmölemek üzere gönderilir. Kaynatıcıda (1) noktasında gaz fazına geçip eriyikten ayrılan akışkan, yoğuşturucu basıncında kaynatıcıdan yoğuşturucuya gider. (2) noktasında yoğuşturucuda yoğuşan akışkanın basıncı (3) noktasında bir pompa yardımıyla yükseltilir. Buradan çıkan yüksek basınçtaki akışkan buharlaştırıcıya girer. Akışkanın buharlaşması için buharlaştırıcıya ısı verilir. Yüksek basınçta soğutucu akışkan (4) noktasında absorbere girer ve burada (7) noktasındaki yüksek basınçlı eriyik tarafından absorbe edilir. Bu sırada gerçekleşen fiziko-kimyasal reaksiyon neticesinde yüksek sıcaklıklı ısı açığa çıkar. Döngünün sağlanabilmesi için sıcaklık kaynatıcı sıcaklığına düşürülecek şekilde bu ısının uzaklaştırılması gerekmektedir. Absorberde gaz fazındaki akışkanla birleşen eriyik bir kısılma vanasından geçirilerek basıncı yoğuşturucu basıncına düşürülür.

Şekil 5'te aynı çevrimin sıcaklık ve basınç diyagramında gösterimi bulunmaktadır. Şekilde görüldüğü gibi iki basınç bölgesi bulunmaktadır. Eğer buharlaştırıcı ve kaynatıcı aynı atık ısı kaynağından yararlanıyorsa 3 sıcaklık değerinden bahsedilebilir. Ayrıca en yüksek sıcaklığın absorberde meydana geldiği açıkça görülmektedir.



Şekil 5 Sıcaklık ve basınca bağlı Tek Kademeli AIY diyagramı (BEST,1997)

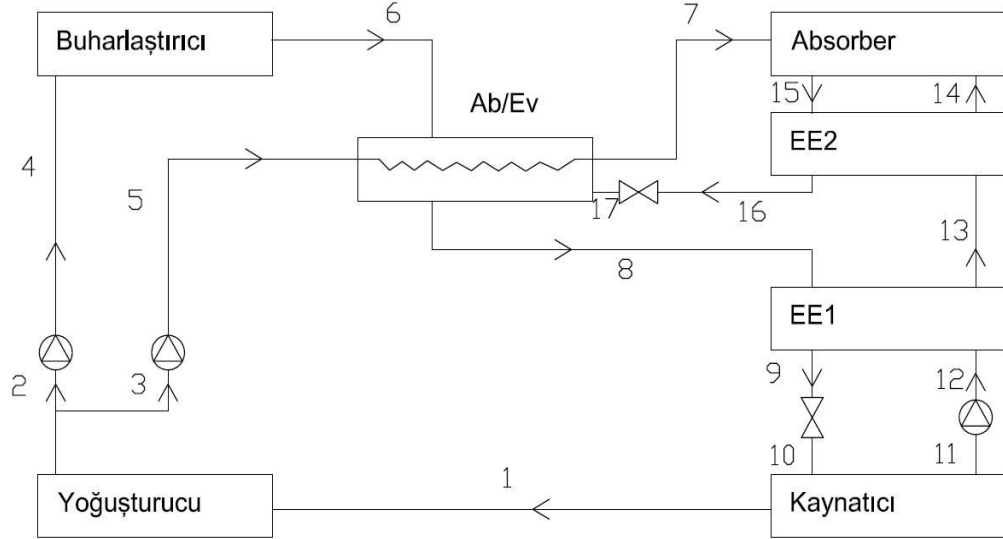
Tek kademeli ısı yükselticisinde sıcaklıklar belirli oranda artırılabilir. Bu oranın üzerinde artış yapılmak isteniyorsa kademe sayısının artırılması zorunludur. Bunun için farklı birçok yöntem bulunmaktadır. Bu çalışmada iki kademeli ve çift absorberli sistem incelenecektir.



Şekil 6 İki Aşamalı Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Şematik Gösterimi

İki aşamalı absorbsiyonlu ısı yükselticisi Şekil 6'da gösterildiği üzere 2 adet tek kademeli sistemden oluşmaktadır ve prensibi aynıdır. Sadece birincinin absorberi, ikinci kademenin buharlaştırıcısı olarak kullanılır. İkinci kademenin buharlaştırıcısında, birincinin buharlaştırıcısından daha yüksek sıcaklıklara çıkılması sayesinde ikinci kademenin absorberinde de daha yüksek sıcaklıklara çıkılmaktadır.

Çift absorbsiyonlu ısı yükselticisinde ise Şekil 7'de görüldüğü gibi bir adet kaynatıcı, bir adet yoğuşturucu, bir adet buharlaştırıcı, bir adet absorber/evaporatör ve absorberden oluşmaktadır.



Şekil 7 Çift Absorberli Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi

Bu sistemde soğutucu akışkan yoğuşturucu çıkışında iki ayrı pompa ile farklı basınçlarda absorber ve absorber-evaporatör'e basılır. Düşük basınçlı hat önce buharlaştırıcıya girer orada doymuş buhar fazına geldikten sonra absorber-evaporatöre gelir. Burada açığa çıkan yüksek sıcaklıklı ısı, yüksek basınçlı hattın buharlaştırıcısı görevini görür. Daha yüksek bir basınç olması nedeniyle daha yüksek sıcaklıkta buharlaşma meydana gelecektir. Dolayısı ile absorberde daha yüksek sıcaklıklara ulaşılacaktır.

4.2. -Soğutucu Akışkan-Absorbent Çifti

Absorbsiyonlu ısı yükseltici sisteminde kullanılacak soğutucu akışkan-absorbent (soğurucu) çiftinin aşağıdaki özellikleri taşıması gerekmektedir;

- 1- Soğutucu akışkan ve absorbent çifti, çevrimin çalışacağı sıcaklıklarda katı fazda bulunmamalıdır. Oluşacak çözeltinin derişikliği hiçbir zaman katı fazın meydana

gelebileceği değerlerde olmamalıdır. Aksi takdirde çevrim içindeki akış duracak ve çevrim çalışmayacaktır.

2- Soğutucu akışkan, soğurucu akışkandan daha çabuk buharlaşabilmelidir. Böylece kaynatıcıdaki soğutucu akışkan - soğurucu eriği ısıtıldığında soğutucu akışkan kolayca ayrılarak yoğuşturucuya gidebilir. Bu özellik olmadığı takdirde kaynatıcıya daha çok ısı vermek gerekeceğinden çevrimin verimi düşecektir.

3- Absorbsiyonun gerçekleştiği şartlarda, soğurucu akışkanın soğutucu akışkana eğiliminin büyük olması gerekir.

4- Soğutucu akışkan özelliklerinin büyük ölçüde etkilediği çevrim basınçlarının çok yüksek ve çok alçak olması istenmez. Basıncın çok yüksek olması kullanılacak donanımın daha kalın olmasını gerektirdiğinden maliyeti artıracaktır. Çok düşük basınçlar da donanımların daha korunumlu olması, içeriye hava kaçağı olmaması gerekmektedir. Hava kaçağı çevrimin yapısına etki ederek istenmeyen hallerin doğmasına sebep olacaktır.

5- Uzun yıllar değişik ve zor şartlarda hizmet verecek akışkanların kimyasal olarak kararlı olması istenir. Kararsızlık çevrimde istenmeyen gaz ve katı oluşumuna neden olabileceği gibi, korozif etkili maddelerin oluşumuna da neden olabilir.

6- Soğutucu ve soğurucu akışkanların, donanımda kullanılan malzemelere korozif etkisi olmaması gerekir.

7- Soğutucu ve soğurucu akışkanlar tek başına ve birlikte zehirli, yanıcı, parlayıcı ve patlayıcı olmamalıdır.

8- Isı ve kütle geçişinin kolay olabilmesi, pompa işinin fazla olmaması için soğutucu ve soğurucu akışkanların viskozitelerinin düşük olması istenir.

9- Soğutucu akışkanın buharlaşma gizli ısısının yüksek olması çevrimde dolaşacak soğutucu akışkan ve dolayısıyla soğurucu akışkan miktarını azaltacaktır.

10- Ucuz ve kolay temin edilebilir olmalı.

11- Zehirli olmamalı.

Absorbentlerden istenen özellikler aşağıda belirtilmiştir;

1- Soğutucu akışkanla kolay birleşip kolay ayrılmalı,

2- Soğutucu akışkana göre kaynama sıcaklığı daha yüksek olmalı,

- 3- Sistemin hiçbir yerinde katı halde bulunmamalı,
- 4- Absorbe etme özelliği yüksek olmalı,
- 5- Donma sıcaklığı düşük olmalı,
- 6- Kolay bulunabilmeli ve ucuz olmalı,
- 7- Zehirsiz olmalı,
- 8- Viskozitesi düşük olmalı,
- 9- Yanıcı ve patlayıcı olmamalı,
- 10- Donanımda kullanılan malzemelere korozif etkisi olmamalı,
- 11- Soğutucu akışkanla reaksiyona girmemeli,

Aşağıda absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde yaygın olarak kullanılan amonyak-su ve lityum bromür-su çiftleri hakkında bilgi verilmiştir.

4.2.1. -Soğutucu Akışkan-Absorbent Çiftinin Özellikleri

Amonyak-Su Eriyiği

Hacimsel özgül soğutma yükünün büyük olması nedeniyle özellikle büyük endüstri tesislerinde amonyak kullanılır. Bakır, bakır çinko alaşımları ve galvaniz kaplamalı malzeme üzerinde korozif etkisi vardır. Tesisatta yalnız çelik ve dökme demir kullanılması zorunludur. Bronza fazla tesir etmez.

Atmosfer sıcaklığında amonyağın buharlaşma sıcaklığı -33°C civarında olduğundan bu sıcaklığın altına inmek sisteme hava sızmasına yol açabilir. Ancak çok düşük sıcaklıklara inildiğinde bu sızma pek tehlikeli değildir. Zira amonyak sisteme sızan suda eridiğinden donma noktası alçalır, böylece katılaşma ve tıkanma tehlikesi azalır. Suda kolayca erimesi ve ısıtıldığında sudan kolayca ayrılması nedeniyle amonyak, absorpsiyonlu soğutma makinelerinde çok kullanılır.

Amonyak küçük soğutma yükleri için pek elverişli bir akışkan değildir. Çünkü sistemde dolaşan akışkan miktarı çok az olunca ayar ve kontrol güçleşir. Yüksek özgül soğutma yükü sayesinde kompresör boyutları küçük tutulur.

Yanıcı bir gaz değildir ancak hava ile karışım halinde olunca 650°C gibi yüksek sıcaklıklarda tutuşabilir. Solunum organlarına, cilde, gözlere hoş olmayan etkiler yapar, sıvısı ciltte yanmalar meydana getirir. Çok miktarda amonyak teneffüs edilirse insanda şok tesiri yapar.

Soğutma devresinde, amonyağın çarpıcı bir kokusu olduğu için kaçak olup olmadığı kolayca anlaşılır. Ancak bunun yerini saptamak biraz güçtür. Kaçakların yerini saptamakta kükürt dioksitten yararlanılır. Amonyak kükürt dioksit karışınca beyaz bir duman oluşur. Bu da kaçakların yerinin kolayca belirlenmesini sağlar. Çoğu zaman kaçakların yerini belirlemekte daha güvenilir olduğu için sabun köpüğünden yararlanmak gerekir.

Amonyak gıda muhafazasında kullanıldığında sistemin sızdırmaz olmasına özellikle özen gösterilmelidir, çünkü amonyağa bulaşmış besin maddeleri yenmez.

Soğutma tesislerinde soğutucu akışkan olarak amonyağın kullanılmasının ve tercih edilmesinin nedenlerini şöyle sıralayabiliriz;

- Buharlaşma gizli ısı yüksektir.
 - Yoğunlaşma sıcaklığı ve basıncı düşüktür.
 - Üretimi kolay,maliyeti yüksek değildir.
 - Kokulu olduğu için soğutma tesisinde kaçak olup olmadığı kolayca anlaşılabilir.
- (Horuz, 2002)

Lityum Bromür-Su Eriyiği

Bu akışkan çifti son yıllarda oldukça önem kazanmış durumdadır. Lityum bromürün kaynama noktası sudan 540°C daha fazladır. Buda kaynatıcı içerisinde suyun lityum bromürden kolayca ayrılmasını sağlar. Lityum bromür kolayca elde edilebileceği için maliyeti çok ucuzdur.

Lityum bromür-su eriyiği, sistem konstrüksiyonunda kullanılan malzemelere karşı son derece korozif tesiri vardır. Bu eriyiğin Roul't's kanunundan en geniş sapması bilindiğinden uygun operasyon şartları ve performans katsayısı verilir. Lityum bromür eriyiği suya göre daha büyük yüzey gerilimine sahiptir. Bu eriyiğin viskozitesi, kullanılan konsantrasyon değerleri için çok küçüktür. Bu eriyiğin özgül ısısı da saf suyunkine göre çok küçüktür.

Lityum bromür-su eriyiği, ideal bir eriyikten istenen şartların çoğuna sahiptir. En büyük mahzuru korozif tesiridir. Bu tesirine karşı eriyiğe inhibitörler katılır.

Bu eriyiğin başlıca avantajları şöyle sıralanabilir;

- Aynı sıcaklıklar arasında çalışan diğer akışkan çiftlerine göre daha yüksek soğutma tesir katsayısı sağlar.
- Bu sistemlerde ilave bir rektifikasyon kolonuna ihtiyaç olmadığından nispeten basit elemanlardan meydana gelir.
- Dolaşım pompası için gerekli olan mekanik iş çok azdır. Bu iş, amonyak-su çifti ile çalışan sistemin işinin yüzde biri kadardır.

Yukarıda sayılan avantajların yanında, lityum bromür-su eriyiği ile çalışan soğutma sistemleri ve ısı yükselticilerinin bazı dezavantajları da vardır. Bunlar;

- Buharlaştırıcı sıcaklığı, suyun donma noktası ile sınırlanmıştır. Bu akışkan çifti sadece iklimlendirme tesisatlarında kullanılabilir.
- Kristallenme olayı, çevrimin çalışma şartlarını sınırlar.
- Soğutma sistemi, düşük basınçlarda çalışır. Bu durum önlenemeyen hava sızmalarına sebep olur. (Horuz, 2002)

4.2.2. - Lityum Bromür-Su Eriğinde Kristalizasyon

Lityum bromür katı haldeyken kristal yapıya sahiptir. Tuzların çoğu gibi lityum bromür de suda çözülebilir. Lityum bromürün su ile yaptığı eriyiğin belirli bir

konsantrasyon değerinde belirli bir minimum eriyik sıcaklığı vardır. Bu minimum sıcaklığın altında tuz eriyikten ayrılmaya başlar. Yani katı hale gelmeye başlar, kristalleşme olur.

Absorbsiyonlu soğutma sistemlerinde kristalleşme olayının olma ihtimalinin en fazla olduğu yer eriyik ısı eőanşörüdür ki burada zengin eriyik kristalleşme sıcaklığına kadar inebilir. Bu durumda kristal haldeki tuz, ısı eşanjörünün borularına yerleşir ve boruları tıkararak cihazın çalışması için gerekli olan akışı durdurur, sistem çalışmaz hale gelir.

Kristalizasyon olayının temelde üç nedeni vardır;

1. Pompalama sisteminde güç dönüşümü olduğunda, otomatik dekristalizasyon sistemi çalışmaz.
2. Soğutma suyu sıcaklığında ani bir düşüş de kristalizasyona yol açar. Soğutma suyu, örneğin 30°C'de gelmesi gerektiği halde 12°C'de gelirse yoğuşturucu soğutma suyunun sıcaklığı çok düşmüş olur. Bu su absorberde kullanıldığından eşanjörden geçen fakir eriğin sıcaklığı 24°C'ye kadar düşer. Bu da zengin eriğin yaklaşık 15°C'ye, yani kristalleşme noktasına yaklaşmasına neden olur. Bu durumda yoğuşturucu soğutma suyunun kesilmesi kristalleşmeyi önler.
3. Hava sızıntıları da kristalizasyona sebep olur. Absorber basıncının artışı buharlaştırıcının kapasitesini sınırlar. Basıncın artışına sebep olan hava kabarcıkları buharlaştırıcının soğutma suyu sıcaklığını yükseltir. Buharlaştırıcıdaki bu sıcaklık yükselmesi otomatik bir düzenle kaynatıcıyı uyararak daha fazla ısı yükünün kaynatıcıya verilmesini sağlar. Böylece kaynatıcıda lityum bromür yüzdesi daha yüksek olan eriğin kalmasına sebep olur. Çünkü soğutucu akışkanın çoğu yoğuşturucuya gitmiştir. Şimdi absorberde daha az bir ısı yükü vardır. Bu nedenle absorberi terk eden fakir eriğin sıcaklığı düşer ve eşanjörde zengin çözeltinin sıcaklığını düşürerek kristalleşmeye neden olur. (Horuz, 2002)

5- Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Sistemi Termodinamik Analizi

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sisteminin termodinamik analizine temel oluşturacak birtakım kabuller yapılması gerekir. Bunlar aşağıdaki gibi sıralanabilir;

1. Her elemanın sıcaklığı uniform ve sabit değerdedir.
2. Kaynatıcı ve yoğuşturucu basıncı, yoğuşturucu sıcaklığına karşılık gelen doyma basıncıdır.
3. Buharlaştırıcı ve absorber basıncı, buharlaştırıcı sıcaklığına karşılık gelen soğutucu akışkan doyma basıncıdır.
4. Kaynatıcıdan ayrılan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı kaynatıcı sıcaklığı ve basıncındadır.
5. Yoğuşturucudan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş sıvı fazındadır ($x=0$).
6. Buharlaştırıcıdan ayrılan soğutucu akışkan, doymuş buhar fazındadır ($x=1$).
7. Absorberden ayrılan eriyik, absorber basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
8. Kaynatıcıdan ayrılan eriyik, kaynatıcı basınç ve sıcaklığında denge halindedir.
9. Aynı sıcaklık ve konsantrasyon için, denge halindeki eriyik entalpisi ile dengesiz haldeki entalpi eşittir.
10. Absorber, kaynatıcı, buharlaştırıcı, yoğuşturucu içerisinde ve boru donanımında basınç kaybı meydana gelmemektedir.
11. Sisteme iş girişi ihmal edilebilir (Pompa işi çok küçük).

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistemini oluşturan her bir eleman sürekli akış sürekli açık sistem (SASA) olarak ele alınıp, her biri için ayrı süreklilik denklemi ve termodinamiğin I. Kanunu yazılırsa ısı kapasitelerinin tespiti mümkün olur.

Süreklilik denklemi;

$$\sum \dot{m}_G = \sum \dot{m}_\zeta \quad (5.1)$$

burada;

\dot{m}_G = Giren kütle miktarı (kg/s)

$\dot{m}_Ç$ = Çıkan kütle miktarı (kg/s)

Termodinamiğin I. Kanunu,

$$\Sigma Q - \Sigma W = \Sigma H_Ç - \Sigma H_G \quad (5.2)$$

burada;

Q = Alınan veya verilen ısı miktarı (kW)

W = Alınan veya verilen iş miktarı (kW)

$H_Ç$ = Çıkan entalpi (kW)

H_G = Giren entalpi (kW)

Entalpi kütle miktarı ile özgül entalpi çarpımından elde edilir;

$$H = \dot{m} \cdot h \quad (5.3)$$

Sistemin her bir noktasında basınç ve sıcaklığı tespit etmek nispeten kolay olduğundan, basınç ve sıcaklık değerlerine karşılık gelen her bir eleman giriş ve çıkış noktalarındaki özgül entalpiyi hesaplamak mümkündür. Elemanların ısı kapasiteleri hesaplanırken özgül entalpinin kütle miktarı ile çarpılması gerekir ki, bu pek kolay değildir. AIY sisteminde tespit edilmesi gereken 3 kütle değeri vardır. Bunlar zengin eriyik, fakir eriyik ve soğutucu akışkan debisidir. Absorbsiyonlu ısı yükselticisinde kaynatıcıya aktarılabilecek veya absorberde faydalanabileceğimiz enerji miktarı bilirse Bölüm 5.1. deki termodinamik analiz yöntemi ile soğutucu akışkan debisi kolaylıkla bulunabilir.

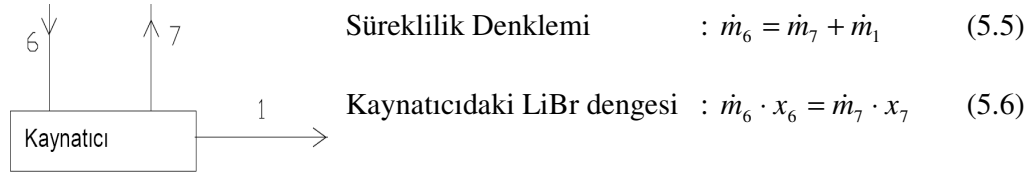
5.1- LiBr-H₂O Eriyiği Kullanılan Tek Kademeli Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Termodinamik Analizi

Şekil 4'de ana bileşenleri gösterilmiş olan absorpsiyonlu ısı yükselticisinin ısı ve kütle dengesinden yola çıkarak dolaşım oranı, eşanjör verimliliği ana bileşenlerin ısı kapasiteleri ve COP değerlerini hesaplanabilir. Absorbent maddenin buharlaşmadığı sıcaklık değerlerinde dolaşım oranı Denklem 5.1'de Şekil 4 için formülize edilmiştir.

$$f = \frac{\text{Zengin Eriyik}}{\text{Buharlasan Akiskan}} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \quad (5.4)$$

Dolaşım oranı f 'nin hesaplanabilmesi için Şekil 8'de şematik olarak sunulan sistemin kaynatıcısına süreklilik denklemini ve LiBr dengesinin uygulamak gerekecektir.

Kaynatıcı (SASA) :



Şekil 8 Kaynatıcı kütle akışı şematik gösterimi

Burada ;

$$\dot{m}_6 = \text{Fakir eriyik}$$

$$\dot{m}_7 = \text{Zengin eriyik}$$

$$x_6 = \text{Fakir eriyik konsantrasyonu}$$

$$x_7 = \text{Zengin eriyik konsantrasyonu}$$

Denklem 5.5 ve 5.6 birleştirilecek olursa;

$$\dot{m}_7 \cdot x_7 = (\dot{m}_7 + \dot{m}_1) \cdot x_6 \Rightarrow \dot{m}_7(x_7 - x_6) = \dot{m}_1 \cdot x_6 \quad (5.7)$$

Dolaşım oranı 5.7'nolu denklemden aşağıdaki gibi bulunur;

$$f = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{x_6}{x_7 - x_6} \quad (5.8)$$

5.5 nolu süreklilik denkleminin iki tarafıda \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$\frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} + 1 \Rightarrow \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} = f + 1 \quad (5.9)$$

Bütün noktalardaki basınç ve sıcaklık değerleri bilirse, bu noktalardaki konsantrasyon değeri ilgili tablolardan veya formüller yardımıyla bulunabilir. Dolayısıyla, kütleli debilerin oranları konsantrasyon oranlarına bağlı olarak hesaplanabilir. Kütleli debi oranlarının payda kısmındaki soğutucu akışkan debisi \dot{m}_1 , ısıtma ihtiyacı bilinmesi halinde kolaylıkla hesaplanabilen bir değer olması nedeniyle diğer elemanların kapasitesinin tayininde kolaylık sağlar.

Kaynatıcı ısı kapasitesinin tespiti için daha önce belirtildiği gibi Süreklilik denklemini ve termodinamiğin I.Kanunu yazılırsa;

$$\Sigma Q - \Sigma W = \Sigma H_{\zeta} - \Sigma H_G \quad (5.2)$$

Kaynatıcı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur ve yukarıdaki denklem;

$$Q_{Kay} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (5.10)$$

halini alır. Denklem her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$q_{Kay} = \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_1} = h_1 + f \cdot h_7 - (f + 1) \cdot h_6 \quad (5.11)$$

Yoğurturucu :

Yoğurturucu basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,

$$Q_{Yoğ} = H_2 - H_1 = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (5.12)$$

$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$ 'dir. Denklem her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$q_{Yoğ} = \frac{Q_{Yoğ}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 \quad (5.13)$$

Buharlaştırıcı :

Buharlaştırıcı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,

$$Q_{Buh} = H_4 - H_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (5.14)$$

$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_1$ 'dir. Denklem her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$q_{Buh} = \frac{Q_{Buh}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 \quad (5.15)$$

Absorber :

Absorber basıncı sabit olduğunda $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,

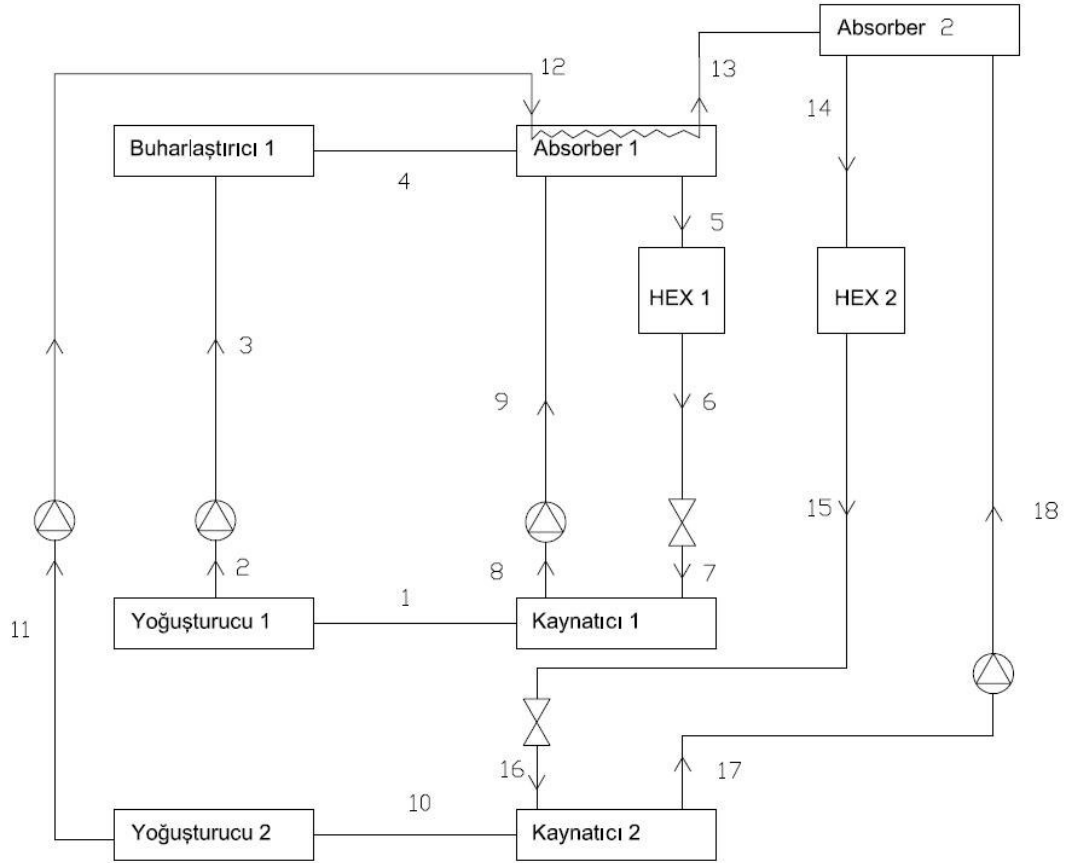
$$Q_{Abs} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_8 h_8 \quad (5.16)$$

$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$, $\dot{m}_4 = \dot{m}_1$ ve $\dot{m}_8 = \dot{m}_7$ 'dir. Denklem 5.16'nın her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünecek olursa,

$$q_{Abs} = \frac{Q_{Abs}}{\dot{m}_1} = (f + 1) \cdot h_5 - f \cdot h_8 - h_4 \quad (5.17)$$

Yukarıdaki bölümde tek kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan entalpi (h), basınç (P), konsantrasyon gibi değerlerin hesaplanabilmesi için Bölüm 5.5'teki LiBr-Su çiftinin ve suyun hal denklemlerinden yararlanılacaktır.

5.2- LiBr-H₂O Eriyiği Kullanılan 2 Aşamalı Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Termodinamik Analizi



Şekil 9 İki Aşamalı Absorbsiyonlu ısı yükselticisi

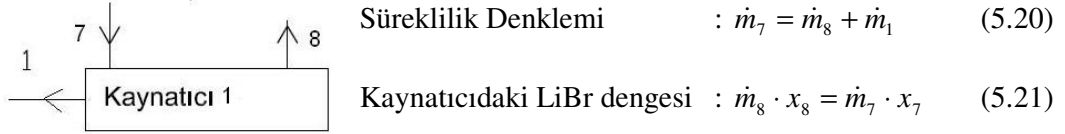
Şekil 9’da ana bileşenleri gösterilmiş 2 aşamalı absorpsiyonlu ısı yükselticisinin ısı ve kütle dengesinden yola çıkarak dolaşım oranı, eşanjör verimliliği ana bileşenlerin ısı kapasiteleri ve COP değerlerini hesaplanabilir. Burada tek kademeliden farklı olarak iki tane ayrı dolaşım oranı bulunmaktadır. Absorbent maddenin buharlaşmadığı sıcaklık değerlerinde dolaşım oranı Denklem 5.18 ve 5.19’da Şekil 9 için formülize edilmiştir.

$$f_1 = \frac{\text{Zengin Eriyik}}{\text{Buharlasan Akışkan}} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} \quad (1.\text{Kademe için}) \quad (5.18)$$

$$f_2 = \frac{\text{Zengin Eriyik}}{\text{Buharlasan Akışkan}} = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_{10}} \quad (2.\text{Kademe için}) \quad (5.19)$$

Dolaşım oranı f_1 'nin hesaplanabilmesi için Şekil 10'da şematik olarak sunulan sistemin kaynatıcısına süreklilik denklemini ve LiBr dengesinin uygulamak gerekecektir.

Kaynatıcı 1 (SASA) :



Şekil 10 Kaynatıcı 1 kütle akışı şematik gösterimi

Burada ;

$$\dot{m}_7 = \text{Fakir eriyik}$$

$$\dot{m}_8 = \text{Zengin eriyik}$$

$$x_7 = \text{Fakir eriyik konsantrasyonu}$$

$$x_8 = \text{Zengin eriyik konsantrasyonu}$$

Denklem 5.20 ve 5.21 birleştirilecek olursa;

$$\dot{m}_8 \cdot x_8 = (\dot{m}_8 + \dot{m}_1) \cdot x_7 \Rightarrow \dot{m}_8 (x_8 - x_7) = \dot{m}_1 \cdot x_7 \quad (5.22)$$

Dolaşım oranı 5.22'nolu denklemden aşağıdaki gibi bulunur;

$$f_1 = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} = \frac{x_7}{x_8 - x_7} \quad (5.23)$$

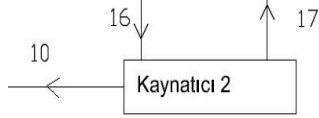
5.20 nolu süreklilik denkleminin iki tarafıda \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} + 1 \Rightarrow \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = f_1 + 1 \quad (5.24)$$

Kaynatıcı 2 (SASA) :

$$\text{Süreklilik Denklemi} \quad : \quad \dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{10} \quad (5.25)$$

$$\text{Kaynatıcıdaki LiBr dengesi} \quad : \quad \dot{m}_{16} \cdot x_{16} = \dot{m}_{17} \cdot x_{17} \quad (5.26)$$



Şekil 11 Kaynatıcı 2 kütle akışı şematik gösterimi

Burada;

$$\dot{m}_{16} = \text{Fakir eriyik}$$

$$\dot{m}_{17} = \text{Zengin eriyik}$$

$$x_{16} = \text{Fakir eriyik konsantrasyonu}$$

$$x_{17} = \text{Zengin eriyik konsantrasyonu}$$

Denklem 5.25 ve 5.26 birleştirilecek olursa;

$$\dot{m}_{17} \cdot x_{17} = (\dot{m}_{17} + \dot{m}_{10}) \cdot x_{16} \Rightarrow \dot{m}_{17}(x_{17} - x_{16}) = \dot{m}_{10} \cdot x_{16} \quad (5.27)$$

Dolaşım oranı 5.27' nolu denklemden aşağıdaki gibi bulunur;

$$f_2 = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_{10}} = \frac{x_{16}}{x_{17} - x_{16}} \quad (5.28)$$

5.25 nolu süreklilik denkleminin iki tarafıda \dot{m}_1 ' e bölünürse,

$$\frac{\dot{m}_{16}}{\dot{m}_{10}} = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_{10}} + 1 \Rightarrow \frac{\dot{m}_{16}}{\dot{m}_{10}} = f_2 + 1 \quad (5.29)$$

Bütün noktalardaki basınç ve sıcaklık değerleri bilirse, bu noktalardaki konsantrasyon değeri ilgili tablolardan veya formüller yardımıyla bulunabilir. Dolayısıyla, kütleli debilerin oranları konsantrasyon oranlarına bağlı olarak hesaplanabilir. Kütleli debi oranlarının payda kısmındaki soğutucu akışkan debisi \dot{m}_1 , ısıtma ihtiyacı bilinmesi halinde kolaylıkla hesaplanabilen bir değer olması nedeniyle diğer elemanların kapasitesinin tayininde kolaylık sağlar.

Kaynatıcı ısıl kapasitesinin tespiti için Denklem 5.2 de belirtilen Süreklilik denklemi ve termodinamiğin I.Kanunundan faydalanarak kaynatıcı-1 ve kaynatıcı-2 için ısıl denge aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$Q_{Kay1} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 \quad (5.30)$$

$$Q_{Kay2} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{17} \cdot h_{17} - \dot{m}_{16} \cdot h_{16} \quad (5.31)$$

halini alır. Denklem 5.30'un her iki tarafı \dot{m}_1 'e, Denklem 5.31'in her iki tarafı \dot{m}_{10} 'a bölünürse,

$$q_{Kay1} = \frac{Q_{Kay1}}{\dot{m}_1} = h_1 + f_1 \cdot h_8 - (f_1 + 1) \cdot h_7 \quad (5.32)$$

$$q_{Kay2} = \frac{Q_{Kay2}}{\dot{m}_{10}} = h_{10} + f_2 \cdot h_{17} - (f_2 + 1) \cdot h_{16} \quad (5.33)$$

Yoğuşturucu 1 ve 2 :

Yoğuşturucu basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,

$$Q_{Yoğ1} = H_2 - H_1 = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (5.34)$$

$$Q_{Yoğ2} = H_{11} - H_{10} = \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (5.35)$$

$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$ ve $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$ 'dir. Denklem 5.34'ün her iki tarafı \dot{m}_1 'e, Denklem 5.35'in her iki tarafı \dot{m}_{10} 'a bölünürse,

$$q_{Yoğ1} = \frac{Q_{Yoğ1}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 \quad (5.36)$$

$$q_{Yoğ2} = \frac{Q_{Yoğ2}}{\dot{m}_1} = h_{11} - h_{10} \quad (5.37)$$

Buharlaştırıcı 1:

Buharlaştırıcı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,

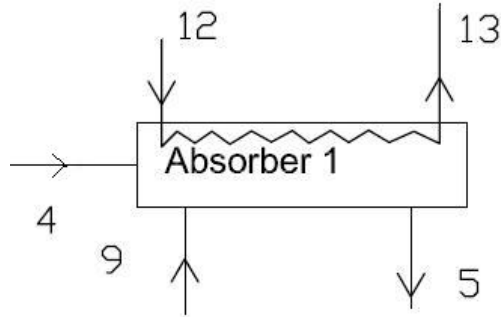
$$Q_{Buh1} = H_4 - H_3 = \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3 \quad (5.38)$$

$\dot{m}_4 = \dot{m}_3 = \dot{m}_1$ 'dir. Denklemin her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$q_{Buh1} = \frac{Q_{Buh}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 \quad (5.39)$$

Absorber 1 ve Buharlaştırıcı 2:

İki aşamalı absorpsiyonlu ısı yükselticisinde 2. kademenin buharlaştırıcısı, 1. kademenin absorberinde açığa çıkan ısıdan faydalanır. Bu sayede 2. kademe absorberinde daha yüksek sıcaklıklara ulaşılabilir. Basıncı sabit olduğunda $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,



Şekil 12 Absorber 1 ve Buharlaştırıcı 2 kütle akışı şematik gösterimi

$$Q_{Abs1} = Q_{Buh2} \Rightarrow \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_9 h_9 = \dot{m}_{12} \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (5.40)$$

Sistem teorik analizi yapılırken \dot{m}_{12}, \dot{m}_4 'e eşit olmayabilir. Bu nedenle q_{Abs1} ve q_{Buh2} birbirinden farklı olabilir. Dolayısıyla bunları kendi kademeleri içerisinde analiz edilmesi doğrudur.

$$Q_{Abs1} = \dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_9 h_9 \quad (5.41)$$

$$Q_{Buh2} = \dot{m}_{12} \cdot (h_{12} - h_{13}) \quad (5.42)$$

$\dot{m}_5 = \dot{m}_7$, $\dot{m}_4 = \dot{m}_1$ ve $\dot{m}_8 = \dot{m}_9$ 'dir. Denklem 5.41'in her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünecek olursa,

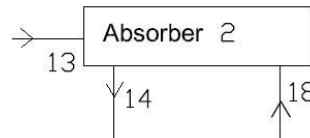
$$q_{Abs1} = \frac{Q_{Abs1}}{\dot{m}_1} = (f_1 + 1) \cdot h_5 - f_1 \cdot h_9 - h_4 \quad (5.43)$$

$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{10}$ 'dur. Denklem 5.42'nin her iki tarafı \dot{m}_{10} 'e bölünecek olursa,

$$q_{Buh2} = \frac{Q_{Buh2}}{\dot{m}_{10}} = h_{12} - h_{13} \quad (5.45)$$

Absorber 2 :

Absorber basıncı sabit olduğunda $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,



$$Q_{Abs2} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} - \dot{m}_{13} \cdot h_{13} - \dot{m}_{18} h_{18} \quad (5.46)$$

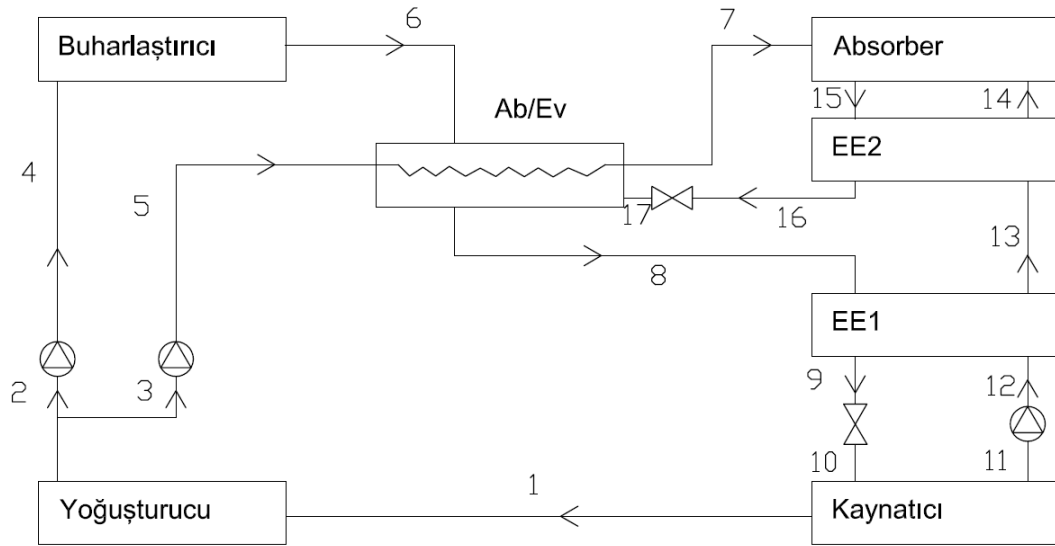
Şekil 13 Absorber 2 şematik gösterimi

$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{16}$, $\dot{m}_{18} = \dot{m}_{17}$ ve $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{10}$ 'dir. Denklem 5.16'nın her iki tarafı \dot{m}_{10} 'a bölünecek olursa,

$$q_{Abs2} = \frac{Q_{Abs2}}{\dot{m}_{10}} = (f_2 + 1) \cdot h_{14} - f_2 \cdot h_{18} - h_{13} \quad (5.47)$$

Yukarıdaki bölümde iki aşamalı absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan entalpi (h), basınç (P), konsantrasyon gibi değerlerin hesaplanabilmesi için Bölüm 5.4'teki LiBr-Su çiftinin ve suyun hal denklemlerinden yararlanılacaktır.

5.3- LiBr-H₂O Eriyiği Kullanılan Çift Absorberli Seri Tip Absorpsiyonlu Isı Yükselticisi Termodinamik Analizi

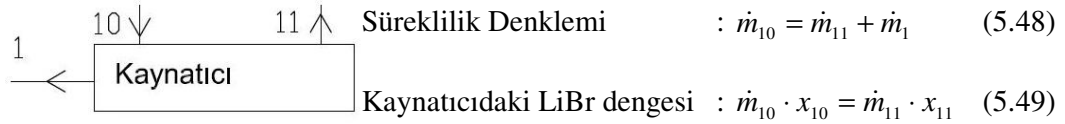


Şekil 14 Çift Absorberli Seri Tip Isı Yükselticisi

Şekil 14'de ana bileşenleri gösterilmiş olan çift absorberli seri tip absorpsiyonlu ısı yükselticisinin ısı ve kütle dengesinden yola çıkarak dolaşım oranları, eşanjör verimliliği ana bileşenlerin ısı kapasiteleri ve COP değerlerini hesaplanabilir. Tek kademeli ve iki kademeliden farklı olarak çift absorberli sistemde 3 farklı dolaşım oranı

ile problem çözümlenebilir. Bunun için kaynatıcı, absorber-evaporatör, yoğuşturucu çıkışındaki kütle dengesini kurmak yeterlidir.

Kaynatıcı (SASA) :



Şekil 15 Kaynatıcı kütle akışı şematik gösterimi

Denklem 5.48 ve 5.49 birleştirilecek olursa;

$$\dot{m}_{11} \cdot x_{11} = (\dot{m}_{11} + \dot{m}_1) \cdot x_{10} \Rightarrow \dot{m}_{11}(x_{11} - x_{10}) = \dot{m}_1 \cdot x_{10} \quad (5.50)$$

Dolaşım oranı 5.50' nolu denklemden aşağıdaki gibi bulunur;

$$\frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_1} = \frac{x_{10}}{x_{11} - x_{10}} \quad (5.51)$$

5.48 nolu süreklilik denkleminin iki tarafıda \dot{m}_1 'e bölünürse,

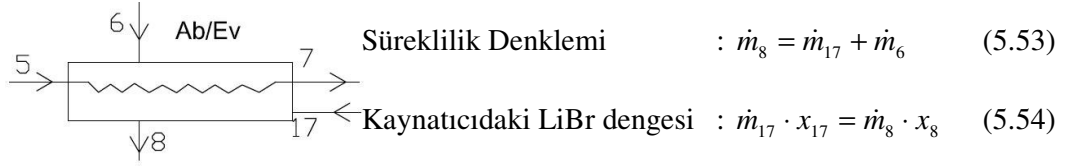
$$\frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_1} + 1 \Rightarrow \frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_1} = \frac{x_{11}}{x_{11} - x_{10}} \quad (5.52)$$

5.52 nolu denklem ile bulunan $\frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_1} = f_1$ olarak tanımlanırsa, yine aynı denklemden

$$\frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_1} = f_1 - 1 \text{ olacaktır.}$$

Çift absorberli seri tip sistemde sadece kaynatıcıdaki dolaşım oranının bilinmesi yeterli değildir. Absorber-evaporatör'deki dolaşım oranınında hesaplanması gereklidir. Aynı mantıkla absorber-evaporatör'deki dengeninde kurulması gereklidir.

Absorber-Evaporatör (SASA) :



Şekil 16 Absorber-Evaporatör akışı şematik gösterimi

Denklem 5.53 ve 5.54 birleştirilecek olursa;

$$\dot{m}_8 \cdot x_8 = (\dot{m}_8 - \dot{m}_6) \cdot x_{17} \Rightarrow \dot{m}_8 (x_{17} - x_8) = \dot{m}_6 \cdot x_{17} \quad (5.55)$$

Dolaşım oranı 5.55' nolu denklemden aşağıdaki gibi bulunur;

$$f_2 = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_6} = \frac{x_{17}}{x_{17} - x_8} \quad (5.56)$$

5.53 nolu süreklilik denkleminin iki tarafıda \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$\frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_6} = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_6} + 1 \Rightarrow \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_6} = f_2 - 1 \quad (5.57)$$

$\dot{m}_8 = \dot{m}_{10}$ 'dur. Dolayısıyla bu iki dolaşım oranı arasında bağlantı kurulabilir.

Denklem 5.52, Denklem 5.56'ya bölünecek olursa;

$$\frac{\frac{\dot{m}_{10}}{\dot{m}_1}}{\frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1}} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} = \frac{x_{11}(x_{17} - x_{18})}{x_{17}(x_{11} - x_{10})} \Rightarrow \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} = BO \quad (5.58)$$

Burada soğutucu akışkanın bölünme oranı "BO" olarak kısaltılmıştır. Yoğuşturucu çıkışındaki süreklilik denklemini aşağıdaki gibidir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \quad (5.59)$$

$\dot{m}_2 = \dot{m}_6$ ve $\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_7$ 'dir. Bu durumda Denklem 5.59'un her iki tarafında \dot{m}_1 'e bölünürse;

$$1 = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \Rightarrow \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = 1 - BO \quad (5.60)$$

Bütün noktalardaki basınç ve sıcaklık değerleri bilinirse, bu noktalardaki konsantrasyon değeri ilgili tablolardan veya formüller yardımıyla bulunabilir. Dolayısıyla, kütleli debilerin oranları konsantrasyon oranlarına bağlı olarak hesaplanabilir. Kütleli debi oranlarının payda kısmındaki soğutucu akışkan debisi \dot{m}_1 , ısıtma ihtiyacı bilinmesi halinde kolaylıkla hesaplanabilen bir değer olması nedeniyle diğer elemanların kapasitesinin tayininde kolaylık sağlar.

Kaynatıcı:

Kaynatıcı ısı kapasitesinin tespiti için daha önce belirtildiği gibi Denklem 5.2'deki süreklilik denklemi ve termodinamiğin I.Kanunundan yararlanılır. Kaynatıcı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur. Denklem aşağıdaki gibidir;

$$Q_{Kay} = \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{11} \cdot h_{11} - \dot{m}_{10} \cdot h_{10} \quad (5.61)$$

halini alır. Denklem her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$q_{Kay} = \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_1} = h_1 + (f_1 - 1) \cdot h_{11} - f_1 \cdot h_{10} \quad (5.62)$$

Yoğuşturucu :

Yoğuşturucu basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,

$$Q_{Yoğ} = \dot{m}_2 \cdot h_2 - \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (5.63)$$

$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$ 'dir. Denklemin her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünürse,

$$q_{Yoğ} = \frac{Q_{Yoğ}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 \quad (5.64)$$

Buharlaştırıcı :

Buharlaştırıcı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,

$$Q_{Buh} = \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_4 \cdot h_4 \quad (5.65)$$

$\dot{m}_6 = \dot{m}_4$ 'dir. Denklemin her iki tarafı \dot{m}_4 'e bölünürse,

$$q_{Buh} = \frac{Q_{Buh}}{\dot{m}_4} = BO \cdot (h_6 - h_4) \quad (5.66)$$

Absorber-Evaporatör:

Absorber-evaporatör bir tarafta zengin eriyik ve soğutucu akışkanı buluşması ile açığa çıkan enerjiden faydalanarak yoğuşturucudan 3 noktasındaki soğutucu akışkanın buharlaştırılmasını sağlar. Burada dışarıya ısı akışı olmadığı öngörülmektedir. Isı dengesi aşağıda kurulmuştur.

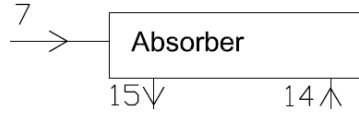
$$Q_{Ab-Ev} = \dot{m}_5 \cdot (h_7 - h_5) = \dot{m}_{17} \cdot h_{17} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_8 h_8 \quad (5.65)$$

$\dot{m}_5 = \dot{m}_7$, $\dot{m}_4 = \dot{m}_1$ ve $\dot{m}_8 = \dot{m}_7$ 'dir. Denklem 5.16'nın her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünecek olursa,

$$q_{Ab-Ev} = \frac{Q_{Ab-Ev}}{\dot{m}_1} = (1 - BO) \cdot (h_7 - h_5) = (f_1 - BO) \cdot h_{17} + BO \cdot h_6 - f_1 \cdot h_8 \quad (5.66)$$

Absorber:

Absorber basıncı sabit olduğunda $\Sigma W = 0$ olur ve termodinamiğin I. Kanunu,



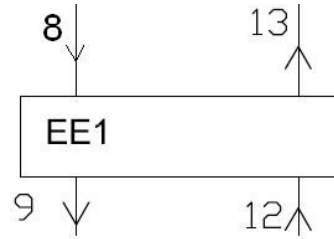
$$Q_{Abs} = \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_{14} \cdot h_{14} \quad (5.67)$$

Şekil 17 Absorber kütle akışı şematik gösterimi

$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{17}$ ve $\dot{m}_{14} = \dot{m}_{11}$ 'dir. Denklem 5.16'nın her iki tarafı \dot{m}_1 'e bölünecek olursa,

$$q_{Abs} = \frac{Q_{Abs}}{\dot{m}_1} = (f_1 - BO) \cdot h_{15} - (1 - BO) \cdot h_7 - (f_1 - 1) \cdot h_{14} \quad (5.68)$$

Eriyik Eşanjörü-1 (EE1):

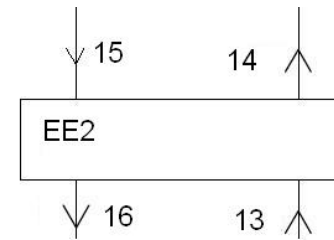


$$Q_{EE1} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_9) = \dot{m}_{12} \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (5.69)$$

$$q_{EE1} = \frac{Q_{EE1}}{\dot{m}_1} = f_1 \cdot (h_8 - h_9) = (f_1 - 1) \cdot (h_{13} - h_{12}) \quad (5.70)$$

Şekil 18 Eriyik Eşanjörü 1 kütle akışı şematik gösterimi

Eriyik Eşanjörü-2 (EE2):



$$Q_{EE2} = \dot{m}_{14} \cdot (h_{14} - h_{13}) = \dot{m}_{15} \cdot (h_{15} - h_{16}) \quad (5.71)$$

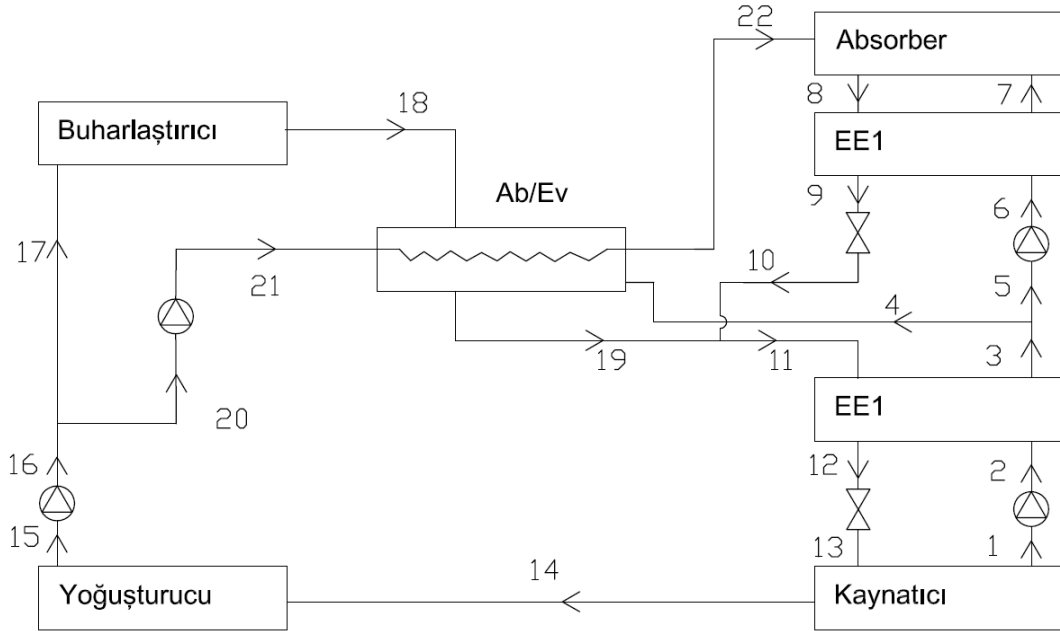
$$q_{EE2} = (f_1 - 1) \cdot (h_{14} - h_{13}) = (f_1 - BO) \cdot (h_{15} - h_{16}) \quad (5.72)$$

Şekil 19 Eriyik Eşanjörü 2 kütle akışı şematik gösterimi

Eriyik eşanjörü 2 daha önce yapılmış çalışmalarda eriyik eşanjörü 1 gibi fakir eriyik ile zengin eriyik arasında ısı transferi gerçekleştirecek şekilde tasarlanırken, bu çalışmada üretilecek olan akışkanın ön ısıtmasında kullanılacak şekilde tasarlanmıştır.

Yukarıdaki bölümde çift absorberli absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan entalpi (h), basınç (P), konsantrasyon gibi değerlerin hesaplanabilmesi için Bölüm 5.5'teki LiBr-Su çiftinin ve suyun hal denklemlerinden yararlanılacaktır.

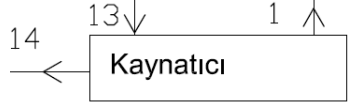
5.4- LiBr-H₂O Eriyiği Kullanılan Çift Absorberli Paralel Tip Absorpsiyonlu Isı Yükselticisi Termodinamik Analizi



Şekil 20 Çift Absorberli Paralel Tip Isı Yükselticisi

Şekil 20'de ana bileşenleri gösterilmiş olan çift absorberli paralel tip absorpsiyonlu ısı yükselticisinin ısı ve kütle dengesinden yola çıkarak dolaşım oranları, eşanjör verimliliği ana bileşenlerin ısı kapasiteleri ve COP değerlerini hesaplanabilir. Tek kademeli ve iki kademeliden farklı olarak çift absorberli paralel sistemde absorberlere ayrılan eriyik debisi ve buharlaştırıcılara ayrılan su debisinin eşit olduğu kabul edilirse;

Kaynatıcı (SASA) :



Süreklilik Denklemi : $\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_1$ (5.73)

Kaynatıcıdaki LiBr dengesi : $\dot{m}_{13} \cdot x_{13} = \dot{m}_1 \cdot x_1$ (5.74)

Şekil 21 Kaynatıcı kütle akışı şematik gösterimi

Kaynatıcı ısı kapasitesinin tespiti için daha önce belirtildiği gibi Denklem 5.2'deki süreklilik denklemi ve termodinamiğin I.Kanunundan yararlanır. Kaynatıcı basıncı sabit olduğundan $\Sigma W = 0$ olur. Denklem aşağıdaki gibidir;

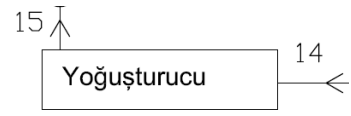
$$Q_{Kay} = \dot{m}_{14} \cdot h_{14} + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_{13} \cdot h_{13} \quad (5.75)$$

halini alır. Denklem her iki tarafı \dot{m}_8 'e bölünürse,

$$q_{Kay} = \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_8} \cdot h_{14} + \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_8} \cdot h_1 - \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_8} \cdot h_{13} \quad (5.76)$$

Yoğuşturucu :

$$Q_{Yoğ} = \dot{m}_{14} \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad (5.77)$$

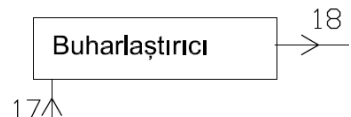


$$q_{Yoğ} = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_8} \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad (5.78)$$

Şekil 22 Yoğuşturucu kütle akışı şematik gösterimi

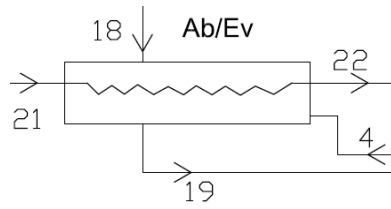
Buharlaştırıcı 1 :

$$Q_{Buh1} = \dot{m}_{18} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (5.79)$$



$$q_{Buh1} = \frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_8} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (5.80)$$

Şekil 23 Buharlaştırıcı kütle akışı şematik gösterimi

Buharlaştırıcı 2 :

$$Q_{Buh2} = \dot{m}_{22} \cdot (h_{22} - h_{21}) \quad (5.81)$$

$$q_{Buh2} = \frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_8} \cdot (h_{22} - h_{21}) \quad (5.82)$$

Şekil 24 Buharlaştırıcı 2 kütle akışı şematik gösterimi

Absorber 1 :

Şekil 24 deki Ab/Ev şematik gösteriminden süreklilik denklemi ve LiBr dengesi yazılacak olursa ;

$$\text{Süreklilik Denklemi} : \dot{m}_{19} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_4 \quad (5.83)$$

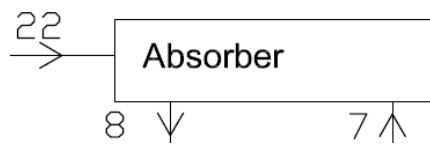
$$\text{LiBr dengesi} : \dot{m}_4 \cdot x_4 = \dot{m}_{19} \cdot x_{19} \quad (5.84)$$

$$Q_{Abs1} = \dot{m}_{19} \cdot h_{19} - \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_{18} \cdot h_{18} \quad (5.85)$$

Denklemin her iki tarafı \dot{m}_8 'e bölünürse,

$$q_{Abs1} = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_8} \cdot h_{19} - \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_8} \cdot h_4 - \frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_8} \cdot h_{18} \quad (5.86)$$

Burada $Q_{Abs1} = Q_{Buh2}$ olacaktır. Sistem dengesi buna göre kurulabilir.

Absorber 2 :

$$\text{Süreklilik Denklemi} : \dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{22} \quad (5.87)$$

$$\text{LiBr dengesi} : \dot{m}_7 \cdot x_7 = \dot{m}_8 \cdot x_8 \quad (5.88)$$

Şekil 25 Absorber 2 kütle akışı şematik gösterimi

Termodinamiğin 2. yasası

$$Q_{Abs2} = \dot{m}_8 \cdot h_8 - \dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_{22} \cdot h_{22} \quad (5.89)$$

Denklemin her iki tarafı \dot{m}_8 'e bölünürse,

$$q_{Abs2} = h_8 - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_8} \cdot h_7 - \frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_8} \cdot h_{22} \quad (5.90)$$

Bu denklemlerdeki kütle oranlarını bulabilmek için yine kütle ve konsantrasyon denklemlerinden yararlanabiliriz.

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{17} + \dot{m}_{21} \quad (\text{Buharlaştırıcılara Ayrım Noktası}) \quad (5.91)$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 \quad (\text{Absorberlere Ayrım Noktası}) \quad (5.92)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{19} \quad (\text{Absorber 1 Karışım Noktası}) \quad (5.93)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{14} \quad (\text{Kaynaticı Kütle Dengesi}) \quad (5.94)$$

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 = \dot{m}_{13} \cdot x_{13} \quad (\text{Kaynaticı Konsantrasyon Dengesi}) \quad (5.95)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{22} \quad (\text{Buharlaştırıcılara Ayrım Noktası}) \quad (5.96)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_7 + \dot{m}_{22} \quad (\text{Absorber 2 Kütle Dengesi}) \quad (5.97)$$

$$\dot{m}_7 \cdot x_7 = \dot{m}_8 \cdot x_8 \quad (\text{Absorber 2 Konsantrasyon Dengesi}) \quad (5.98)$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_4 + \dot{m}_{18} \quad (\text{Absorber 1 Kütle Dengesi}) \quad (5.99)$$

$$\dot{m}_4 \cdot x_4 = \dot{m}_{19} \cdot x_{19} \quad (\text{Absorber 1 Konsantrasyon Dengesi}) \quad (5.100)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (\text{Absorberlere Ayrım Noktası}) \quad (5.101)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_8 + \dot{m}_{19} \quad (\text{Absorber 1 Karışım Noktası}) \quad (5.102)$$

9 bilinmeyenli 9 denklemin çözümüyle değerler bulunabilir. Absorberlere ve buharlaştırıcılara ayrılan debilerin eşit olduğu kabul edilmişti.

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_1}{2} \quad \begin{array}{l} x_1 = x_4 = x_7 \\ x_8 = x_{19} = x_{13} \end{array} \quad (5.103)$$

Denklem 5.79'dan

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_8} = 2 \frac{x_8}{x_7} \quad (5.104)$$

Denklem 5.82'den

$$\frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_8} = \frac{x_7 - x_8}{x_7} \quad (5.105)$$

$\dot{m}_{18} = \dot{m}_{22}$ olduğundan Denklem 5.92'den

$$\frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_8} = \frac{x_7 - x_8}{x_7} \quad (5.106)$$

$$\frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_8} = 2 \cdot \frac{x_7 - x_8}{x_7} \quad (5.107)$$

$$h_{11} = (h_{10} + h_{19})/2 \quad (5.108)$$

Bulunan bu değerler denklemlerde yerine konursa;

$$q_{Kay} = 2 \cdot \left[\frac{x_7 - x_8}{x_7} \cdot h_{14} + \frac{x_8}{x_7} \cdot h_1 - h_{13} \right] \quad (5.109)$$

$$q_{Yog} = 2 \cdot \frac{x_7 - x_8}{x_7} \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad (5.110)$$

$$q_{Buh2} = \frac{x_7 - x_8}{x_7} \cdot (h_{22} - h_{21}) \quad (5.111)$$

$$q_{Buh1} = \frac{x_7 - x_8}{x_7} \cdot (h_{18} - h_{17}) \quad (5.112)$$

$$q_{Abs2} = h_8 - \frac{x_8}{x_7} \cdot h_7 - \frac{x_7 - x_8}{x_7} \cdot h_{22} \quad (5.113)$$

$$q_{Abs1} = h_{19} - \frac{x_8}{x_7} \cdot h_4 - \frac{x_7 - x_8}{x_7} \cdot h_{18} \quad (5.114)$$

Yukarıdaki bölümde çift absorberli paralel tip absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemin termodinamik analizi yapılmıştır. Bu hesaplamalarda kullanılan entalpi (h), basınç (P), konsantrasyon gibi değerlerin hesaplanabilmesi için Bölüm 5.5'teki LiBr-Su çiftinin ve suyun hal denklemlerinden yararlanılacaktır.

5.5- Su ve LiBr-H₂O Eriyiğinin Hal Denklemleri

Suyun Hal Denklemleri

Su Buharının Doyma Basıncı $P_d = f(T)$

$$\log P = 6,21147 - \frac{2.886,373}{T_p} - \frac{337.269,46}{T_p^2} \quad (5.115)$$

T = Suyun sıcaklığı (°C)

$T_{P1} = [(T \cdot 1,8) + 32]$ (°F)

$T_P = (T_{P1} + 459,7)$ (°R)

P = Suyun doyma basıncı (Psi)

$P_d = 6,89643 \cdot P$ (kPa)

Doymuş sıvı fazındaki su buharının entalpisi $h_s = f(T)$

$$h_s = 2,326 (1,001 \cdot T_{hs} - 32,05) \quad (5.116)$$

h_s = Doymuş sıvı fazındaki su buharının entalpisi (kJ/kg)

$$T_{hs} = (T \cdot 1,8) + 32$$

$$T = \text{Suyun sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

Doymuş buhar fazındaki su buharının entalpisi $h_b = f(T, P_d)$

$$h_b = 2,326[(0,00274 \cdot T_{hb} - 0,989805) \cdot P_d + (0,44942 \cdot T_{hb} + 1060,8)] \quad (5.117)$$

$$T = \text{Suyun sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$P_d = \text{Suyun doyma basıncı (kPa)}$$

$$h_b = \text{Doymuş su buharının entalpisi (kJ/kg)}$$

Kızgın buhar fazındaki su buharının entalpisi $h_k = f(T)$

$$h_k = 2,326[(0,00274 \cdot T_{hb} - 0,989805) \cdot P + (0,44942 \cdot T_{hk} + 1060,8)] \quad (5.118)$$

$$T = \text{Suyun sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

$$P_d = \text{Suyun basıncı (kPa)}$$

$$h_k = \text{Kızgın su buharının entalpisi (kJ/kg)}$$

LiBr-Su Eriyiğinin Hal Denklemleri

LiBr- Su eriyiğinin sıcaklığı $T_e = f(T_{sa}, x)$

$$T_e = (a_0 + a_1 \cdot x + a_2 \cdot x^2 + a_3 \cdot x^3) \cdot T_{sa} + (b_0 + b_1 \cdot x + b_2 \cdot x^2 + b_3 \cdot x^3) \quad (5.119)$$

$$a_0 = -2,00755 \quad b_0 = 124,937$$

$$a_1 = 0,16976 \quad b_1 = -7,7165$$

$$a_2 = -3,1333 \cdot 10^{-3} \quad b_2 = 0,152286$$

$$a_3 = 1,97668 \cdot 10^{-3} \quad b_3 = -7,9509 \cdot 10^{-4}$$

$$T_e = \text{Eriyik Sıcaklığı (}^\circ\text{C)}$$

x = Lityum bromür kütle yüzdesi (Konsantrasyon)

T_{sa} = Soğutucu akışkan sıcaklığı (°C)

Konsantrasyon değeri bu denklem çözümlenerek hesaplanabilir.

LiBr- Su eriyiğinin Entalpisi $h = f(T_e, x)$

$$h = 2,326(A + B \cdot T_h + C \cdot T_h^2) \quad (5.120)$$

$$A = -1015,07 + 79,5387 \cdot x - 2,358016 \cdot x^2 + 0,03031583 \cdot x^3 - 1,400261 \cdot 10^{-4} \cdot x^4$$

$$B = 4,68108 - 0,3037766 \cdot x + 8,44845 \cdot 10^{-3} \cdot x^2 - 1,047721 \cdot 10^{-4} \cdot x^3 + 4,80097 \cdot 10^{-7} \cdot x^4$$

$$C = -0,0049107 + 3,83184 \cdot 10^{-4} \cdot x - 1,078963 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 + 1,3152 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 - 5,897 \cdot 10^{-10} \cdot x^4$$

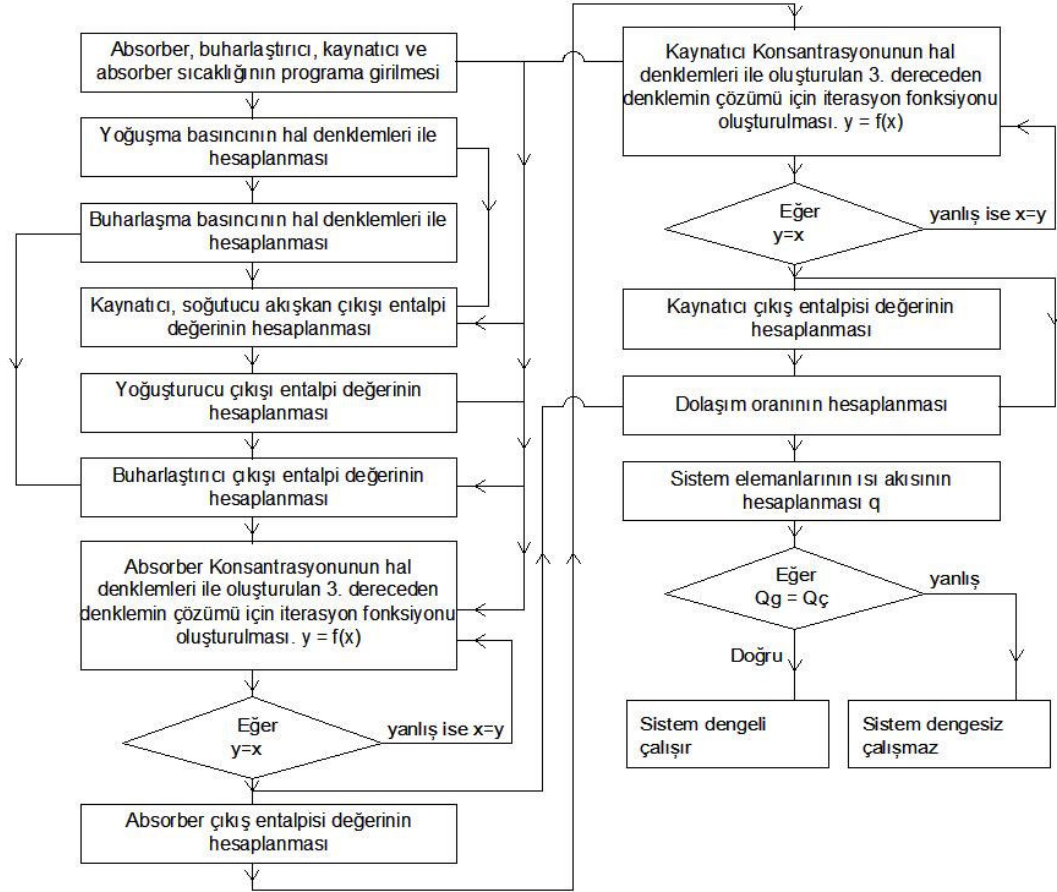
$$T_h = (T_e \cdot 1,8) + 32$$

T_e = Eriyik Sıcaklığı (°C)

x = Lityum bromür kütle yüzdesi (Konsantrasyon)

h = Eriyik entalpisi (kj/kg)

Yapılan termodinamik analiz kılavuzluğunda hal denklemlerinden faydalanarak MS Office Exel programı yazılmıştır. Konsantrasyon değerlerinin hesaplanmasında basit iterasyon yönteminden faydalanılmıştır. Programın akış şeması aşağıdaki gibidir;



Şekil 26 Hal Denklemleri Çözüm Programı Akış Şeması

Entalpi, basınç ve sıcaklık değerleri yukarıdaki denklemler ile hesaplanabilir. Bu makalede performans değerlendirmesi için iki ayrı parametre tanımlanmıştır. Bunlar ; COP_{AIY} ve COP_{SYS} 'tir. COP_{AIY} absorpsiyonlu ısı yükselticisinin iç verimliliğini ifade ederken, COP_{SYS} genel sistem verimliliğini ifade etmektedir.

$$COP_{AIY} = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} \quad (5.121)$$

$$COP_{SYS} = \frac{FAYDALANILAN\ ENERJİ}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} \quad (5.122)$$

Absorpsiyonlu ısı yükselticileri ilk olarak tasarlanırken dikkat edilmesi gereken bazı hususlar vardır. Li-Br/Su eriyiği kullanılması halinde konsantrasyon değerlerinin

kristalizasyon sınırında olmaması gerekmektedir. Bu husus uygulamaya yönelik bir detaydır. Ancak daha proje aşamasındayken dikkat edilmesi gereken başka noktalarda vardır. Yüksek basınç bölgesi olarak adlandırılan Absorber ve buharlaştırıcı ünitelerinin sıcaklıkları absorber çıkışındaki konsantrasyon değerinin belirleyicisidir. Aynı şekilde düşük basınç bölgesinde kaynatıcı ve yoğuşturucu sıcaklığı da, kaynatıcı çıkışındaki eriyiğin konsantrasyon değerlerinin belirleyicisidir. Dolaşımın gerçekleşebilmesi ve sistemin görev yapabilmesi için absorber ve kaynatıcı konsantrasyonunun makul değerlerde olması gerekmektedir. LiBr-Su çifti kullanılan absorpsiyonlu ısı yükselticilerinde kaynatıcıda buharlaşma olacağından tuz konsantrasyonu artacak, daha sonra soğutucu akışkan absorberde tekrar Absorbe edileceğinden absorberdeki tuz konsantrasyonu düşük olacaktır. Dolayısıyla absorbent akışkanın buharlaşmadığı çiftlerde $X_{Kay} > X_{Abs}$ olmalıdır.

Dikkat edilmesi gereken bir başka nokta ise absorpsiyonlu soğutma sistemlerinde absorber sıcaklığı kaynatıcı sıcaklığının altında olması nedeniyle eriyik eşanjörü kullanılmaksızın sisteme enerji aktarılabilir. Ancak absorpsiyonlu ısı yükselticilerinde absorber sıcaklığı kaynatıcı sıcaklığının üstünde olması nedeniyle kaynatıcıya dönen akışkana enerji aktarılabilmesi için muhakkak ek soğutma yapılmalıdır ve sıcaklığı kaynatıcı sıcaklığına düşürülmelidir.

Örnek: Enerji kaynağının sıcaklığı 80°C 'dir. Dolayısıyla kaynatıcı sıcaklığı 80°C 'nin altında olmalıdır ki; termodinamik kanunları gereğince sıcaklık farkı olmaksızın, ısı transferi, dolayısıyla buharlaşma söz konusu olmayacaktır. Tasarım gereği absorber sıcaklığı 120°C ise absorber çıkışında direk kaynatıcıya girmesi halinde kaynatıcı sıcaklığı, enerji kaynağının sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklıkta olacaktır. Bu nedenle tam tersi bir ısı transferi meydana gelecektir. Bu nedenle absorber çıkışında, eriyik eşanjörü ile sıcaklık enerji kaynağının sıcaklığının altına kadar soğutulmalıdır.

6- Sanayiye Yönelik AIY Uygulamalarının Teorik Analizi

Bu bölümde örnek prosesteki farklı uygulamalar analiz edilecektir. Örnek proses olarak Küçükçalık Tekstil (İnegöl/Bursa) fabrikasındaki kojenerasyon ünitesinin gömlek suyunun ısısından faydalanılarak enerji tasarrufu yapılması incelenecektir. Kojenerasyon tesisi 4 üniteden oluşmaktadır. Bunların her birinden 15 T/h $90\pm 2^\circ\text{C}$ sıcak gömlek suyu bulunmaktadır. Toplam 60T/h 90°C mertebelerindeki sıcak su yeterince etkin kullanılamamaktadır. Maksimum fayda sağlanabilmesi için aynı enerjiden farklı yollarla faydalanma yoluna gidilecektir.

Hedef absorberde 130°C sıcaklığa ulaşmak ve absorberden uzaklaştırılan ısı ile basınçlı boya makinelerinin ihtiyacı olan 120°C basınç altındaki suyun temini tasarlanmıştır.

120°C sıcaklıktaki kızgın suyu 60°C sıcaklıktaki proses suyundan temin etmemiz durumunda 1kg 120°C su üretimi için verilmesi gereken enerji 120°C 'deki suyun enerjisi ile 60°C sıcaklıktaki suyun enerjisinin farkıdır.

$$120^\circ\text{C} \text{ için suyun entalpisi} \quad \Rightarrow h_{s120^\circ\text{C}} = 503,7 \text{ kJ/kg}$$

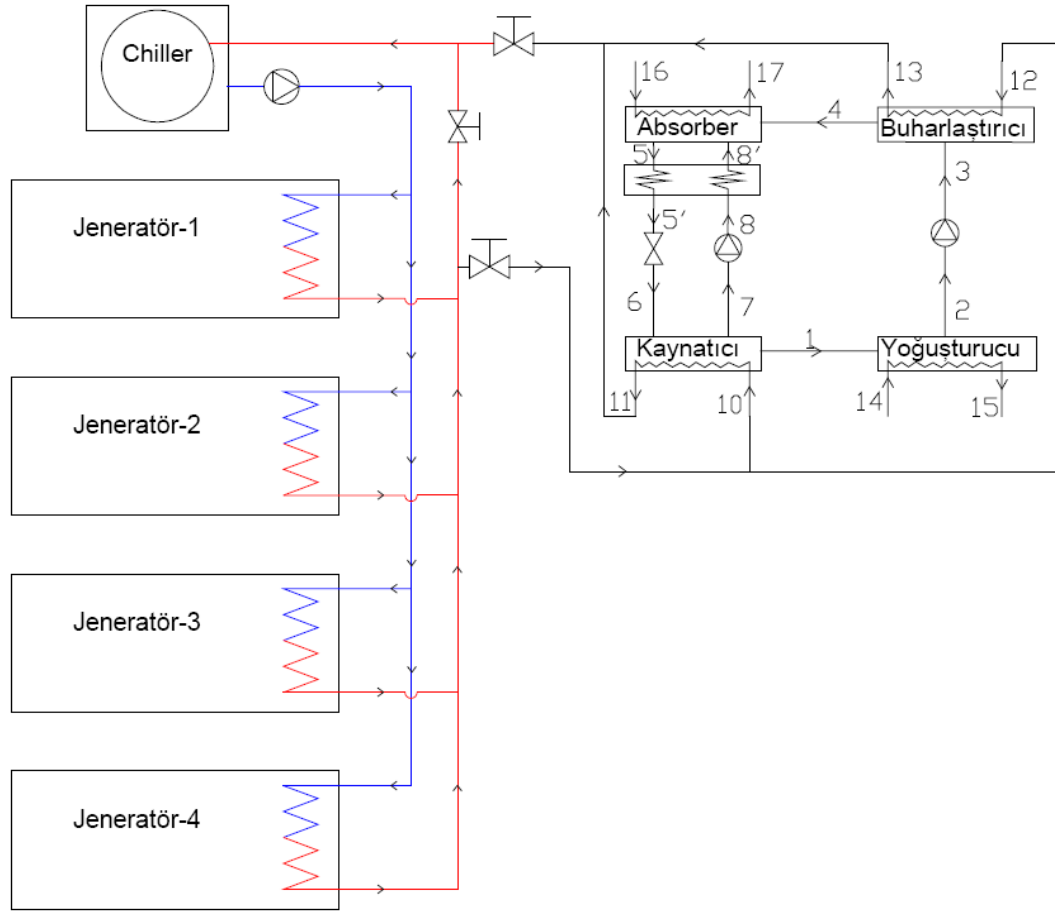
$$60^\circ\text{C} \text{ sıcaklıktaki suyun enerjisini} \quad \Rightarrow h_{s60^\circ\text{C}} = 251,1 \text{ kJ/kg}$$

60°C 'deki suyu 120°C 'ye çıkarabilmek için gerekli enerjisi;

$$\Delta h = h_{s120^\circ\text{C}} - h_{s60^\circ\text{C}} = 252,6 \text{ kJ/kg} \quad (6.1)$$

6.1. Sistem-1 : Kaynatıcı ve Buharlaştırıcı Sıcaklığının Aynı Olması Durumu

Fazla enerjiyi hem kaynatıcıya hem de buharlaştırıcıya aktarılması durumu incelenecek olan bu bölümde öncelikle belirli bir kaynatıcı sıcaklığından başlanarak geri kazanılabilecek maksimum enerji hesaplanacaktır.



Şekil 27 Sistem-1 Absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması

Tasarım şartları :

Sistem 1'de, gömlek soğutma suyunun sisteme, 10 noktasından kaynatıcıya, 12 noktasından buharlaştırıcıya girmesi sağlanmıştır. Su ikiye ayrılmıştır. Kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığı 1, 4 ve 7 noktasında 80°C olması durumunda, 90°C'deki gömlek suyu teorik olarak enerjisini en fazla 80°C'ye kadar aktarabilir. Ancak bu pratikte mümkün değildir. Enerjisini 2-3°C fark kalacak şekilde bir tasarım yapılabilir. Bu durumda gömlek suyunun sıcaklığı 82°C olacak şekilde tasarlandığı varsayılmıştır. Bu durumda 10, 12 noktasında sıcaklık 90°C, 11 ve 13 noktasında sıcaklık 82°C olacaktır. Kaynatıcı ve buharlaştırıcıya aktarılabilecek enerji;

$$Q_{Kay} + Q_{Buh} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = 60.000 \cdot 4,186 \cdot (90 - 82) = 2.009.280 \text{ kJ / h} \quad (6.2)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki suyun 2 noktasındaki sıcaklığının 25°C olması için, 14 noktasındaki soğutma suyunun giriş sıcaklığı 20°C olduğu varsayılmıştır. 15 noktasındaki çıkış sıcaklığı ise 70°C kabul edilmiştir. Absorber çıkışında, 5 noktasının sıcaklığının 130°C olacağı ve 8 noktasında 80°C’de kaynatıcıdan çıkan zengin eriyiğin, eriyik eşanjöründen geçtikten sonra 8’ noktasında 120°C’ye çıkacağı varsayılmıştır. Yapılan hesaplamalar ve kabulleri absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemi elemanları için listeleyecek olursak ;

Absorber Çıkış Sıcaklığı	→ T ₅ =	130 °C
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı	→ T ₂ =	25 °C
Kaynatıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₇ =	80 °C
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₄ =	80 °C
Eriyik Eşanjörü Çıkış Sıcaklığı	→ T ₈ =	120 °C

Çözüm :

Yoğuşma basıncı P₂, Denklem 5.115’den faydalanarak hesaplanmıştır. T₂= 25°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₂ = 3,17 kPa’dır. 2 noktasındaki entalpi değeri h₂, Denklem 5.116’den faydalanarak hesaplanmıştır;

Yoğuşturucu sıcaklığı → T ₂ = 25°C	h ₂ = 104,73 kJ/kg
P ₂ = 3,17 kPa	

Buharlaştırma basıncı P₄, Denklem 5.115’den faydalanılarak yazılan programla hesaplanmıştır. T₄ = 80°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₂ = 47,32 kPa’dır. 4 noktasındaki entalpi değeri h₄, Denklem 5.116’den faydalanılarak programla hesaplanmıştır;

Buharlaştırıcı sıcaklığı → T ₄ = 80°C	h ₄ = 2595,54 kJ/kg
P ₄ = 47,32 kPa	

Yoğuşturucu basıncında, kaynatıcı sıcaklığına denk gelen kızgın buharın entalpi değeri h_1 , Denklem 5.118'den faydalanarak program yardımı ile hesaplanmıştır;

$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_1 = 80^\circ\text{C}$ $h_1 = 2647,66 \text{ kJ/kg}$ $P_{\text{Yoğ}} = P_2 = 3,17 \text{ kPa}$

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. 5 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_5 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 5 noktasındaki entalpi değeri h_5 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır ;

$\text{Absorber sıcaklığı} \rightarrow T_5 = 130^\circ\text{C}$ $h_5 = 274,62 \text{ kJ/kg}$ $X_5 = 0,5926$

7 noktasındaki zengin eriyik konsantrasyonu x_7 'nin hesaplanabilmesi için Denklem 5.118'den yararlanılmıştır. 7 noktasındaki entalpi değeri h_7 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_7 = 80^\circ\text{C}$ $h_7 = 213,93 \text{ kJ/kg}$ $x_7 = 0,6549$

Eriyik eşanjörü çıkışında, 8' noktasında konsantrasyon, kaynatıcı çıkışındaki x_7 konsantrasyonu ile aynı olacaktır. Bu durumda 8' noktasındaki entalpi değeri h_8 Denklem 5.120'den faydalanılarak program ile hesaplanmıştır;

$\text{Er. Eşanjör çıkış sıcaklığı} \rightarrow T_{8'} = 120^\circ\text{C}$ $h_{8'} = 278,898 \text{ kJ/kg}$ $x_7 = 0,6549$

Dolaşım oranı f ;

$$f = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{x_6}{x_7 - x_6} = \frac{0,5926}{0,6549 - 0,5926} = 9,51 \quad (6.3)$$

$h_6 = h_5$ 'dür . h_5 'nün hesaplanması için eşanjörün iki tarafı arasında ısı dengesinin kurulması lazımdır.

$$\dot{m}_5 \cdot (h_5' - h_5) = \dot{m}_8 \cdot (h_8' - h_8) \quad (6.4)$$

Denklem 6.4'ün her iki tarafıda \dot{m}_1 'e bölünecek olursa ;

$$h_5' = h_5 - \frac{f}{f+1} \cdot (h_8' - h_8) = 274,62 - \frac{9,51}{9,51+1} \cdot (278,898 - 213,93) = 215,84 \quad (6.5)$$

Ünitelerdeki ısı dengesi :

$$q_{Yoğ} = \frac{Q_{Yoğ}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 = 104,73 - 2647,66 = -2542,93 \text{ kJ / kg} \quad (6.6)$$

$$q_{Buh} = \frac{Q_{Buh}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 = 2595,54 - 104,73 = 2490,80 \text{ kJ / kg} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} q_{Kay} &= \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_1} = h_1 + f \cdot h_7 - (f+1) \cdot h_6 \Rightarrow \\ &= 2647,66 + 9,51 \cdot 213,93 - (9,51+1) \cdot 215,84 = 2413,67 \text{ kJ / kg} \end{aligned} \quad (6.8)$$

$$\begin{aligned} q_{Abs} &= \frac{Q_{Abs}}{\dot{m}_1} = (f+1) \cdot h_5 + f \cdot h_8 - h_4 \Rightarrow \\ &\Rightarrow (9,51+1) \cdot 274,62 + 9,51 \cdot 213,93 - 2595,54 = -2361,55 \text{ kJ / kg} \end{aligned} \quad (6.9)$$

$$q_{Er-Es} = \frac{Q_{Er-Es}}{\dot{m}_1} = (f+1) \cdot (h_5' - h_5) = 10,51 \cdot (215,84 - 274,62) = -617,79 \text{ kJ / kg} \quad (6.10)$$

$$Verilen Isı = q_{Yoğ} + q_{Abs} = -4904,48 \text{ kJ / kg} \quad (6.11)$$

$$Alınan Isı = q_{Kay} + q_{Buh} = 4904,48 \text{ kJ / kg} \quad (6.12)$$

Enerji dengesinin sağlandığı Denklem 6.11 ve 6.12'den görülmektedir. Kaynatıcı ve buharlaştırıcıya aktarılan enerji Denklem 6.3'de $Q_{Kay} + Q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ/h}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan soğutucu akışkan debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{Kay} + Q_{Buh}}{q_{Kay} + q_{Buh}} = \frac{2.009.280}{4.904,48} = 410 \text{ kg/h} \quad (6.13)$$

\dot{m}_1 tespit edildiğine göre buradan diğer ünitelerin kapasiteleri de hesaplanabilir ;

$$Q_{Yog} = \dot{m}_1 \cdot q_{Yog} = 1.041.793 \text{ kJ/h} \approx 248.875 \text{ kcal/h} \quad (6.14)$$

$$Q_{Buh} = \dot{m}_1 \cdot q_{Buh} = 1.020.439 \text{ kJ/h} \approx 243.774 \text{ kcal/h} \quad (6.15)$$

$$Q_{Kay} = \dot{m}_1 \cdot q_{Kay} = 988.841 \text{ kJ/h} \approx 236.225 \text{ kcal/h} \quad (6.16)$$

$$Q_{Abs} = \dot{m}_1 \cdot q_{Abs} = 967.487 \text{ kJ/h} \approx 231.124 \text{ kcal/h} \quad (6.17)$$

$$Q_{Er-Es} = \dot{m}_1 \cdot q_{Er-Es} = 253.098 \text{ kJ/h} \approx 60.463 \text{ kcal/h} \quad (6.18)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinin performans katsayısını ifade eden COP_{AIY} değeri hesaplanmıştır;

$$COP_{AIY} = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = \frac{967.487}{988.841 + 1.020.439} = 0,482 \quad (6.19)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistem verimini ifade eden COP_{SYS} değeri sadece absorberden atılan enerjiden faydalanılması nedeniyle COP_{AIY} 'ye eşittir ($COP_{SYS} = COP_{AIY} = 0,482$).

Absorberdeki enerji ile 1 kg 60°C sıcaklıktaki sudan 120°C sıcaklıkta kızgın su üretilmesi için 252,6 kJ/kg enerji gerektiği Denklem 6.1'de hesaplanmıştır. Bu durumda 16 noktasında, absorberde üretilebilecek kızgın su miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{120^{\circ}C\text{su}} = \frac{Q_{Abs}}{\Delta h} = \frac{967.487}{252,6} = 3.380 \text{ kg / h} \quad (6.20)$$

Yoğuşturucunun su soğutmalı olması halinde eşanjörde 20°C suyun 70°C'ye çıkacağı öngörülerek dizayn edilmiştir. Bu durumda 14 noktasında, yoğuşturucunun ihtiyacı olan su debisi;

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{soğ-suyu} = \frac{Q_{Yoğ}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{1.041.793}{4,186 \cdot (70 - 20)} = 4.978 \text{ kg / h} \quad (6.21)$$

10 noktasından kaynatıcıya gönderilecek olan kojenerasyon gömlek soğutma suyu miktarı;

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{Kojen.suyu-Kay} = \frac{Q_{Kay}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{988.841}{4,186 \cdot (90 - 82)} = 29.528 \text{ kg / h} \quad (6.22)$$

12 noktasından buharlaştırıcıya gönderilecek olan kojenerasyon gömlek soğutma suyu miktarı;

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{Kojen.suyu-Buh} = \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{1.020.439}{4,186 \cdot (90 - 82)} = 30.472 \text{ kg / h} \quad (6.23)$$

Buharlaştırıcıda, buharlaşan akışkanı 25°C'de sıvı fazından 80°C'de buhara dönüştürecek ısıyı 90°C'deki gömlek suyu ile karşılandığı düşünülürse, gömlek suyunun düşeceği sıcaklık;

$$T_{13} = T_{12} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{12}} = 90 - \frac{1.020.439}{4,186 \cdot 30.472} = 82 \text{ }^{\circ}C \quad (6.24)$$

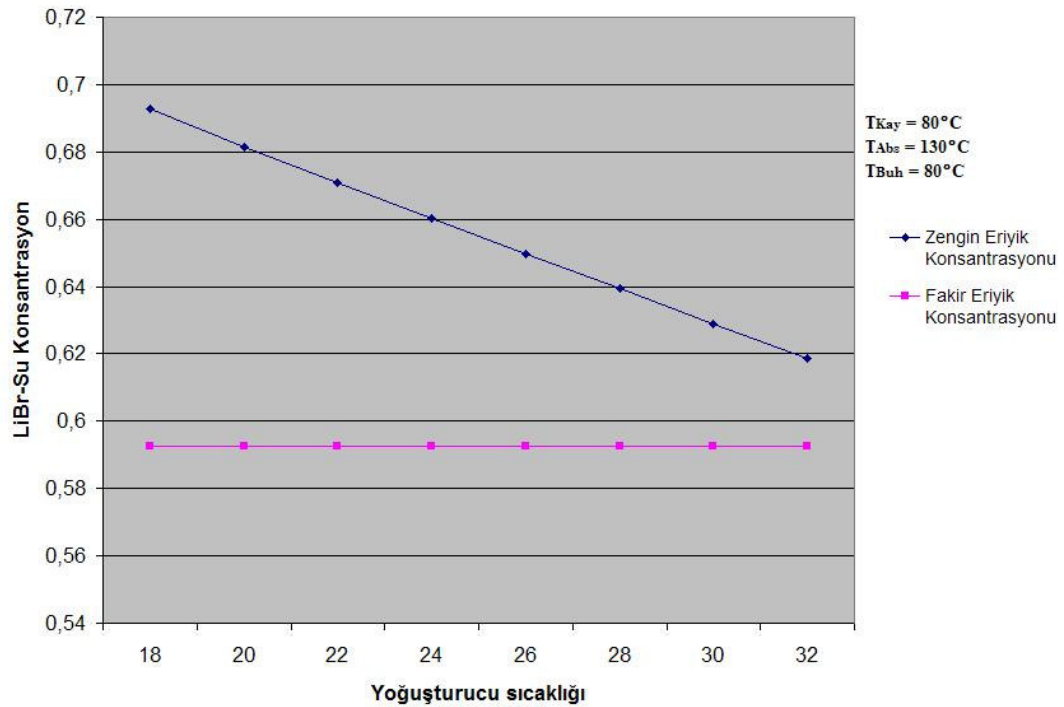
Denklem 6.24 ile hesabın doğruluğu kontrol edilmiş oldu. Kaynatıcı ve buharlaştırıcı sıcaklığının 80°C olması kaynatıcıya aktarılacak enerji miktarını

kısıtlamaktadır. Bu nedenle sıcaklık değerlerindeki değişimin sistem üzerindeki etkileri incelenmelidir.

6.1.1. Ünitelerdeki Sıcaklık Değişimlerinin AIY Sistemi Üzerindeki Etkilerinin Örnek Sistem -1 Üzerinde İncelenmesi

Bu bölümde Sistem 1 deki elemanların sıcaklık parametrelerindeki değişimlerin, diğer parametrelerin sabit olması durumundaki sistem verimi ve çalışması üzerindeki etkileri incelenecektir. Bu şekilde sistem verimliliği ve çalışma şartlarının iyileştirilmesi amaçlanmaktadır.

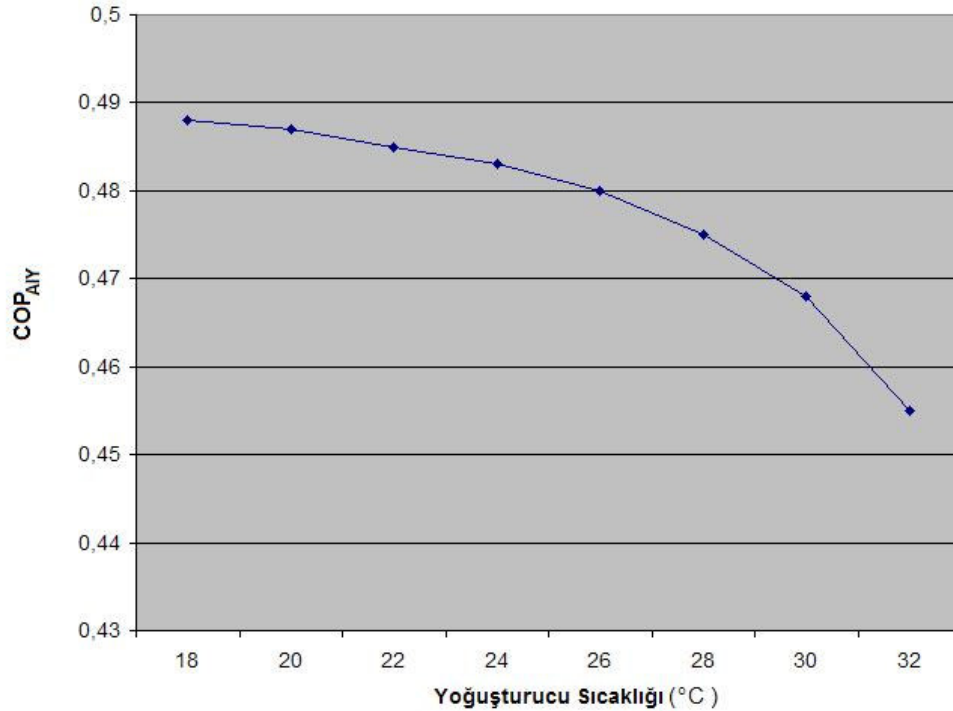
6.1. bölümde Sistem 1 olarak örneklenen sistem üzerinde yoğuşturucu sıcaklığının değişimi aşağıda incelenmiştir. Yoğuşturucu sıcaklığı haricindeki bütün parametreler sabit kaldığı varsayılmıştır.



Şekil 28 Yoğuşturucu sıcaklığındaki değişimin konsantrasyon değerlerine etkisi, $T_{Abs}=130^{\circ}C$, $T_{Kay}=80^{\circ}C$, $T_{Buh}=80^{\circ}C$.

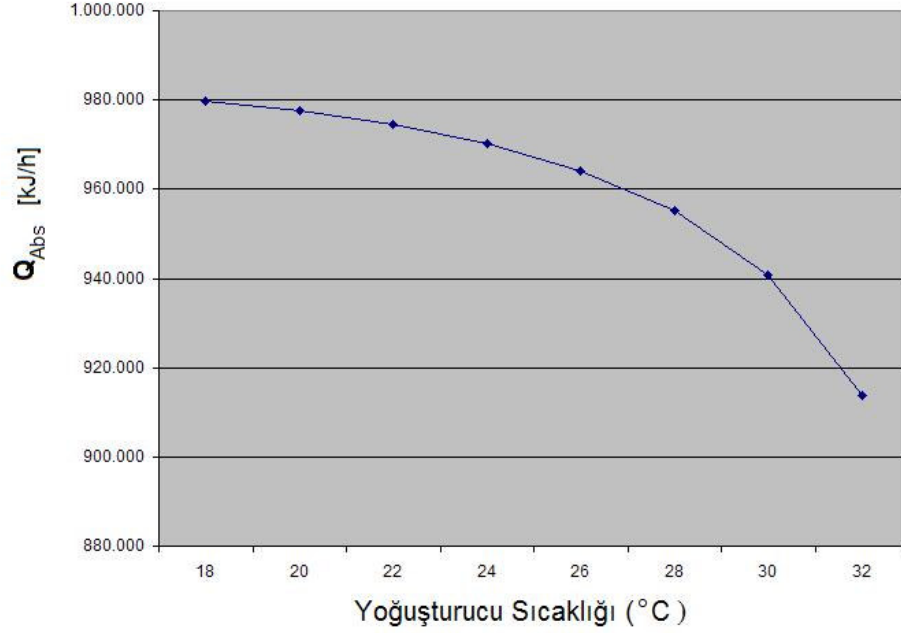
Şekil 22'den görüldüğü üzere yoğuşturucu sıcaklığının düşmesi zengin eriyik konsantrasyonunun artmasına neden olacaktır. Yoğuşturucu sıcaklığının düşmesi, yoğuşma basıncının düşmesine neden olacağından, kaynatıcıda meydana gelen buharlaşma miktarı artar ve kalan eriyiğin konsantrasyonu artar. Konsantrasyonun kritik değerlere yükselmesi durumunda kristalizasyon meydana gelebilecektir.

Yoğuşturucu sıcaklığının yükselmesi aynı zamanda fakir eriyik konsantrasyonuna çok yaklaşılmasına neden olacaktır. Sistemin çalışma prensibinde buharlaşmanın kaynatıcıda gerçekleşmesi gerekir ve soğutucu akışkanın absorberde tekrar eriyik ile birleşip eriyik konsantrasyonunu düşürmesi gerekir. Bu durumda yoğuşturucu sıcaklığının yükselmesi halinde absorber konsantrasyonu ve kaynatıcı konsantrasyonunun birbirine çok yaklaşacak, dolaşım oranı aşırı yükselecek ve sistem görev yapmaz hale gelecektir.



Şekil 29 Yoğuşturucudaki sıcaklık değişiminin COP_{AY}' ye etkisi; T_{Abs}=130°C, T_{Kay}=80°C, T_{Buh}=80°C.

Yoğuşturucu sıcaklığının artması ile COP_{AIY} değerinin düştüğü tespit edilmiştir. Şekil 22'deki eğride konsantrasyon düşüşünün dolaşım oranını arttıracaklığı belirtilmişti. Artan dolaşım oranı absorber ısı akısını düşüreceğinden COP_{AIY} değerinde de düşüş görülmüştür.



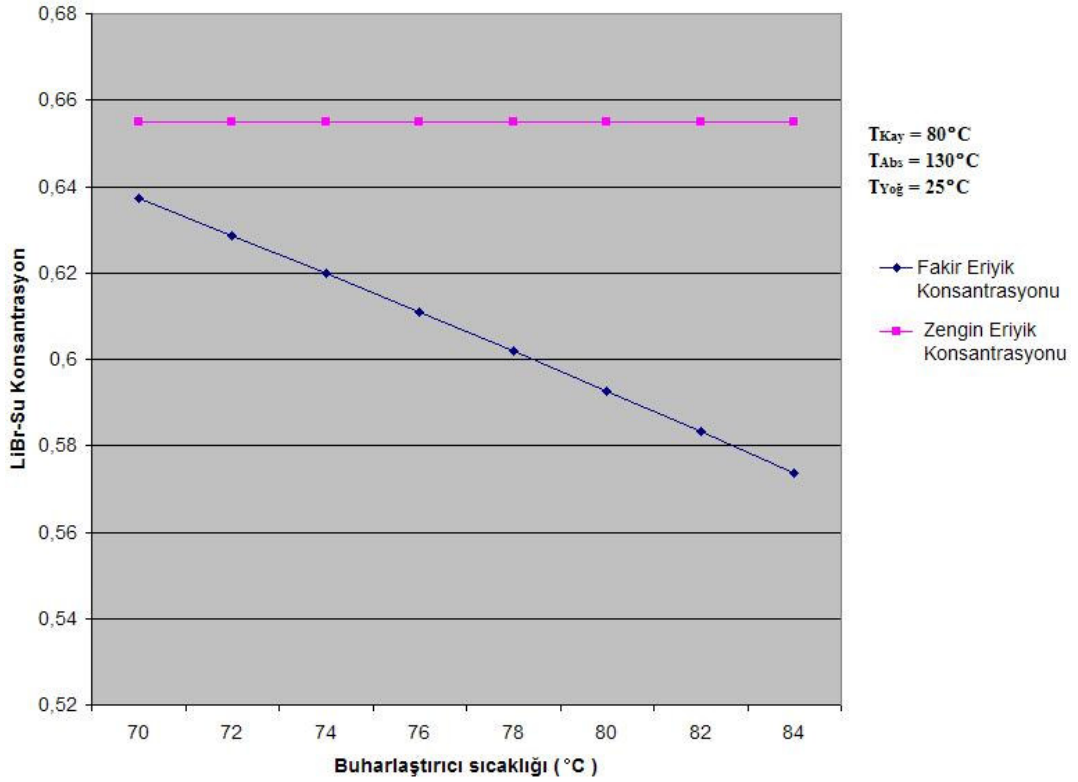
Şekil 30 Yoğuşturucu sıcaklığındaki değişimin Q_{Abs} 'ye etkisi; $T_{Abs}=130^{\circ}C$, $T_{Kay}=80^{\circ}C$, $T_{Buh}=80^{\circ}C$.

COP_{AIY} doğrudan sistemin iç verimliliğini ifade ettiği için, bu değerdeki düşüş absorberde geri kazanılan enerji miktarına aynı oranda yansıtacaktır. Dolaşım oranının artması demek birim soğutucu akışkan debisine karşılık, absorber ve kaynatıcı arasında sirküle edilecek olan eriyik miktarının artması anlamına gelir. Bu durum sistem açısından belirli bir noktadan sonra limit değerlere ulaşacağından verimi daha dik bir şekilde düşür. Şekil 23 ve 24'de COP_{AIY} ve Q_{Abs} değerlerindeki düşüş bundan kaynaklanmaktadır.

Yoğuşturucu sıcaklığı, soğutmada kullanılan akışkanın yaz kış şartları ve kullanılan soğutucu tipine göre değişiklik gösterecektir. Bu nedenle tasarım yapılırken yukarıda belirtilen faktörler muhakkak göz önünde tutulmalı ve kritik değerlere yakın dizayn yapılmamalıdır. Şekil 22, 23, 24 beraber incelenecek olursa yoğuşturucu sıcaklığının

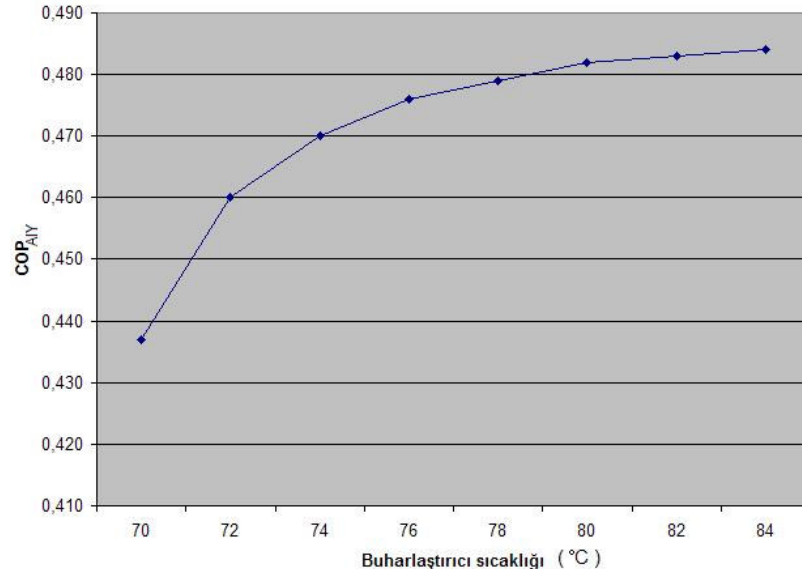
düşürülmesi, enerji geri kazanımını ve kristalizasyon riskini artırır. Dolayısıyla yoğunlaştırıcı çıkışında sıcaklık, kristalizasyon riski oluşturmayacak şekilde düşük tutulması otomatik kontrol mekanizmasıyla sağlanmalıdır.

6.1. bölümde Sistem 1 olarak örneklenen sistem üzerinde buharlaştırıcı sıcaklığının değişimi aşağıda incelenmiştir. Buharlaştırıcı sıcaklığı haricindeki bütün sıcaklıkların sabit kaldığı varsayılmıştır.



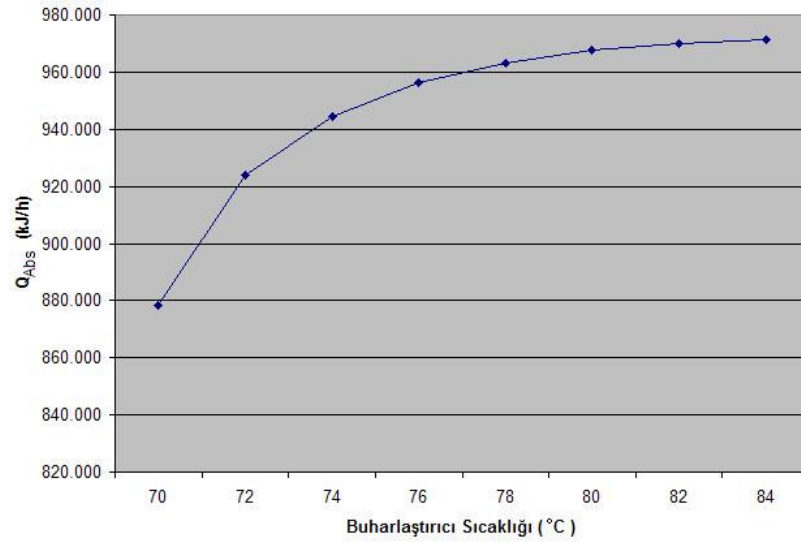
Şekil 31 Buharlaştırıcı sıcaklığındaki değişimin konsantrasyon değerlerine etkisi, $T_{Abs}=130^{\circ}C$, $T_{Kay}=80^{\circ}C$, $T_{Yoğ}=25^{\circ}C$.

Şekil 25'den görüldüğü üzere buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesi fakir eriyik konsantrasyonunda düşüğe neden olur. Bunun nedeni buharlaştırıcı sıcaklığının artmasıyla artan absorpsiyon kapasitesidir. Buharlaştırıcı sıcaklığı artması halinde Buharlaştırıcı sıcaklığının düşmesi absorberdeki konsantrasyon değerini arttırması, yoğunlaştırıcıda olduğu gibi absorber ve kaynatıcıdaki konsantrasyon değerlerinin aynı olmasına neden olabilecektir. Bu durumda çevrim gerçekleşmeyecektir.



Şekil 32 Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişiminin COP_{AIY}' ye etkisi; T_{Abs}=130°C, T_{Kay}=80°C, T_{Yog}=25°C.

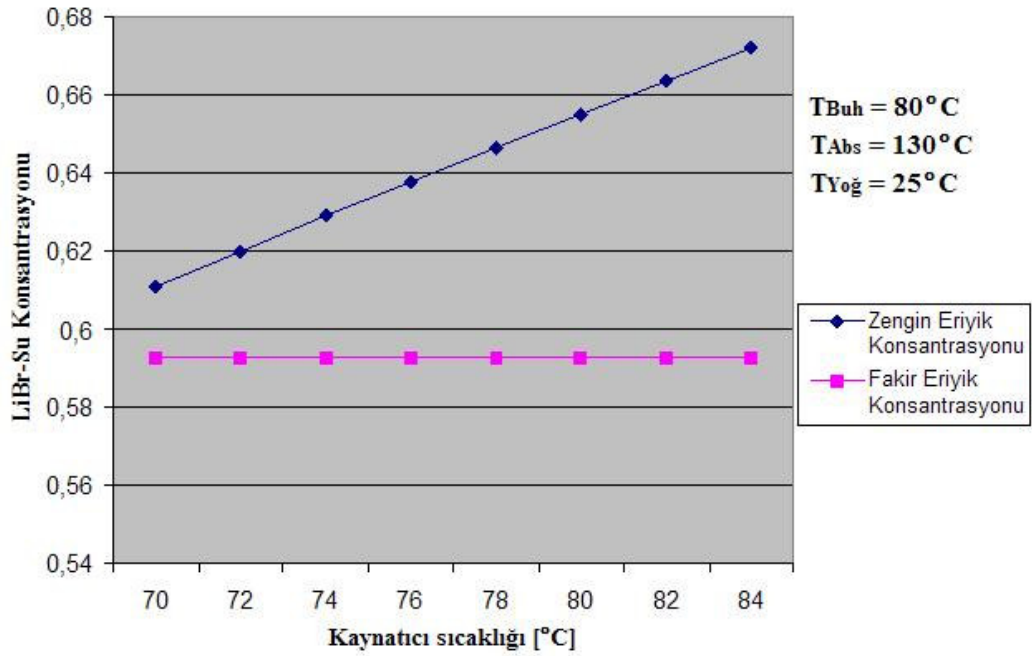
Buharlaştırıcı sıcaklığının düşmesi ile absorberdeki fakir eriyik konsantrasyonunun düştüğü Şekil 25'de gösterilmiştir. Fakir eriyik konsantrasyonunun düşmesi ile dolaşım oranı düşecektir. Dolaşım oranı, soğutucu akışkan debisi ile eriyik sirkülasyon debisinin oranı olması nedeniyle, dolaşım oranındaki düşüş soğutucu akışkan debisinin artmasına neden olmaktadır. Bu durumda COP değeri ve absorberde geri kazanılan enerji miktarı artmaktadır.



Şekil 33 Buharlaştırıcıdaki sıcaklık değişiminin COP_{AIY}' ye etkisi; T_{Abs}=130°C, T_{Kay}=80°C, T_{Yog}=25°C.

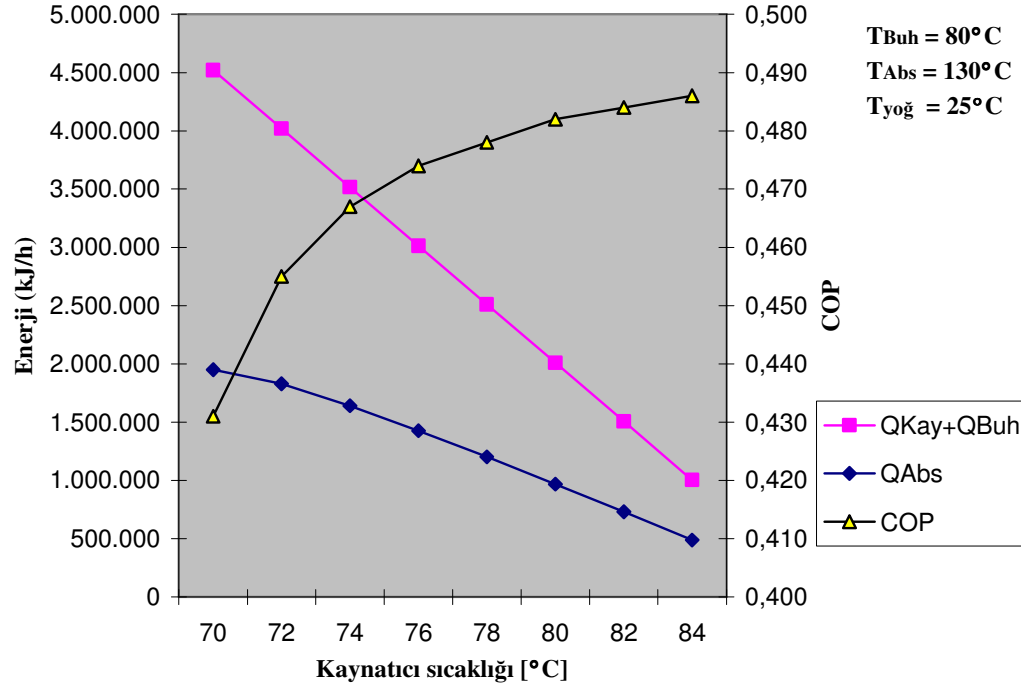
Şekil 25, 26 ve 27 beraber incelenecek olursa, buharlaştırıcı sıcaklığının düşmesi, absorberde geri kazanılan enerjide düşüşe neden olurken aynı zamanda absorberdeki eriyik konsantrasyonunun kaynatıcı konsantrasyonuna kadar yükselmesine ve sistemin görev yapamamasına neden olabilecektir. Bu yüzden buharlaştırıcı sıcaklığının tasarım sırasında yüksek seçilmesinin bir mahsuru yoktur.

6.1. bölümde Sistem 1 olarak örneklenen sistem üzerinde kaynatıcı sıcaklığının değişimi aşağıda incelenmiştir. Kaynatıcı sıcaklığı haricindeki bütün sıcaklıkların sabit kaldığı varsayılmıştır.



Şekil 34 Kaynatıcı sıcaklığındaki değişimin konsantrasyon değerlerine etkisi, $T_{Abs}=130^{\circ}C$, $T_{Buh}=80^{\circ}C$, $T_{Yoğ}=25^{\circ}C$.

Şekil 28’te görüldüğü üzere kaynatıcı sıcaklığının artması durumunda konsantrasyon artmaktadır. Bunun nedeni kaynatıcıda soğutucu akışkanın buharlaşma miktarının sabit yoğuşma basıncı için artmasıdır. Çevrimin tamamlanması için kaynatıcı konsantrasyonunun, absorber konsantrasyonundan büyük olması gerekmektedir. Ancak konsantrasyonun artması ile kristallenme riski artmaktadır.



Şekil 35 Kaynatıcı sıcaklığının COP, $Q_{Kay}+Q_{Buh}$, Q_{Abs} üzerindeki etkisi, $T_{Abs}=130^{\circ}C$, $T_{Buh}=80^{\circ}C$, $T_{Yog}=25^{\circ}C$.

Şekil 29'de görüldüğü gibi kaynatıcı sıcaklığındaki artış COP değerinin artmasına neden olmaktadır. Ancak COP değerinin yüksek olması özellikle enerji tasarrufu amaçlı absorpsiyonlu ısı yükselticilerinde, çok enerji kazanımı yapıldığını göstermez. Aynı grafik içinde kaynatıcıya aktarılabilen enerji miktarı (Q_{Kay}) ve absorberden geri kazanılan enerji (Q_{Abs}) miktarları görülebilmektedir. Kaynatıcı sıcaklığının artırılması demek kaynatıcıdan çıkan atık ısının sıcaklığının yüksek olması anlamına gelir. Bu durumda geri kazanılan enerji miktarı azalacaktır.

Görüldüğü gibi COP değeri 0,431'den 0,486'ya yani yaklaşık %13 mertebesinde yükselmesine rağmen kaynatıcıya aktarılabilen enerji %78 düşmektedir, absorberden geri kazanılan enerji ise %75 oranında azalmaktadır.

Maksimum ısı transferinin sağlanabilmesi için ısı transferi olacak iki akışkan arasındaki sıcaklık farkının mümkün olduğunca yüksek tutulması gerekmektedir. AIY sistemlerinde sadece Buharlaştırıcı ve Kaynatıcı ünitelerine dışarıdan ısı verilir. Bu nedenle kaynatıcı veya buharlaştırıcı sıcaklığı düşürülmelidir. Buharlaştırıcı sıcaklığının düşürülmesi, zengin eriyik konsantrasyonunun yükselmesine dolayısıyla kristalizasyon riskini arttıracığı ve COP değerini düşüreceği için, sistemin sağlıklı çalışması için buharlaştırıcı sıcaklığının yüksek tutulmasında fayda vardır. Kaynatıcı sıcaklığının düşürülmesi, COP oranında düşüşe neden olsa da, geri kazanılan ısı miktarını arttıracığından, daha uygundur (Şekil 29).

Sistem-1'de Atık ısı kaynağını bölüp kaynatıcı ve buharlaştırıcıya 90°C sıcaklıkta verilmişti. Sistem-2'de aynı miktar atık ısı ihtiva eden gömlek soğutma suyunu öncelikle buharlaştırıcıya ardından kaynatıcıya verilmesi durumu incelenecektir. Böylece yukarıdaki şartlar oluşturularak sistem verimliliği ve çalışma şartları karşılaştırılacaktır.

$$Q_{Buh} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = 60.000 \cdot 4,186 \cdot (90 - 82) = 2.009.280 \text{ kcal / h} \quad (6.25)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki suyun 2 noktasındaki sıcaklığının 25°C olması için, 14 noktasındaki soğutma suyunun giriş sıcaklığı 20°C olduğu varsayılmıştır. 15 noktasındaki çıkış sıcaklığı ise 70°C kabul edilmiştir. Absorber çıkışında, 5 noktasının sıcaklığının 130°C olacağı ve 8 noktasında 80°C'de kaynatıcıdan çıkan zengin eriyiğin, eriyik eşanjöründen geçtikten sonra 8' noktasında 120°C'ye çıkacağı varsayılmıştır. Yapılan hesaplamalar ve kabulleri absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistemi elemanları için listeleyecek olursak ;

Absorber Çıkış Sıcaklığı	→ T ₅ =	130 °C
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı	→ T ₂ =	25 °C
Kaynatıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₇ =	73 °C
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₄ =	80 °C
Eriyik Eşanjörü Çıkış Sıcaklığı	→ T _{8'} =	120 °C

Çözüm :

Yoğuşma basıncı P₂, Denklem 5.115'den faydalanarak hesaplanmıştır. T₂= 25°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₂ = 3,17 kPa'dir. 2 noktasındaki entalpi değeri h₂, Denklem 5.116'dan faydalanarak hesaplanmıştır;

Yoğuşturucu sıcaklığı → T ₂ = 25°C	
	h ₂ = 104,73 kJ/kg
	P ₂ = 3,17 kPa

Buharlaştırma basıncı P₄, Denklem 5.115'den faydalanılarak yazılan programla hesaplanmıştır. T₄ = 80°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₂ = 47,32 kPa'dir. 4 noktasındaki entalpi değeri h₄, Denklem 5.116'dan faydalanılarak programla hesaplanmıştır;

Buharlaştırıcı sıcaklığı $\rightarrow T_4 = 80^\circ\text{C}$

$$h_4 = 2595,54 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 47,32 \text{ kPa}$$

Yoğuşturucu basıncında, kaynatıcı sıcaklığına denk gelen kızgın buharın entalpi değeri h_1 , Denklem 5.118'den faydalanarak program yardımı ile hesaplanmıştır;

Kaynatıcı sıcaklığı $\rightarrow T_1 = 73^\circ\text{C}$

$$h_1 = 2634,23 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{\text{Yoğ}} = P_2 = 3,17 \text{ kPa}$$

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. 5 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_5 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 5 noktasındaki entalpi değeri h_5 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır ;

Absorber sıcaklığı $\rightarrow T_5 = 130^\circ\text{C}$

$$h_5 = 274,62 \text{ kJ/kg}$$

$$X_5 = 0,5926$$

7 noktasındaki zengin eriyik konsantrasyonu x_7 'nin hesaplanabilmesi için Denklem 5.119'dan yararlanılmıştır. 7 noktasındaki entalpi değeri h_7 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

Kaynatıcı sıcaklığı $\rightarrow T_7 = 73^\circ\text{C}$

$$h_7 = 185,95 \text{ kJ/kg}$$

$$x_7 = 0,6244$$

Eriyik eşanjörü çıkışında, 8' noktasında konsantrasyon, kaynatıcı çıkışındaki x_7 konsantrasyonu ile aynı olacaktır. Bu durumda 8' noktasındaki entalpi değeri h_8 Denklem 5.120'den faydalanılarak program ile hesaplanmıştır;

Er. Eşanjör çıkış sıcaklığı $\rightarrow T_{8'} = 120^{\circ}\text{C}$

$$h_7 = 266,684 \text{ kJ/kg}$$

$$x_7 = 0,6244$$

Dolaşım oranı f ;

$$f = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{x_6}{x_7 - x_6} = \frac{0,5926}{0,6244 - 0,5926} = 18,63 \quad (6.26)$$

$h_6 = h_5$ 'dür . h_5 'nün hesaplanması için eşanjörün iki tarafı arasında ısı dengesinin kurulması lazımdır.

$$\dot{m}_5 \cdot (h_5' - h_5) = \dot{m}_8 \cdot (h_8' - h_8) \quad (6.27)$$

Denklem 6.4'ün her iki tarafıda \dot{m}_1 'e bölünecek olursa ;

$$h_5' = h_5 - \frac{f}{f+1} \cdot (h_8' - h_8) = 274,62 - \frac{18,63}{18,63+1} \cdot (266,684 - 185,95) = 198 \text{ kJ / kg} \quad (6.28)$$

Ünitelerdeki ısı dengesi :

$$q_{Yoğ} = \frac{Q_{Yoğ}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 = 104,73 - 2634,23 = -2529,50 \text{ kJ / kg} \quad (6.29)$$

$$q_{Buh} = \frac{Q_{Buh}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 = 2595,54 - 104,73 = 2490,80 \text{ kJ / kg} \quad (6.30)$$

$$q_{Kay} = \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_1} = h_1 + f \cdot h_7 - (f+1) \cdot h_6 = \quad (6.31)$$

$$\Rightarrow 2.634,23 + 18,63 \cdot 185,95 - (18,63+1) \cdot 198 = 2.211,66 \text{ kJ / kg}$$

$$q_{Abs} = \frac{Q_{Abs}}{\dot{m}_1} = (f+1) \cdot h_5 + f \cdot h_8 - h_4 \Rightarrow \quad (6.32)$$

$$\Rightarrow (18,63+1) \cdot 274,62 + 18,63 \cdot 185,95 = -2172,96 \text{ kJ / kg}$$

$$q_{Er-Es} = \frac{Q_{Er-Es}}{\dot{m}_1} = (f + 1) \cdot (h_{s'} - h_s) \Rightarrow \quad (6.33)$$

$$\Rightarrow (18,63 + 1) \cdot (198 - 274,62) = -1504,43 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Verilen Isı} = q_{Yoğ} + q_{Abs} = -4702,46 \text{ kJ / kg} \quad (6.34)$$

$$\text{Alınan Isı} = q_{Kay} + q_{Buh} = 4702,46 \text{ kJ / kg} \quad (6.35)$$

Enerji dengesinin sağlandığı Denklem 6.34 ve 6.35'den görülmektedir. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji Denklem 6.25'de $Q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan soğutucu akışkan debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{Buh}}{q_{Buh}} = \frac{2.009.280}{2.490,8} = 807 \text{ kg / h} \quad (6.36)$$

\dot{m}_1 tespit edildiğine göre buradan diğer ünitelerin kapasiteleri hesaplanabilir ;

$$Q_{Yoğ} = \dot{m}_1 \cdot q_{Yoğ} = 2.040.495 \text{ kJ / h} \approx 487.457 \text{ kcal / h} \quad (6.37)$$

$$Q_{Buh} = \dot{m}_1 \cdot q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h} \approx 480.000 \text{ kcal / h} \quad (6.38)$$

$$Q_{Kay} = \dot{m}_1 \cdot q_{Kay} = 1.784.098 \text{ kJ / h} \approx 426.206 \text{ kcal / h} \quad (6.39)$$

$$Q_{Abs} = \dot{m}_1 \cdot q_{Abs} = 1.752.883 \text{ kJ / h} \approx 418.749 \text{ kcal / h} \quad (6.40)$$

$$Q_{Er-Es} = \dot{m}_1 \cdot q_{Er-Es} = 1.213.589 \text{ kJ / h} \approx 289.916 \text{ kcal / h} \quad (6.41)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinin performans katsayısını ifade eden COP_{AIY} değeri hesaplanmıştır;

$$COP_{AIY} = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,462 \quad (6.42)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistem verimini ifade eden COP_{SYS} değeri sadece absorberden atılan enerjiden faydalanılması nedeniyle COP_{AIY} 'ye eşittir ($COP_{SYS} = COP_{AIY} = 0,462$).

Absorberdeki enerji ile 1 kg 60°C sıcaklıktaki sudan 120°C sıcaklıkta kızgın su üretilmesi için 252,6 kJ/kg enerji gerektiği Denklem 6.1'de hesaplanmıştır. Bu durumda 16 noktasında, absorberde üretilebilecek kızgın su miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{120^{\circ}C\ su} = \frac{Q_{Abs}}{\Delta h} = \frac{1.752.883}{252,6} = 6.939 \text{ kg / h} \quad (6.43)$$

Yoğuşturucunun su soğutmalı olması halinde eşanjörde 20°C suyun 70°C'ye çıkacağı öngörülerek dizayn edilmiştir. Bu durumda 14 noktasında, yoğuşturucunun ihtiyacı olan su debisi;

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{soğ-suyu} = \frac{Q_{Yoğ}}{c_p \cdot \Delta T} = \frac{2.040.495}{4,186 \cdot 50} = 9.749 \text{ kg / h} \quad (6.44)$$

Buharlaştırıcıda, buharlaşan akışkanı 25°C'de sıvı fazından 80°C'de buhara dönüştürecek ısıyı 90°C'deki gömlek suyu ile karşılandığı düşünülürse, gömlek suyunun düşeceği sıcaklık;

$$T_{11} = T_{10} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{10}} = 90 - \frac{2.009.280}{4,186 \cdot 60.000} = 82 \text{ }^{\circ}C \quad (6.45)$$

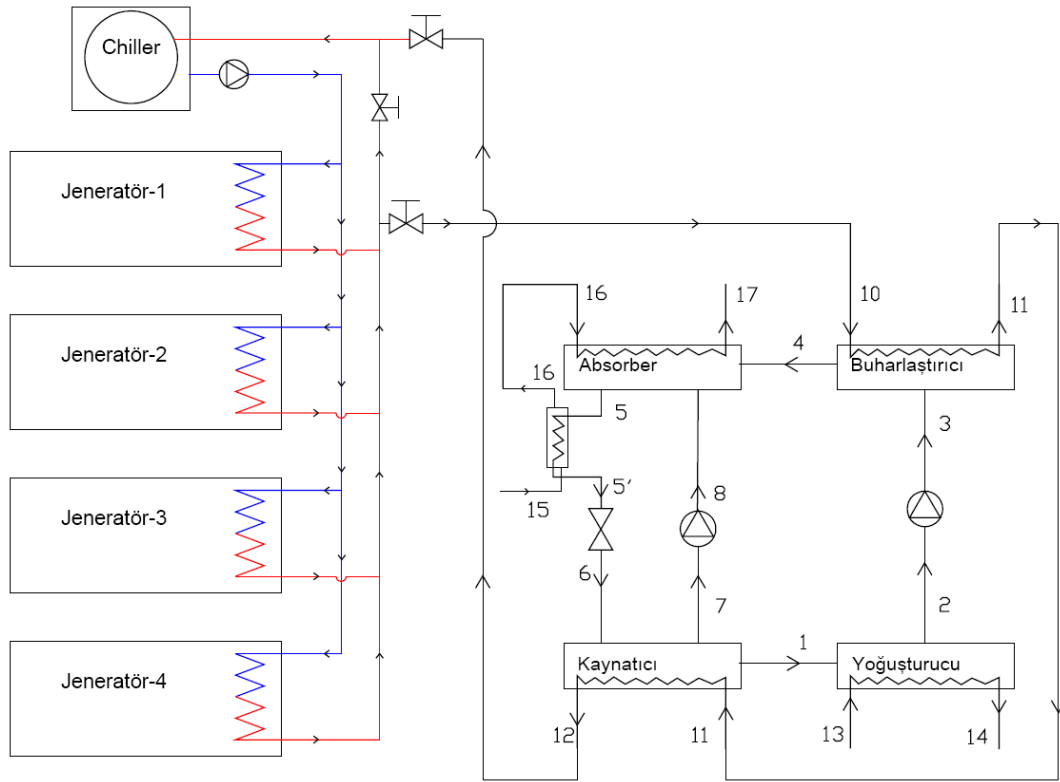
Buharlaştırıcıdan 11 noktasında 82°C'de çıkan gömlek soğutma suyu, kaynatıcıya girecek ve 12 noktasında çıkacaktır. 12 noktasındaki sıcaklık;

$$T_{12} = T_{11} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{11}} = 82 - \frac{1.784.098}{4,186 \cdot 60.000} \approx 75 \text{ }^{\circ}C \quad (6.46)$$

Denklem 6.46 ile hesabın doğruluğu kontrol edilmiş oldu. 2°C sıcaklık farkı olacak şekilde tasarım yapılmıştı.

Sistem 2’de Sistem 1’den farklı olarak gömlek suyu önce buharlaştırıcıdan geçirildi ardından kaynatıcıya girdi. Böylece sisteme aktarılan enerji miktarının arttığı gözlemlendi. Sistem-1 COP değeri Sistem-2’den % 4 daha fazla iken, Sistem-2’de geri kazanılan enerji %81 daha fazladır.

6.3. Sistem-3: Absorbsiyonlu Isı Yükselticisinde Absorber Eşanjörü Kullanımı



Şekil 37 Sistem-3 Absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinde buharlaştırıcıdan gelen akışkan ile kaynatıcıdan gelen zengin eriyik birleşerek ısı açığa çıktığı anlatılmıştır. Burada sıcaklık kaynatıcı sıcaklığının üzerinde olması nedeniyle tekrar kaynatıcıya döndüğünde ısı aktarımının gerçekleşebilmesi için kaynatıcı sıcaklığına inmelidir. Sistem-3 olarak incelenecek

sistemde Sistem-2'den farklı olarak eriyik eşanjörü yerine absorberden kaynatıcıya dönen fakir eriyiğin bulunduğu hatta absorber eşanjörü kullanılarak absorber dönüş sıcaklığı düşürülecektir.

Tasarım şartları:

Sistem 3'de kojenerasyon gömlek soğutma suları 10 noktasından buharlaştırıcıya girecek, 11 noktasında buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra kaynatıcıya gireceği varsayılmıştır. Amaç buharlaştırıcı sıcaklığını yüksek tutmak, kaynatıcı sıcaklığını düşürmek ve daha fazla enerji geri kazanımı yapmaktır. Kaynatıcıdan 7 noktasında çıkan zengin eriyik, 4 noktasından gelen soğutucu akışkanla absorberde birleşerek, 5 noktasından fakir eriyik olarak çıkar. 5 noktasında 130°C sıcaklıkta olan fakir eriyik, absorber eşanjörüne girerek ısıyı üretilecek kızgın suyun ısıtılmasında kullanılır. 5' noktasında eriyik sıcaklığı 68°C'ye düşürülecek şekilde tasarlandığı varsayılmıştır. Buharlaştırıcı sıcaklığı 4 noktasında 80°C olması durumunda, gömlek suyu teorik olarak, buharlaştırıcıya enerjisini en fazla 80°C'ye düşene kadar aktarabilir. Bu pratikte mümkün değildir. Ancak enerjisini 2-3°C fark kalacak şekilde bir tasarım yapılabilir. Bu durumda gömlek suyunun sıcaklığı 11 noktasında 82°C olacak şekilde tasarlandığı varsayılacaktır. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji;

$$Q_{Buh} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = 60.000 \cdot 4,186 \cdot (90 - 82) = 2.009.280 \text{ kcal / h} \quad (6.47)$$

Yoğuşturucu çıkışındaki suyun 2 noktasındaki sıcaklığının 25°C olması için, 14 noktasındaki soğutma suyunun giriş sıcaklığı 20°C olduğu varsayılmıştır. 15 noktasındaki çıkış sıcaklığı ise 70°C kabul edilmiştir. Yapılan hesaplamalar ve kabulleri absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemi elemanları için listeleyecek olursak ;

Absorber Çıkış Sıcaklığı	→ T ₅ =	130 °C
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı	→ T ₂ =	25 °C
Kaynatıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₇ =	73 °C
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₄ =	80 °C
Absorber Eşanjörü Çıkış Sıcaklığı	→ T _{5'} =	68 °C

Çözüm :

Yoğuşma basıncı P_2 , Denklem 5.115'den faydalanarak hesaplanmıştır. $T_2 = 25^\circ\text{C}$ su için yoğuşma basıncı $P_{Yog} = P_2 = 3,17 \text{ kPa}$ 'dir. 2 noktasındaki entalpi değeri h_2 , Denklem 5.116'dan faydalanarak hesaplanmıştır;

$$\text{Yoğuşturucu sıcaklığı} \rightarrow T_2 = 25^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 104,73 \text{ kJ/kg}$$

$$P_2 = 3,17 \text{ kPa}$$

Buharlaştırma basıncı P_4 , Denklem 5.115'den faydalanılarak yazılan programla hesaplanmıştır. $T_4 = 80^\circ\text{C}$ su için yoğuşma basıncı $P_{Yog} = P_2 = 47,32 \text{ kPa}$ 'dir. 4 noktasındaki entalpi değeri h_4 , Denklem 5.116'dan faydalanılarak programla hesaplanmıştır;

$$\text{Buharlaştırıcı sıcaklığı} \rightarrow T_4 = 80^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 2595,54 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 47,32 \text{ kPa}$$

Yoğuşturucu basıncında, kaynatıcı sıcaklığına denk gelen kızgın buharın entalpi değeri h_1 , Denklem 5.118'den faydalanarak program yardımı ile hesaplanmıştır;

$$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_1 = 73^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 2634,23 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{Yog} = P_2 = 3,17 \text{ kPa}$$

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. 5 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_5 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 5 noktasındaki entalpi değeri h_5 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$$\text{Absorber sıcaklığı} \rightarrow T_5 = 130^\circ\text{C}$$

$$h_5 = 274,62 \text{ kJ/kg}$$

$$X_5 = 0,5926$$

7 noktasındaki zengin eriyik konsantrasyonu x_7 'nin hesaplanabilmesi için Denklem 5.119'dan yararlanılmıştır. 7 noktasındaki entalpi değeri h_7 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır ;

$$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_7 = 73^\circ\text{C}$$

$$h_7 = 185,95 \text{ kJ/kg}$$

$$x_7 = 0,6244$$

Absorber eşanjörü çıkışında, 5' noktasında konsantrasyon, absorber çıkışındaki x_5 konsantrasyonu ile aynı olacaktır. Bu durumda 5' noktasındaki entalpi değeri h_5 Denklem 5.120'den faydalanılarak program ile hesaplanmıştır;

$$\text{Er. Eşanjör çıkış sıcaklığı} \rightarrow T_{5'} = 120^\circ\text{C}$$

$$h_{5'} = 162,14 \text{ kJ/kg}$$

$$x_5 = 0,5926$$

Dolaşım oranı f ;

$$f = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{x_6}{x_7 - x_6} = \frac{0,5926}{0,6244 - 0,5926} = 18,63 \quad (6.48)$$

Ünitelerdeki ısı dengesi :

$$q_{Yoğ} = \frac{Q_{Yoğ}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 = 104,73 - 2.634,23 = -2.529,50 \text{ kJ / kg} \quad (6.49)$$

$$q_{Buh} = \frac{Q_{Buh}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 = 2.595,54 - 104,73 = 2.490,80 \text{ kJ / kg} \quad (6.50)$$

$$q_{Kay} = \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_1} = h_1 + f \cdot h_7 - (f + 1) \cdot h_6 \Rightarrow \quad (6.51)$$

$$\Rightarrow 2.634,23 + 18,63 \cdot 185,95 - (18,63 + 1) \cdot 162,14 = 2915,66 \text{ kJ / kg}$$

$$q_{Abs} = \frac{Q_{Abs}}{\dot{m}_1} = (f + 1) \cdot h_5 + f \cdot h_8 - h_4 \Rightarrow \quad (6.52)$$

$$\Rightarrow (18,63 + 1) \cdot 274,62 + 18,63 \cdot 185,95 = -668,54 \text{ kJ / kg}$$

$$q_{Abs-Es} = \frac{Q_{Abs-Es}}{\dot{m}_1} = (f + 1) \cdot (h_5 - h_4) \Rightarrow \quad (6.53)$$

$$\Rightarrow (18,63 + 1)(162,14 - 274,62) = -2208,43 \text{ kJ / kg}$$

$$Verilen Isı = q_{Yoğ} + q_{Abs} + q_{Abs-Es} = -5406,46 \text{ kJ / kg} \quad (6.54)$$

$$Alınan Isı = q_{Kay} + q_{Buh} = 5406,46 \text{ kJ / kg} \quad (6.55)$$

Enerji dengesinin sağlandığı Denklem 6.54 ve 6.55'den görülmektedir. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji Denklem 6.47'de $Q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan soğutucu akışkan debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{Buh}}{q_{Buh}} = \frac{2.009.280}{2.490,80} = 807 \text{ kg / h} \quad (6.56)$$

\dot{m}_1 tespit edildiğine göre buradan diğer ünitelerin kapasiteleri hesaplanabilir ;

$$Q_{Yoğ} = \dot{m}_1 \cdot q_{Yoğ} = 2.040.495 \text{ kJ / h} \approx 487.457 \text{ kcal / h} \quad (6.57)$$

$$Q_{Buh} = \dot{m}_1 \cdot q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h} \approx 480.000 \text{ kcal / h} \quad (6.58)$$

$$Q_{Kay} = \dot{m}_1 \cdot q_{Kay} = 2.352.000 \text{ kJ / h} \approx 561.873 \text{ kcal / h} \quad (6.59)$$

$$Q_{Abs} = \dot{m}_1 \cdot q_{Abs} = 539.294 \text{ kJ / h} \approx 128.833 \text{ kcal / h} \quad (6.60)$$

$$Q_{Abs-Es} = \dot{m}_1 \cdot q_{Abs-Es} = 1.781.491 \text{ kJ / h} \approx 425.583 \text{ kcal / h} \quad (6.61)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinin performans katsayısını ifade eden COP_{AIY} değeri hesaplanmıştır;

$$COP_{AY} = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,124 \quad (6.62)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistem verimini ifade eden COP_{SYS} değeri;

$$COP_{SYS} = \frac{Q_{Abs} + Q_{Abs-Es}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,532 \quad (6.63)$$

Absorberdeki enerji ile 1 kg 60°C sıcaklıktaki sudan 120°C sıcaklıkta kızgın su üretilmesi için 252,6 kJ/kg enerji gerektiği Denklem 6.1'de hesaplanmıştı. Bu durumda 16 noktasında, absorberde üretilebilecek kızgın su miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{120^{\circ}C_{su}} = \frac{Q_{Abs} + Q_{Abs-Es}}{\Delta h} = 9.188 \text{ kg / h} \quad (6.64)$$

Yoğuşturucunun su soğutmalı olması halinde eşanjörde 20°C suyun 70°C'ye çıkacağı öngörülerek dizayn edilmiştir. Bu durumda 14 noktasında, yoğuşturucunun ihtiyacı olan su debisi;

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{soğ-suyu} = \frac{Q_{Yoğ}}{c_p \cdot \Delta T} = 9.749 \text{ kg / h} \quad (6.65)$$

Buharlaştırıcıda, buharlaşan akışkanı 25°C'de sıvı fazından 80°C'de buhara dönüştürecek ısıyı 90°C'deki gömlek suyu ile karşılandığı düşünülürse, gömlek suyunun düşeceği sıcaklık;

$$T_{11} = T_{10} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{10}} = 82^{\circ}C \quad (6.66)$$

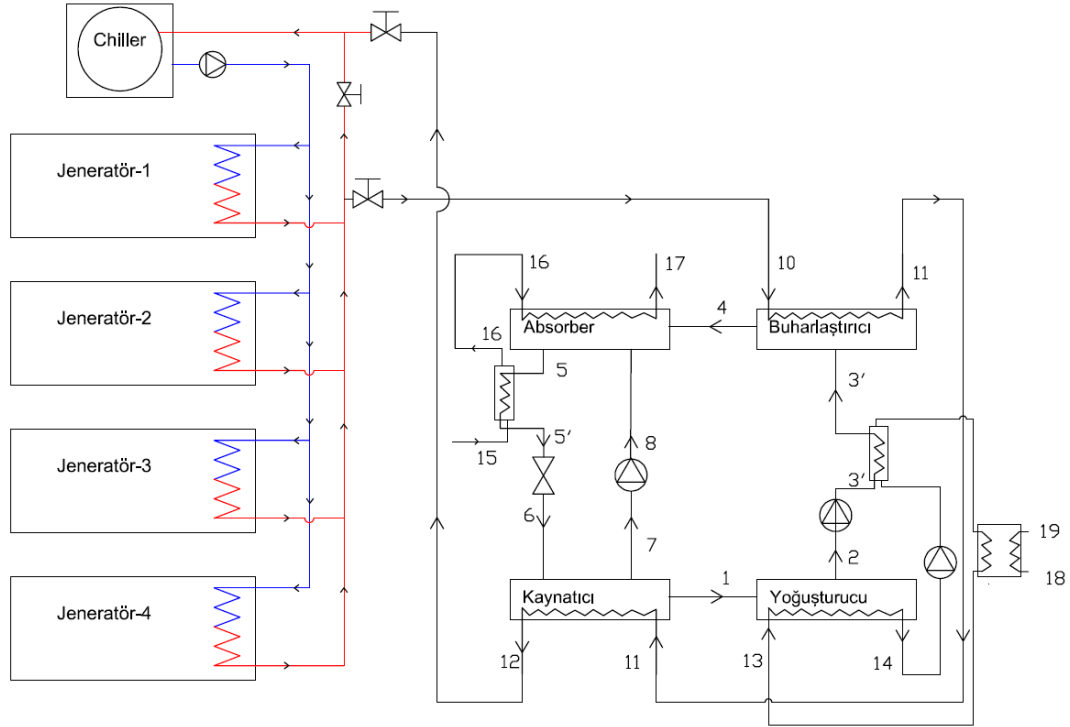
Buharlaştırıcıdan 11 noktasında 82°C'de çıkan gömlek soğutma suyu, kaynatıcıya girecek ve 12 noktasında çıkacaktır. 12 noktasındaki sıcaklık;

$$T_{12} = T_{11} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{11}} = 73 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.67)$$

Denklem 6.46 ile hesabın doğruluğu kontrol edilmiş oldu. Sistem 3’de Sistem 2’den farklı olarak eriyik eşanjörü yerine absorber çıkışındaki fakir eriyik plakalı bir eşanjörden geçirilerek sıcaklığı 150°C’den 68°C’ye düşürülecek şekilde enerjisini ısıtılmak istenen akışkana aktardığı öngörülerek tasarlanmıştır. Böylece sisteme aktarılan enerji miktarının arttığı gözlemlendi. Absorbsiyonlu ısı yükselticisi iç verimliliğini ifade eden COP_{AIY} değerinde ciddi düşüş gözlemlenirken, Sistem-3 COP_{SYS} değeri Sistem-2’den % 15 daha fazla iken, aynı zamanda geri kazanılan enerji %32 arttırılmıştır.

6.4. Sistem-4: Absorbsiyonlu Isı Yükselticisinde Buharlaştırıcı Ön Isıtma Eşanjörü Kullanımı

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinde yoğuşturucuda yoğuştan soğutucu akışkan, buharlaştırılmak üzere buharlaştırıcıya gönderilir. Sistem-4 olarak Sistem-3'e ilave olarak, buharlaştırıcı öncesi yoğuşturucuda dışarıya atılan ısının, buharlaştırıcı öncesi kullanılacak bir eşanjör ile soğutucu akışkanın ön ısıtılması durumu incelenmiştir.



Şekil 38 Sistem-4 Absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması

Tasarım şartları:

Sistem 4'de kojenerasyon gömlek soğutma suları 10 noktasından buharlaştırıcıya girecek, 11 noktasında buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra kaynatıcıya gireceği varsayılmıştır. Kaynatıcıdan 7 noktasında çıkan zengin eriyik, 4 noktasından gelen soğutucu akışkanla absorberde birleşerek, 5 noktasından fakir eriyik olarak çıkar. 5 noktasında 130°C sıcaklıkta olan fakir eriyik, absorber eşanjörüne girerek ısıyı üretilen kızgın suyun ısıtılmasında kullanılır. 5' noktasında eriyik sıcaklığı 68°C 'ye düşürülecek şekilde tasarlandığı varsayılmıştır.

Yoğuşturucu tarafında ise 1 noktasında 73°C kızgın buhar olarak yoğuşturucuda yoğuşturulan soğutucu akışkan 2 noktasında 25°C'ye düşürülür. Bu işlem 13 noktasında 22°C'de yoğuşturucuya giren suyun 14 noktasında 70°C'ye çıkarılması ile sağlandığı varsayılmıştır. 13 noktasındaki 70°C sıcaklıktaki su, 3 noktasında basıncı arttırılan soğutucu akışkanın buharlaştırıcı öncesi ön ısıtmasında kullanılır. 3' noktasında soğutucu akışkanın 68°C'ye ısıtılması sağlanması durumunda sistem verimliliği üzerindeki etkisi incelenecektir.

Buharlaştırıcı sıcaklığı 4 noktasında 80°C olması durumunda, gömlek suyu teorik olarak, buharlaştırıcıya enerjisini en fazla 80°C'ye düşene kadar aktarabilir. Bu pratikte mümkün değildir. Ancak enerjisini 2-3°C fark kalacak şekilde bir tasarım yapılabilir. Bu durumda gömlek suyunun sıcaklığı 11 noktasında 82°C olacak şekilde tasarlandığı varsayılacaktır. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji;

$$Q_{Buh} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = 60.000 \cdot 4,186 \cdot (90 - 82) = 2.009.280 \text{ kcal / h} \quad (6.68)$$

Yapılan hesaplamalar ve kabulleri absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemi elemanları için listeleyecek olursak;

Absorber Çıkış Sıcaklığı	→ T ₅ =	130 °C
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı	→ T ₂ =	25 °C
Kaynatıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₇ =	73 °C
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₄ =	80 °C
Absorber Eşanjörü Çıkış Sıcaklığı	→ T _{5'} =	68 °C
Buh. Ön Isıtma Eş. Çıkış Sıcaklığı	→ T _{3'} =	68 °C

Çözüm:

Yoğuşma basıncı P₂, Denklem 5.115'den faydalanarak hesaplanmıştır. T₂= 25°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₂ = 3,17 kPa'dir. 2 noktasındaki entalpi değeri h₂, Denklem 5.116'dan faydalanarak hesaplanmıştır;

Yoğuşturucu sıcaklığı $\rightarrow T_2 = 25^\circ\text{C}$

$$h_2 = 104,73 \text{ kJ/kg}$$

$$P_2 = 3,17 \text{ kPa}$$

Buharlaştırma basıncı P_4 , Denklem 5.115'den faydalanılarak yazılan programla hesaplanmıştır. $T_4 = 80^\circ\text{C}$ su için yoğuşma basıncı $P_{Yog} = P_2 = 47,32 \text{ kPa}$ 'dir. 4 noktasındaki entalpi değeri h_4 , Denklem 5.116'dan faydalanılarak programla hesaplanmıştır;

Buharlaştırıcı sıcaklığı $\rightarrow T_4 = 80^\circ\text{C}$

$$h_4 = 2595,54 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 47,32 \text{ kPa}$$

3 noktasında 25°C sıcaklıktaki soğutucu akışkanın, 14 noktasındaki soğutma suyu ile ısıtılarak 68°C 'ye çıkarıldığı varsayılmıştır. Bu durumda buharlaştırma basıncı altındaki sıvı fazdaki akışkanın entalpisi Denklem 5.116'dan faydalanılarak hesaplanmıştır;

Buh. Ön Isıtma Eşanjörü $\rightarrow T_{3'} = 68^\circ\text{C}$

$$h_{3'} = 284,95 \text{ kJ/kg}$$

$$P_2 = 47,32 \text{ kPa}$$

Yoğuşturucu basıncında, kaynatıcı sıcaklığına denk gelen kızgın buharın entalpi değeri h_1 , Denklem 5.118'den faydalanarak program yardımı ile hesaplanmıştır;

Kaynatıcı sıcaklığı $\rightarrow T_1 = 73^\circ\text{C}$

$$h_1 = 2634,23 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{Yog} = P_2 = 3,17 \text{ kPa}$$

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. 5 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu

x_5 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 5 noktasındaki entalpi değeri h_5 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$\text{Absorber sıcaklığı} \rightarrow T_5 = 130^\circ\text{C}$ $X_5 = 0,5926$ $h_5 = 274,62 \text{ kJ/kg}$

7 noktasındaki zengin eriyik konsantrasyonu x_7 'nin hesaplanabilmesi için Denklem 5.119'dan yararlanılmıştır. 7 noktasındaki entalpi değeri h_7 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_7 = 73^\circ\text{C}$ $x_7 = 0,6244$ $h_7 = 185,95 \text{ kJ/kg}$

Absorber eşanjörü çıkışında, 5' noktasında konsantrasyon, absorber çıkışındaki x_5 konsantrasyonu ile aynı olacaktır. Bu durumda 5' noktasındaki entalpi değeri h_5 Denklem 5.120'den faydalanılarak program ile hesaplanmıştır;

$\text{Er. Eşanjör çıkış sıcaklığı} \rightarrow T_{5'} = 120^\circ\text{C}$ $x_{5'} = 0,5926$ $h_{5'} = 162,14 \text{ kJ/kg}$

Dolaşım oranı f ;

$$f = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} = \frac{x_6}{x_7 - x_6} = 18,63 \quad (6.69)$$

Ünitelerdeki ısı dengesi :

$$q_{yog} = \frac{Q_{yog}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 = -2529,50 \text{ kJ / kg} \quad (6.70)$$

$$q_{Buh} = \frac{Q_{Buh}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 = 2310,59 \text{ kJ / kg} \quad (6.71)$$

$$q_{Kay} = \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_1} = h_1 + f \cdot h_7 - (f + 1) \cdot h_6 = 2915,66 \text{ kJ / kg} \quad (6.72)$$

$$q_{Abs} = \frac{Q_{Abs}}{\dot{m}_1} = (f + 1) \cdot h_5 + f \cdot h_8 - h_4 = -668,54 \text{ kJ / kg} \quad (6.73)$$

$$q_{Abs-Es} = \frac{Q_{Abs-Es}}{\dot{m}_1} = (f + 1) \cdot (h_{5'} - h_5) = -2208,43 \text{ kJ / kg} \quad (6.74)$$

$$q_{Buh-Es} = \frac{Q_{Buh-Es}}{\dot{m}_1} = h_{3'} - h_3 = 180,21 \text{ kJ / kg} \quad (6.75)$$

$$Verilen\ Isı = q_{Yoğ} + q_{Abs} + q_{Abs-Es} = -5406,46 \text{ kJ / kg} \quad (6.76)$$

$$Alınan\ Isı = q_{Kay} + q_{Buh} + q_{Buh-Es} = 5406,46 \text{ kJ / kg} \quad (6.77)$$

Enerji dengesinin sağlandığı Denklem 6.76 ve 6.77'den görülmektedir. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji Denklem 6.68'de $Q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan soğutucu akışkan debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{Buh}}{q_{Buh}} = 870 \text{ kg / h} \quad (6.78)$$

\dot{m}_1 tespit edildiğine göre buradan diğer ünitelerin kapasiteleri hesaplanabilir ;

$$Q_{Yoğ} = \dot{m}_1 \cdot q_{Yoğ} = 2.199.641 \text{ kJ / h} \approx 525.476 \text{ kcal / h} \quad (6.79)$$

$$Q_{Buh} = \dot{m}_1 \cdot q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h} \approx 480.000 \text{ kcal / h} \quad (6.80)$$

$$Q_{Kay} = \dot{m}_1 \cdot q_{Kay} = 2.535.442 \text{ kJ / h} \approx 605.696 \text{ kcal / h} \quad (6.81)$$

$$Q_{Abs} = \dot{m}_1 \cdot q_{Abs} = 581.356 \text{ kJ / h} \approx 138.881 \text{ kcal / h} \quad (6.82)$$

$$Q_{Abs-Es} = \dot{m}_1 \cdot q_{Abs-Es} = 1.920.436 \text{ kJ / h} \approx 458.776 \text{ kcal / h} \quad (6.83)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinin performans katsayısını ifade eden COP_{AIY} değeri hesaplanmıştır;

$$COP_{AIY} = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,128 \quad (6.84)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistem verimini ifade eden COP_{SYS} değeri;

$$COP_{SYS} = \frac{Q_{Abs} + Q_{Abs-Es}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,55 \quad (6.85)$$

Absorberdeki enerji ile 1 kg 60°C sıcaklıktaki sudan 120°C sıcaklıkta kızgın su üretilmesi için 252,6 kJ/kg enerji gerektiği Denklem 6.1'de hesaplanmıştır. Bu durumda 16 noktasında, absorberde üretilebilecek kızgın su miktarı aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\dot{m}_{16} = \dot{m}_{120^{\circ}C\ su} = \frac{Q_{Abs} + Q_{Abs-Es}}{\Delta h} = 9.904 \text{ kg / h} \quad (6.86)$$

Yoğuşturucu ile buharlaştırıcı arasına, yoğuşturucunun sekonder devresinde ısınan su (14 noktası), enerjisinden faydalanılmak üzere, buharlaştırıcıdan önce, ön ısıtma için tekrar sirküle edilir. Böylece gömlek soğutma suyu yerine yoğuşturucudan atılan ısı geri kazanılmış olur. Bu durumda 13 noktasında 22°C sıcaklıkta yoğuşturucuya giren suyun 70°C'de çıkacağı varsayılırsa, sirküle edilecek su debisi;

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{soğ-suyu} = \frac{Q_{Yoğ}}{c_p \cdot \Delta T} = 10.947 \text{ kg / h} \quad (6.87)$$

Buharlaştırıcı ön ısıtma eşanjörüne 3 noktasında 25°C'de giren su 68°C'ye çıkarılacağı varsayılmıştır. Bu durumda buharlaştırıcı ön ısıtma eşanjörünün sekonder devresinde 70°C'de giren soğutma suyunun 14' noktasında düşeceği sıcaklık;

$$T_{14'} = T_{14} - \frac{Q_{Buh-Es}}{c_p \cdot \dot{m}_{14}} = 66,58 \text{ } ^\circ C \quad (6.88)$$

Buharlaştırıcıda, buharlaşan akışkanı 68°C'de sıvı fazından 80°C'de buhara dönüştürecek ısıyı 90°C'deki gömlek suyu ile karşılandığı düşünülürse, gömlek suyunun düşeceği sıcaklık;

$$T_{11} = T_{10} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{10}} = 82 \text{ } ^\circ C \quad (6.89)$$

Buharlaştırıcıdan 11 noktasında 82°C'de çıkan gömlek soğutma suyu, kaynatıcıya girecek ve 12 noktasında çıkacaktır. 12 noktasındaki sıcaklık;

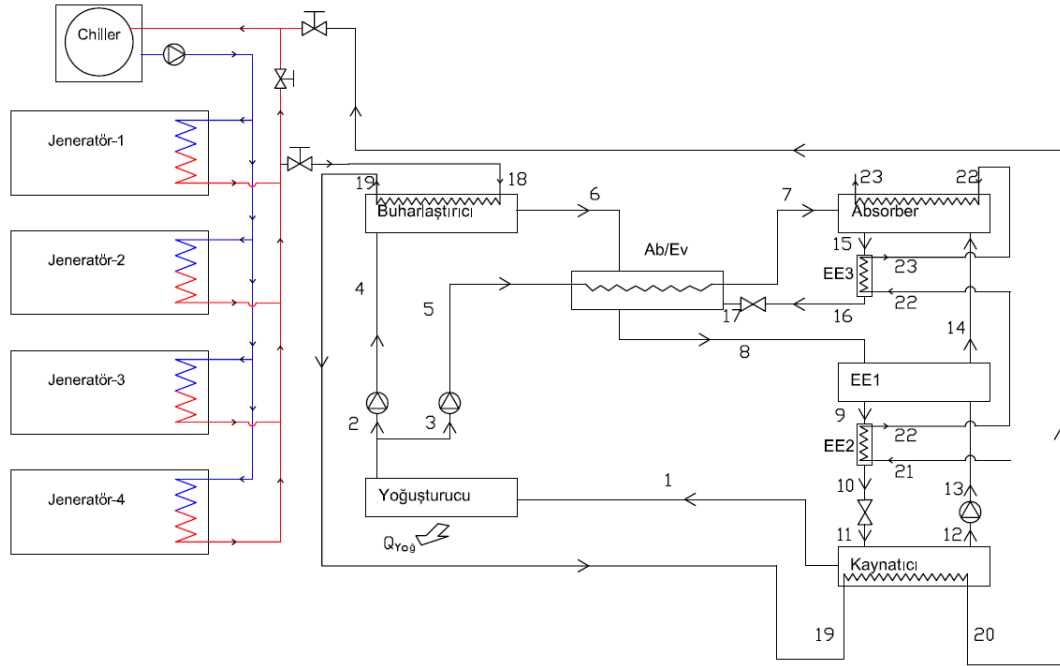
$$T_{12} = T_{11} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{11}} = 72 \text{ } ^\circ C \quad (6.90)$$

Sistem 4'de Sistem 3'ten farklı olarak yoğuşturucudan atılan ısı ile buharlaştırıcı ön ısıtması yapılması durumu incelendi. Bu sayede COP değeri Sistem-3'ten % 3,3 daha fazla iken, aynı zamanda geri kazanılan enerji %7,7 arttırılmıştır.

Bundan sonraki uygulamalarda iki kademeli ve çift absorberli uygulamalara geçerek buhar üretimi amaçlanacaktır.

6.5. Sistem-5: Çift Absorberli Seri Tip Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Kullanımı ile buhar üretimi

Önceki sistemlerde tek kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisi üzerinde çalışılmıştır. Bu uygulamada ise çift absorberli seri tip ısı yükselticisi kullanılarak buhar üretimi incelenmiştir.



Şekil 39 Sistem- 5 Çift Absorberli Seri Tip Isı Yükselticisi Akış Şeması

Tasarım şartları :

Sistem 5'te kojenerasyon gömlek soğutma sularınının 18 noktasından buharlaştırıcıya girecektir, 19 noktasında buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra kaynatıcıya gireceği varsayılmıştır. Kaynatıcıdan 12 noktasında çıkan zengin eriyik, 7 noktasından gelen soğutucu akışkanla absorberde birleşerek, 15 noktasından fakir eriyik olarak çıkar. 15 noktasında 160°C sıcaklıkta olan fakir eriyik, absorber eşanjörüne girerek ısısını 21 noktasından gelen besi suyuna aktarır. 16 noktasında eriyik sıcaklığı 78,5°C'ye düşürülecek şekilde tasarlanmıştır. 16 noktasından çıkan eriyik kısılma vanasından geçtikten sonra absorber-evaporatöre girerek 6 noktasında buharlaştırıcıdan gelen buhar ile birleşerek 7 numarasındaki buharın oluşturulması için gerekli olan ısının açığa

çıkması sağlanmaktadır. Yoğuşturucu tarafında ise 1 noktasında 70°C kızgın buhar olarak yoğuşturucuda yoğuşturulan soğutucu akışkan 2 noktasında 25°C'ye düşürülür.

Buharlaştırıcı sıcaklığı 4 noktasında 80°C olması durumunda, gömlek suyu teorik olarak, buharlaştırıcıya enerjisini en fazla 80°C'ye düşene kadar aktarabilir. Bu pratikte mümkün değildir. Ancak enerjisini 2-3°C fark kalacak şekilde bir tasarım yapılabilir. Bu durumda gömlek suyunun sıcaklığı 19 noktasında 82°C olacak şekilde tasarlandığı varsayılacaktır. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji;

$$Q_{Buh} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = 60.000 \cdot 4,186 \cdot (90 - 82) = 2.009.280 \text{ kcal / h} \quad (6.68)$$

Yapılan hesaplamalar ve kabulleri absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemi elemanları için listeleyecek olursak;

Absorber Çıkış Sıcaklığı	→ T ₁₅ =	160 °C
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı	→ T ₂ =	25 °C
Kaynatici Çıkış Sıcaklığı	→ T ₁ =	70 °C
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₆ =	80 °C
Absorber-Evaporatör Buharlaştırıcı	→ T ₇ =	110 °C
Absorber-Evaporatör Absorber	→ T ₈ =	115 °C
EE1 Zengin Eriyik Çıkışı	→ T ₁₄ =	110 °C
EE2 Fakir Eriyik Çıkışı	→ T ₁₁ =	70 °C

Çözüm:

Yoğuşma basıncı P₂, Denklem 5.115'den faydalanarak hesaplanmıştır. T₂= 25°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₂ = 3,17 kPa'dir. 2 noktasındaki entalpi değeri h₂, Denklem 5.116'dan faydalanarak hesaplanmıştır;

$$\text{Yoğuşturucu sıcaklığı} \rightarrow T_2 = 25^\circ\text{C}$$

$$h_2 = 104,73 \text{ kJ/kg}$$

$$P_2 = 3,17 \text{ kPa}$$

Buharlaşma basıncı P_6 , Denklem 5.115'den faydalanılarak yazılan programla hesaplanmıştır. $T_6 = 80^\circ\text{C}$ su için yoğuşma basıncı $P_{Y_og} = P_6 = 47,32 \text{ kPa}$ 'dir. 6 noktasındaki entalpi değeri h_6 , Denklem 5.116'dan faydalanılarak programla hesaplanmıştır;

$$\text{Buharlaştırıcı sıcaklığı} \rightarrow T_6 = 80^\circ\text{C}$$

$$h_6 = 2640,07 \text{ kJ/kg}$$

$$P_6 = 47,32 \text{ kPa}$$

Absorber-evaporatör ünitesinin absorber kısmında açığa çıkan enerji ile buharlaştırılan 5 noktasındaki soğutucu akışkanın sıcaklığının 110°C 'ye çıkarıldığı varsayılmıştır. Bu durumda buharlaşma basıncı altındaki sıvı fazdaki akışkanın entalpisi Denklem 5.116'dan faydalanılarak hesaplanmıştır;

$$\text{Ab-Ev Buharlaştırıcı 2} \rightarrow T_7 = 110^\circ\text{C}$$

$$h_7 = 2680,55 \text{ kJ/kg}$$

$$P_7 = 143,25 \text{ kPa}$$

Yoğuşturucu basıncında, kaynatıcı sıcaklığına denk gelen kızgın buharın entalpi değeri h_1 , Denklem 5.118'den faydalanarak program yardımı ile hesaplanmıştır;

$$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_1 = 70^\circ\text{C}$$

$$h_1 = 2632,59 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{Y_og} = P_2 = 3,17 \text{ kPa}$$

12 noktasındaki zengin eriyik konsantrasyonu x_{12} 'nin hesaplanabilmesi için Denklem 5.119'dan yararlanılmıştır. 12 noktasındaki entalpi değeri h_{12} için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_{12} = 70^{\circ}\text{C}$$

$$h_{12} = 174 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{12} = 0,611$$

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. Absorber-Evaporatör ünitesinin eriyik çıkışında 8 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_8 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 8 noktasındaki entalpi değeri h_8 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$$\text{Ab-Ev Absorber 1} \rightarrow T_8 = 115^{\circ}\text{C}$$

$$h_8 = 237,89 \text{ kJ/kg}$$

$$x_8 = 0,526$$

Absorber-Evaporatör çıkışında 8 noktası sıcaklığı 115°C 'dir. Kaynatıcıya enerji aktarılabilmesi için, ısı kaynağının sıcaklığı, enerjinin aktarılacağı akışkanın sıcaklığından daha yüksek olmalıdır ki, ısı transferi gerçekleşsin. Bu nedenle 8 noktasındaki fakir eriyik, EE1 eriyik eşanjörü yardımıyla, fazla enerjisinin bir kısmını 13 noktasındaki zengin eriyiğe aktarır. 14 noktasında zengin eriyiğin sıcaklığı 110°C 'ye çıkacağı ön görülmüştür.

$$\text{EE1 Zengin Er. Çıkışı} \rightarrow T_{14} = 110^{\circ}\text{C}$$

$$h_{14} = 244,70 \text{ kJ/kg}$$

$$X_{14} = 0,611$$

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. 15 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_{15} 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 15 noktasındaki entalpi değeri h_{15} için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

Absorber sıcaklığı $\rightarrow T_{15} = 160^{\circ}\text{C}$

$$h_{15} = 325,76 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{15} = 0,574$$

Kaynaticı çıkış sıcaklığı 12 noktasında 70°C olacak şekilde tasarlanmıştır. Kaynaticıda gömlek suyundan kaynaticıya aktarılacak olan ısı miktarını artırılması için 10 noktasında fakir eriyiğin sıcaklığı $T_{10} \leq 70^{\circ}\text{C}$ şartını sağlamıyorsa EE2 eriyik eşanjöründen geçerken, buhar üretilecek olan 60°C 'deki besi suyunun ön ısıtılmasında kullanılarak, $T_{10} \leq 70^{\circ}\text{C}$ şartı sağlanabilir. $T_{10}=65^{\circ}\text{C}$ olacak şekilde EE2'nin tasarlandığı varsayılmıştır.

EE2 Fakir Eriyik Çıkışı $\rightarrow T_{10} = 65^{\circ}\text{C}$

$$h_{10} = 136,44 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{10} = 0,526$$

Dolaşım oranı f_1 ;

$$f_1 = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_1} = \frac{x_{12}}{x_{12} - x_{11}} = \frac{0,611}{0,611 - 0,526} = 7,18 \quad (6.69)$$

Dolaşım oranı f_2 ;

$$f_2 = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_6} = \frac{x_{17}}{x_{17} - x_8} = \frac{0,574}{0,574 - 0,526} = 11,97 \quad (6.70)$$

Bölünme Oranı BO;

$$BO = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} = \frac{f_1}{f_2} = \frac{7,18}{11,97} = 0,60 \quad (6.71)$$

Ünitelerdeki ısı dengesi:

Absorber- Evaporatör

Absorber-Evaporatör ünitesi ısı dengesi hesabında dışarıya ısı alışverişi yoktur.

$$q_{AE} = \frac{Q_{AE}}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1} (h_7 - h_5) = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_1} h_{17} + \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} h_6 - \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} h_8 \quad (6.71)$$

Denklem 6.71, f_1 ve BO cinsinden ifade edilecek olursa;

$$q_{AE} = (1 - BO)(h_7 - h_5) = (f_1 - BO)h_{17} + BO \cdot h_6 - f_1 h_8 \quad (6.72)$$

Denklem 6.72'den h_{17} yalnız bırakılırsa;

$$h_{17} = \frac{(1 - BO)(h_7 - h_5) + f_1 h_8 - BO \cdot h_6}{(f_1 - BO)} \Rightarrow$$

$$h_{17} = \frac{(1 - 0,6)(2680,55 - 104,73) + 7,18 \cdot 237,89 - 0,6 \cdot 2640,07}{(7,18 - 0,60)} = 175,31 \text{ kJ / kg} \quad (6.73)$$

Bu durumda 17 noktasındaki sıcaklık Denklem 5.120 yardımı ile hesaplanabilir;

$\text{EE3 Fakir Eriyik Çıkışı} \rightarrow h_{17} = 175,31 \text{ kJ/kg}$ $T_{17} = 78,8^\circ\text{C}$ $x_{17} = 0,574$

EE1 Eriyik Eşanjörü

EE1 Eriyik Eşanjöründe dışarıya ısı akışı yoktur. Bu nedenle denklemin iki tarafı birbirine eşittir;

$$q_{EE1} = \frac{Q_{EE1}}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} (h_8 - h_9) = \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_1} (h_{14} - h_{13}) \quad (6.74)$$

Denklem 6.74, f_1 ve BO cinsinden ifade edilecek olursa;

$$q_{EE1} = f_1 \cdot (h_8 - h_9) = (f_1 - 1) \cdot (h_{14} - h_{13}) \quad (6.75)$$

Denklem 6.75'den h_9 yalnız bırakılırsa;

$$h_9 = h_8 - \frac{(f_1 - 1) \cdot (h_{14} - h_{13})}{f_1} = 237,89 - \frac{(7,18 - 1) \cdot (244,70 - 174)}{7,18} = 177,04 \text{ kJ / kg} \quad (6.76)$$

Bu durumda 9 noktasındaki sıcaklık Denklem 5.120 yardımı ile hesaplanabilir;

$EE1 \text{ Fakir Eriyik Çıkışı} \rightarrow h_9 = 177,04 \text{ kJ/kg}$ $T_9 = 85^\circ\text{C}$ $x_9 = 0,526$

Görüldüğü üzere 9 noktasındaki sıcaklık hala 70°C 'den büyük dolayısıyla buradaki ısıdan faydalanılabılır.

Kaynatıcı

$$q_{Kay} = \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_1} = h_1 + \frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_1} h_{12} - \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_1} h_{11} = h_1 + (f_1 - 1) \cdot h_{12} - f_1 \cdot h_{11} \Rightarrow \quad (6.77)$$

$$q_{Kay} = 2.632,59 + (7,18 - 1) \cdot 174 - 7,18 \cdot 136,44 = 2.728,42 \text{ kJ / kg}$$

Yoğuşturucu

$$q_{Yoğ} = \frac{Q_{Yoğ}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 = 104,73 - 2.632,59 = -2527,85 \text{ kJ / kg} \quad (6.78)$$

Buharlaştırıcı

$$q_{Buh} = \frac{Q_{Buh}}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} \cdot (h_6 - h_4) = BO \cdot ((h_6 - h_4)) \Rightarrow \quad (6.79)$$

$$q_{Buh} = 0,6 \cdot (2.640,07 - 104,73) = 1.521,69 \text{ kJ / kg}$$

Absorber

$$q_{Abs} = \frac{Q_{Abs}}{\dot{m}_1} = \frac{\dot{m}_{15}}{\dot{m}_1} h_{15} - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} h_7 - \frac{m_{14}}{\dot{m}_1} h_{14} = (F_1 - BO)h_{15} - (1 - BO)h_7 - (F_1 - 1)h_{14} \quad (6.80)$$

$$q_{Abs} = (7,18 - 0,6) \cdot 146,76 - (1 - 0,6) \cdot 2.680,55 - (6,18) \cdot 244,7 = -440,29 \text{ kJ / kg}$$

EE2 Eriyik Eşanjörü

$$q_{EE2} = \frac{Q_{EE2}}{\dot{m}_1} = F_1 \cdot (h_{10} - h_9) = 7,18 \cdot (136,44 - 177,04) = -291,65 \text{ kJ / kg} \quad (6.81)$$

EE3 Eriyik Eşanjörü

$$q_{EE3} = \frac{Q_{EE3}}{\dot{m}_1} = (F_1 - Bo)(h_{16} - h_{15}) \Rightarrow \quad (6.82)$$

$$q_{EE3} = (7,18 - 0,6)(175,31 - 325,76) = -990,33 \text{ kJ / kg}$$

$$Verilen Isı = q_{Yoğ} + q_{Abs} + q_{EE2} + q_{EE3} = -4250,12 \text{ kJ / kg} \quad (6.83)$$

$$Alınan Isı = q_{Kay} + q_{Buh} = 4250,12 \text{ kJ / kg} \quad (6.84)$$

Enerji dengesinin sağlandığı Denklem 6.83 ve 6.84'den görülmektedir. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji Denklem 6.68'de $Q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan soğutucu akışkan debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{Buh}}{q_{Buh}} = \frac{2.009.280}{1.521,69} = 1.320,42 \text{ kg / h} \quad (6.85)$$

\dot{m}_1 Tespit edildiğine göre buradan diğer ünitelerin kapasiteleri hesaplanabilir;

$$Q_{Yoğ} = \dot{m}_1 \cdot q_{Yoğ} = 3.337.834,46 \text{ kJ / h} \approx 797.380 \text{ kcal / h} \quad (6.86)$$

$$Q_{Buh} = \dot{m}_1 \cdot q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h} \approx 480.000 \text{ kcal / h} \quad (6.87)$$

$$Q_{Kay} = \dot{m}_1 \cdot q_{Kay} = 3.602.667,73 \text{ kJ / h} \approx 860.467 \text{ kcal / h} \quad (6.88)$$

$$Q_{Abs} = \dot{m}_1 \cdot q_{Abs} = 581.365,23 \text{ kJ / h} \approx 138.883 \text{ kcal / h} \quad (6.89)$$

$$Q_{AE} = \dot{m}_1 \cdot q_{AE} = 1.359.805,46 \text{ kJ / h} \approx 324.846 \text{ kcal / h} \quad (6.90)$$

$$Q_{EE1} = \dot{m}_1 \cdot q_{EE1} = 577.144 \text{ kJ / h} \approx 137.875 \text{ kcal / h} \quad (6.91)$$

$$Q_{EE2} = \dot{m}_1 \cdot q_{EE2} = 385.097,02 \text{ kJ / h} \approx 91.996 \text{ kcal / h} \quad (6.92)$$

$$Q_{EE3} = \dot{m}_1 \cdot q_{EE3} = 1.307.651,02 \text{ kJ / h} \approx 312.387 \text{ kcal / h} \quad (6.93)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinin performans katsayısını ifade eden COP_{AIY} değeri hesaplanmıştır;

$$COP_{AIY} = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,104 \quad (6.94)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistem verimini ifade eden COP_{SYS} değeri;

$$COP_{SYS} = \frac{Q_{Abs} + Q_{EE2} + Q_{EE3}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,405 \quad (6.95)$$

Absorberdeki enerji ile 1 kg 60°C sıcaklıktaki sudan 4 Bar doymuş buhar elde etmek için gerekli olan ısı miktarı, iki noktanın entalpi farkı kadardır;

$$h_{sb} = h_{b-4bar} - h_{s-60°C} = 2.748,8 - 251,62 = 2.497,18 \text{ kJ / kg} \quad (6.96)$$

Bu durumda sistem yardımıyla 60°C sıcaklıktaki sudan üretilebilecek 4 Bar buhar miktarı;

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{Buhar} = \frac{Q_{Abs} + Q_{EE2} + Q_{EE3}}{\Delta h} = \frac{2.274.113,27}{2.497,18} = 911 \text{ kg / h - 4 Bar buhar} \quad (6.97)$$

Buharlaştırıcıda, buharlaşan akışkanı 25°C'de sıvı fazından 80°C'de buhara dönüştürecek ısıyı 90°C'deki gömlek suyu ile karşılandığı düşünülürse, gömlek suyunun düşeceği sıcaklık;

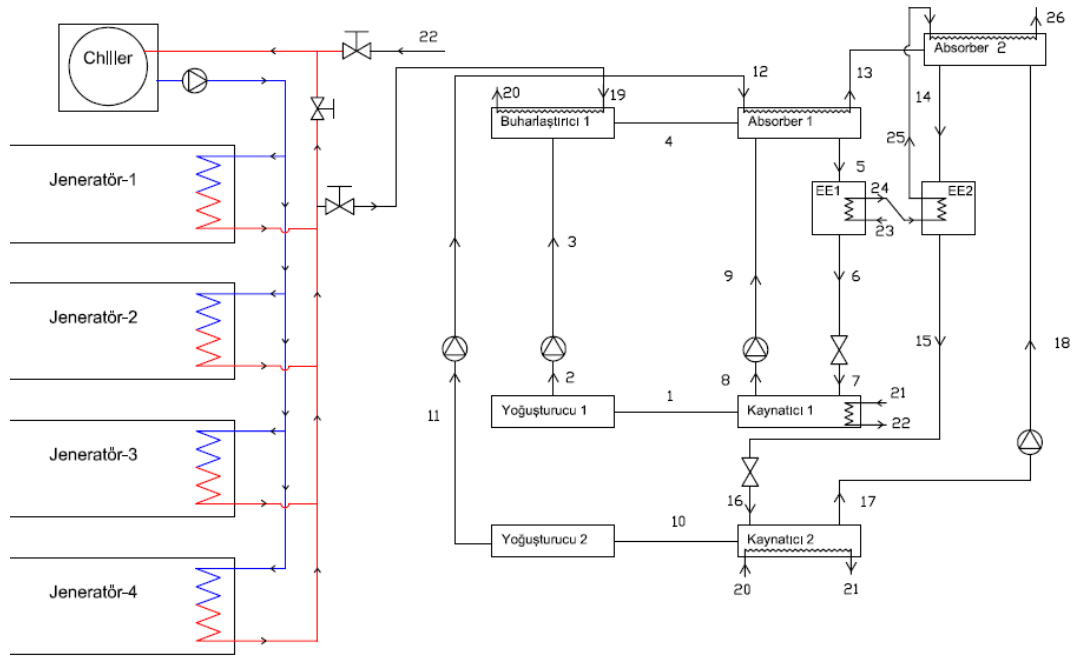
$$T_{19} = T_{18} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{19}} = 90 - \frac{2.009.280}{4,186 \cdot 60.000} = 82 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.98)$$

Buharlaştırıcıdan 19 noktasında 82°C'de çıkan gömlek soğutma suyu, kaynatıcıya girecek ve 20 noktasında çıkacaktır. 20 noktasındaki sıcaklık;

$$T_{20} = T_{19} - \frac{Q_{Kay}}{c_p \cdot \dot{m}_{19}} = 82 - \frac{3.602.667,73}{4,186 \cdot 60.000} = 67,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.99)$$

Sistem 6 ile çift absorberli absorpsiyonlu ısı yükselticisi kullanılarak 911 kg/h 4 Bar buhar üretimi sağlanmıştır. Kojenerasyon gömlek suyunun çift absorberli seri sistemden çıkış sıcaklığı 67,7°C'dir. Bundan sonraki bölümde ise çift absorberli paralel sistem ve iki aşamalı absorpsiyonlu ısı yükselticisi kullanılması durumları incelenecektir.

6.6. Sistem-6: İki Aşamalı Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi İle Buhar Üretimi



Şekil 40 Sistem-6 İki aşamalı absorbsiyonlu ısı yükselticisi akış şeması

İki kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticisiyle yüksek sıcaklıklara ulaşılarak 4 Bar buhar üretimi amaçlanmaktadır.

Tasarım şartları:

Sistem 6'da kojenerasyon gömlek soğutma suları 19 noktasından buharlaştırıcıya girecek, 20 noktasında buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra Kaynatici 2'ye girer, 21 noktasında Kaynatici 2'den çıkan gömlek suyu, tekrar Kaynatici 1'ye girer ve 22 noktasında soğumuş olarak çıkacak şekilde tasarlanmıştır. Bu sistemde Sistem 3'teki mantığın aynısı birinci kademe için geçerlidir. 2. Kademe ise değişen tek şey 1. kademedenin Absorberi (1), ikinci kademedenin buharlaştırıcısı görevini görür.

Buharlaştırıcı sıcaklığı 4 noktasında 80°C olması durumunda, gömlek suyu teorik olarak, buharlaştırıcıya enerjisini en fazla 80°C'ye düşene kadar aktarabilir. Bu pratikte mümkün değildir. Ancak enerjisini 2-3°C fark kalacak şekilde bir tasarım yapılabilir.

Bu durumda gömlek suyunun sıcaklığı 11 noktasında 82°C olacak şekilde tasarlandığı varsayılacaktır. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji;

$$Q_{Buhl} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = 60.000 \cdot 4,186 \cdot (90 - 82) = 2.009.280 \text{ kcal / h} \quad (6.100)$$

Yapılan hesaplamalar ve kabulleri absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemi elemanları için listeleyecek olursak;

Absorber-2 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₅ =	160 °C
Absorber-1 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₅ =	115 °C
Kaynatici-1 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₁ =	60 °C
Kaynatici-2 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₇ =	70 °C
Buharlaştırıcı-1 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₄ =	80 °C
Buharlaştırıcı-2 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₁₃ =	110 °C
Yoğuşturucu-1-2 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₂ =T ₁₁ =	25 °C
EE1 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₆ =	60 °C
EE2 Çıkış Sıcaklığı	→ T ₁₅ =	70 °C

1. Kademenin Çözümü:

Yoğuşma basıncı P₂, Denklem 5.115'den faydalanarak hesaplanmıştır. T₂=25°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₂= 3,17 kPa'dir. 2 noktasındaki entalpi değeri h₂, Denklem 5.116'dan faydalanarak hesaplanmıştır;

Yoğuşturucu 1 sıcaklığı →T ₂ = 25°C	
	h ₂ = 104,73 kJ/kg
P ₂ = 3,17 kPa	

Buharlaştırma basıncı P₄, Denklem 5.115'den faydalanılarak yazılan programla hesaplanmıştır. T₄ = 80°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₄ = 47,32 kPa'dir. 4

noktasındaki entalpi değeri h_4 , Denklem 5.116'dan faydalanılarak programla hesaplanmıştır;

$$\text{Buharlaştırıcı 1 sıcaklığı} \rightarrow T_4 = 80^\circ\text{C}$$

$$h_4 = 2595,54 \text{ kJ/kg}$$

$$P_4 = 47,32 \text{ kPa}$$

Yoğuşturucu-1 basıncında, kaynatıcı-1 sıcaklığına denk gelen kızgın buharın entalpi değeri h_1 , Denklem 5.118'den faydalanarak program yardımı ile hesaplanmıştır;

$$\text{Kaynatıcı 1 sıcaklığı} \rightarrow T_1 = 60^\circ\text{C}$$

$$h_{10} = 2609,3 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{\text{Yoğ}} = P_1 = 3,17 \text{ kPa}$$

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. 5 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_5 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 5 noktasındaki entalpi değeri h_5 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$$\text{Absorber 1 sıcaklığı} \rightarrow T_5 = 115^\circ\text{C}$$

$$h_5 = 237,89 \text{ kJ/kg}$$

$$x_5 = 0,526$$

8 noktasındaki zengin eriyik konsantrasyonu x_8 'in hesaplanabilmesi için Denklem 5.119'dan yararlanılmıştır. 8 noktasındaki entalpi değeri h_8 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$$\text{Kaynatıcı 1 sıcaklığı} \rightarrow T_8 = 60^\circ\text{C}$$

$$h_8 = 135,80 \text{ kJ/kg}$$

$$x_8 = 0,563$$

Absorber eşanjörü çıkışında, 6 noktasında konsantrasyon, absorber çıkışındaki x_5 konsantrasyonu ile aynı olacaktır. Bu durumda 6 noktasındaki entalpi değeri h_6 Denklem 5.120'den faydalanılarak program ile hesaplanmıştır;

$\text{EE1 çıkış sıcaklığı} \rightarrow T_6 = 60^\circ\text{C}$ $h_6 = 126,18 \text{ kJ/kg}$ $x_6 = 0,526$
--

Dolaşım oranı f_1 ;

$$f_1 = \frac{\dot{m}_8}{\dot{m}_1} = \frac{x_5}{x_8 - x_5} = \frac{0,526}{0,563 - 0,526} = 14,07 \quad (6.101)$$

Ünitelerdeki ısı dengesi:

$$q_{Yoğ1} = \frac{Q_{Yoğ1}}{\dot{m}_1} = h_2 - h_1 = 104,73 - 2.609,30 = -2.504,57 \text{ kJ / kg} \quad (6.102)$$

$$q_{Buh1} = \frac{Q_{Buh1}}{\dot{m}_1} = h_4 - h_3 = 2.595,54 - 104,73 = 2.490,80 \text{ kJ / kg} \quad (6.103)$$

$$q_{Kay1} = \frac{Q_{Kay1}}{\dot{m}_1} = h_1 + f_1 \cdot h_8 - (f_1 + 1) \cdot h_7 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow 2.609,30 + 14,07 \cdot 135,80 - (14,07 + 1) \cdot 126,18 = 2.618,35 \text{ kJ / kg} \quad (6.104)$$

$$q_{Abs1} = \frac{Q_{Abs1}}{\dot{m}_1} = (f_1 + 1) \cdot h_5 - f_1 \cdot h_9 - h_4 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (14,07 + 1) \cdot 237,89 - 14,07 \cdot 126,18 - 2.595,54 = -921,23 \text{ kJ / kg} \quad (6.105)$$

$$q_{EE1} = \frac{Q_{EE1}}{\dot{m}_1} = (f_1 + 1) \cdot (h_6 - h_5) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow (14,07 + 1)(126,18 - 237,89) = -1.683,37 \text{ kJ / kg} \quad (6.106)$$

$$\text{Verilen Isı} = q_{Yoğ1} + q_{Abs1} + q_{EE1} = -5.109,16 \text{ kJ / kg} \quad (6.107)$$

$$\text{Alınan Isı} = q_{Kay} + q_{Buh} = 5.109,16 \text{ kJ / kg} \quad (6.108)$$

2. Kademenin Çözümü:

Yoğuşma basıncı P_{11} , Denklem 5.115'den faydalanarak hesaplanmıştır. $T_{11}=25^{\circ}\text{C}$ su için yoğuşma basıncı $P_{Yog} = P_{11} = 3,17 \text{ kPa}$ 'dir. 11 noktasındaki entalpi değeri h_{11} , Denklem 5.116'dan faydalanarak hesaplanmıştır;

$\text{Yoğuşturucu 2 sıcaklığı} \rightarrow T_{11} = 25^{\circ}\text{C}$ $h_{11} = 104,73 \text{ kJ/kg}$ $P_{11} = 3,17 \text{ kPa}$
--

Buharlaştırma basıncı P_{13} , Denklem 5.115'den faydalanılarak yazılan programla hesaplanmıştır. $T_{13} = 110^{\circ}\text{C}$ su için yoğuşma basıncı $P_{Yog} = P_{13} = 143,3 \text{ kPa}$ 'dir. 13 noktasındaki entalpi değeri h_{13} , Denklem 5.116'dan faydalanılarak programla hesaplanmıştır;

$\text{Buharlaştırıcı 2 sıcaklığı} \rightarrow T_{13} = 110^{\circ}\text{C}$ $h_{13} = 2764,28 \text{ kJ/kg}$ $P_{13} = 143,3 \text{ kPa}$
--

Yoğuşturucu-2 basıncında, kaynatıcı-2 sıcaklığına denk gelen kızgın buharın entalpi değeri h_1 , Denklem 5.118'den faydalanarak program yardımı ile hesaplanmıştır;

$\text{Kaynatıcı 2 sıcaklığı} \rightarrow T_{10} = 70^{\circ}\text{C}$ $h_{10} = 2628,48 \text{ kJ/kg}$ $P_{Yog} = P_2 = 3,17 \text{ kPa}$
--

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. 14 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_{14} 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 14 noktasındaki entalpi değeri h_{14} için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

Absorber 2 sıcaklığı $\rightarrow T_{14} = 160^{\circ}\text{C}$

$$h_{14} = 325,76 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{14} = 0,574$$

17 noktasındaki zengin eriyik konsantrasyonu x_{17} 'nin hesaplanabilmesi için Denklem 5.119'dan yararlanılmıştır. 17 noktasındaki entalpi değeri h_{17} için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

Kaynatıcı 2 sıcaklığı $\rightarrow T_{17} = 70^{\circ}\text{C}$

$$h_{17} = 244,70 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{17} = 0,611$$

Absorber eşanjörü çıkışında, 15 noktasında konsantrasyon, absorber çıkışındaki x_{14} konsantrasyonu ile aynı olacaktır. Bu durumda 15 noktasındaki entalpi değeri h_{15} Denklem 5.120'den faydalanılarak program ile hesaplanmıştır;

EE2 çıkış sıcaklığı $\rightarrow T_{15} = 70^{\circ}\text{C}$

$$h_{15} = 158,65 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{15} = 0,574$$

Dolaşım oranı f_2 ;

$$f_2 = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_1} = \frac{x_{15}}{x_{17} - x_{15}} = \frac{0,574}{0,611 - 0,574} = 15,46 \quad (6.101)$$

Ünitelerdeki ısı dengesi:

$$q_{Yog2} = \frac{Q_{Yog2}}{\dot{m}_{10}} = h_{11} - h_{10} = 104,73 - 2.628,48 = -2.523,75 \text{ kJ / kg} \quad (6.102)$$

$$q_{Buh2} = \frac{Q_{Buh2}}{\dot{m}_{10}} = h_{13} - h_{12} = 2.764,28 - 104,3 = 2.659,98 \text{ kJ / kg} \quad (6.103)$$

$$q_{Kay2} = \frac{Q_{Kay2}}{\dot{m}_{10}} = h_{10} + f_2 \cdot h_{17} - (f_2 + 1) \cdot h_{16} \Rightarrow \quad (6.104)$$

$$\Rightarrow 2.628,48 + 15,46 \cdot 244,7 - (15,46 + 1) \cdot 158,65 = 3.800,47 \text{ kJ / kg}$$

$$q_{Abs2} = \frac{Q_{Abs2}}{\dot{m}_{10}} = (f_2 + 1) \cdot h_{14} - f_2 \cdot h_{18} - h_{13} \Rightarrow \quad (6.105)$$

$$\Rightarrow (15,46 + 1) \cdot 325,76 - 15,46 \cdot 244,7 - 2.764,28 = -1.184,98 \text{ kJ / kg}$$

$$q_{EE2} = \frac{Q_{EE2}}{\dot{m}_{10}} = (f_2 + 1) \cdot (h_{15} - h_{14}) \Rightarrow \quad (6.105)$$

$$\Rightarrow (15,46 + 1)(158,65 - 325,76) = -2.751,29 \text{ kJ / kg}$$

$$\text{Verilen Isı} = q_{Yoğ2} + q_{Abs2} + q_{EE2} = -6.460,02 \text{ kJ / kg} \quad (6.106)$$

$$\text{Alınan Isı} = q_{Kay} + q_{Buh} = 6.460,02 \text{ kJ / kg} \quad (6.107)$$

Enerji dengesinin sağlandığı Denklem 6.106 ve 6.107'den görülmektedir. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji Denklem 6.100'de $Q_{Buh1} = 2.009.280 \text{ kJ / h}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan soğutucu akışkan debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_{Buh1}}{q_{Buh1}} = \frac{2.009.280}{2.490,80} = 806,68 \text{ kg / h} \quad (6.108)$$

\dot{m}_1 tespit edildiğine göre buradan diğer ünitelerin kapasiteleri hesaplanabilir;

$$Q_{Yoğ1} = \dot{m}_1 \cdot q_{Yoğ1} = 2.020.381 \text{ kJ / h} \approx 482.652 \text{ kcal / h} \quad (6.109)$$

$$Q_{Buh1} = \dot{m}_1 \cdot q_{Buh1} = 2.009.280 \text{ kJ / h} \approx 480.000 \text{ kcal / h} \quad (6.110)$$

$$Q_{Kay1} = \dot{m}_1 \cdot q_{Kay1} = 2.112.172 \text{ kJ / h} \approx 504.580 \text{ kcal / h} \quad (6.111)$$

$$Q_{Abs1} = \dot{m}_1 \cdot q_{Abs1} = 743.133 \text{ kJ / h} \approx 177.528 \text{ kcal / h} \quad (6.112)$$

$$Q_{EE1} = \dot{m}_1 \cdot q_{EE1} = 1.357.938 \text{ kJ / h} \approx 324.400 \text{ kcal / h} \quad (6.113)$$

2. kademenin buharlaştırıcısı ile 1. kademe absorber1 arasında eşitlik olduğu belirtilmişti. Bu durumda ikinci kademede dolaşan soğutucu akışkan miktarı aşağıdaki eşitlikten hesaplanabilir;

$$Q_{Abs1} = Q_{Buh2} = 743.133 \text{ kJ / h} \quad (6.114)$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{Q_{Buh2}}{q_{Buh2}} = \frac{743.133}{2.659,55} = 279 \text{ kg / h} \quad (6.115)$$

\dot{m}_{10} tespit edildiğine göre buradan diğer ünitelerin kapasiteleri hesaplanabilir;

$$Q_{Yog2} = \dot{m}_{10} \cdot q_{Yog2} = 705.188 \text{ kJ / h} \approx 168.463 \text{ kcal / h} \quad (6.116)$$

$$Q_{Buh2} = \dot{m}_{10} \cdot q_{Buh2} = 743.133 \text{ kJ / h} \approx 177.528 \text{ kcal / h} \quad (6.117)$$

$$Q_{Kay2} = \dot{m}_{10} \cdot q_{Kay2} = 1.061.932 \text{ kJ / h} \approx 253.686 \text{ kcal / h} \quad (6.118)$$

$$Q_{Abs2} = \dot{m}_{10} \cdot q_{Abs2} = 331.109 \text{ kJ / h} \approx 79.099 \text{ kcal / h} \quad (6.119)$$

$$Q_{EE2} = \dot{m}_{10} \cdot q_{EE2} = 768.768 \text{ kJ / h} \approx 183.652 \text{ kcal / h} \quad (6.120)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinin performans katsayısını ifade eden COP_{AIY} değeri hesaplanmıştır;

$$COP_{AIY} = \frac{Q_{Abs2}}{Q_{Kay1} + Q_{Buh1} + Q_{Kay2}} = 0,064 \quad (6.121)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistem verimini ifade eden COP_{SYS} değeri;

$$COP_{SYS} = \frac{Q_{Abs} + Q_{EE1} + Q_{EE2}}{Q_{Kay1} + Q_{Buh1} + Q_{Kay2}} = 0,474 \quad (6.122)$$

Absorberdeki enerji ile 1 kg 60°C sıcaklıktaki sudan 4 Bar doymuş buhar elde etmek için gerekli olan ısı miktarı, iki noktanın entalpi farkı kadardır;

$$h_{sb} = h_{b-4bar} - h_{s-60^\circ C} = 2.748,8 - 251,62 = 2.497,18 \text{ kJ / kg} \quad (6.123)$$

Bu durumda sistem yardımıyla 60°C sıcaklıktaki sudan üretilebilecek 4 Bar buhar miktarı;

$$\dot{m}_{26} = \dot{m}_{Buhar} = \frac{Q_{Abs} + Q_{EE1} + Q_{EE2}}{\Delta h} = \frac{2.457.815}{2.497,18} = 984 \text{ kg / h} - 4 \text{ Bar buhar} \quad (6.124)$$

Buharlaştırıcıda, buharlaşan akışkanı 25°C'de sıvı fazından 80°C'de buhara dönüştürecek ısıyı 90°C'deki gömlek suyu ile karşılandığı düşünülürse, gömlek suyunun düşeceği sıcaklık;

$$T_{20} = T_{19} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{19}} = 90 - \frac{2.009.280}{4,186 \cdot 60.000} = 82 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.125)$$

Buharlaştırıcıdan 20 noktasında 82°C'de çıkan gömlek soğutma suyu, kaynatıcı 2'ye girecek ve 21 noktasında çıkacaktır. 21 noktasındaki sıcaklık;

$$T_{21} = T_{20} - \frac{Q_{Kay2}}{c_p \cdot \dot{m}_{19}} = 82 - \frac{1.061.932}{4,186 \cdot 60.000} = 77,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.126)$$

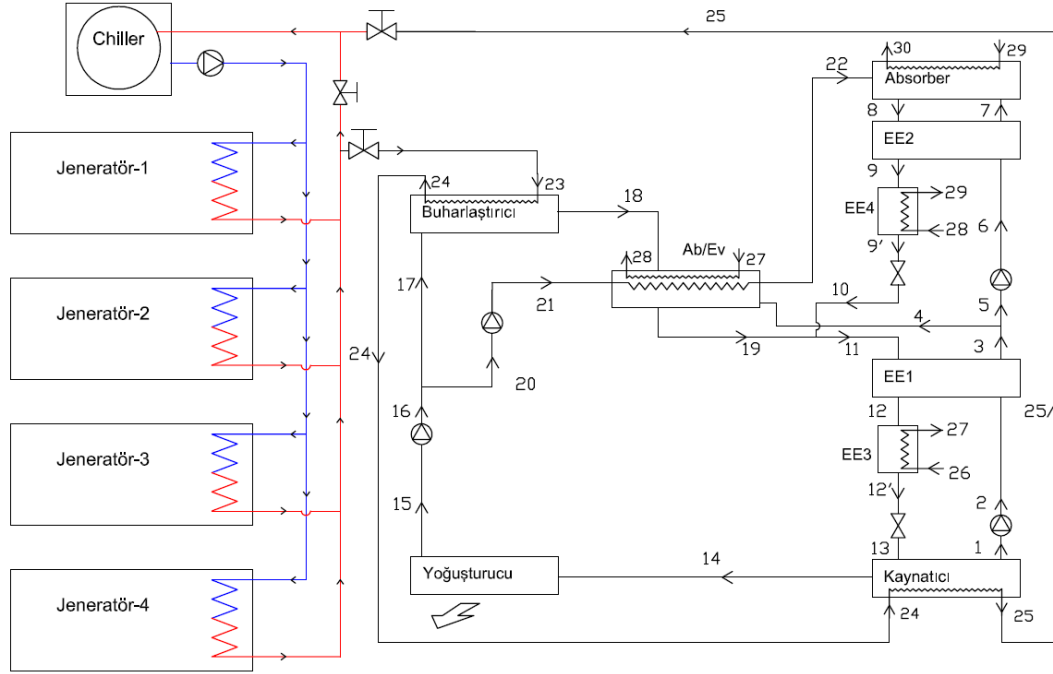
Kaynatıcı 2'den 21 noktasında 77,8°C'de çıkan gömlek soğutma suyu, kaynatıcı 1'e girecek ve 22 noktasında çıkacaktır. 22 noktasındaki sıcaklık;

$$T_{22} = T_{21} - \frac{Q_{Kay2}}{c_p \cdot \dot{m}_{19}} = 77,8 - \frac{2.112.172}{4,186 \cdot 60.000} = 69,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.127)$$

Sistem 6 ile çift absorberli absorpsiyonlu ısı yükselticisi kullanılarak 984 kg/h 4 Bar buhar üretimi sağlanmıştır. Kojenerasyon gömlek suyunun çift absorberli seri sistemden çıkış sıcaklığı 69,4°C'dir. Bundan sonraki bölümde ise çift absorberli paralel sistem kullanılması durumları incelenecektir.

6.7. Sistem-7: Çift Absorberli Paralel Tip Absorbsiyonlu Isı Yükselticisi Kullanımı ile buhar üretimi

Bu uygulamada ise çift absorberli paralel tip ısı yükselticisi kullanılarak buhar üretimi incelenmiştir.



Şekil 41 Sistem-7 Çift Absorberli Paralel Tip Isı Yükselticisi Akış Şeması

Tasarım şartları:

Sistem 7'de kojenerasyon gömlek soğutma suları 23 noktasından buharlaştırıcıya girecektir, 24 noktasında buharlaştırıcıdan çıktıktan sonra kaynatıcıya gireceği varsayılmıştır. Kaynatıcıdan 1 noktasından çıkan zengin eriyik, 3 noktasında ikiye eşit olarak bölünerek, yarısı 7 noktasından absorbere, diğer yarısı 4 noktasından absorber-evaporatöre girer. 4 noktasından absorber-evaporatöre giren zengin eriyik 18 noktasında buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan ile birleşerek 19 noktasından kaynatıcıya döner. Aynı şekilde 7 noktasından absorbere giren zengin eriyik, 22 noktasında absorber-evaporatörden atılan ısı ile buharlaştırılan soğutucu akışkan ile birleşerek kaynatıcıya döner.

Buharlaştırıcı sıcaklığı 18 noktasında 80°C olması durumunda, gömlek suyu teorik olarak, buharlaştırıcıya enerjisini en fazla 80°C'ye düşene kadar aktarabilir. Bu pratikte mümkün değildir. Ancak enerjisini 2–3°C fark kalacak şekilde bir tasarım yapılabilir. Bu durumda gömlek suyunun sıcaklığı 24 noktasında 82°C olacak şekilde tasarlandığı varsayılacaktır. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji;

$$Q_{Buhl} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T = 60.000 \cdot 4,186 \cdot (90 - 82) = 2.009.280 \text{ kcal / h} \quad (6.128)$$

Yapılan hesaplamalar ve kabulleri absorpsiyonlu ısı yükselticisi sistemi elemanları için listeleyecek olursak;

Absorber Çıkış Sıcaklığı	→ T ₈ =	160 °C
Yoğuşturucu Çıkış Sıcaklığı	→ T ₁₅ =	25 °C
Kaynatici Çıkış Sıcaklığı	→ T ₁ =	70 °C
Buharlaştırıcı Çıkış Sıcaklığı	→ T ₁₈ =	80 °C
Absorber-Evaporatör Buharlaştırıcı	→ T ₂₂ =	110 °C
Absorber-Evaporatör Absorber	→ T ₁₉ =	115 °C
EE1 Zengin Eriyik Çıkışı	→ T ₃ =	110 °C
EE2 Zengin Eriyik Çıkışı	→ T ₇ =	155 °C
EE3 Fakir Eriyik Çıkışı	→ T _{12'} =	65 °C

Çözüm:

Yoğuşma basıncı P₁₅, Denklem 5.115'den faydalanarak hesaplanmıştır. T₁₅= 25°C su için yoğuşma basıncı P_{Yoğ} = P₁₅ = 3,17 kPa'dir. 15 noktasındaki entalpi değeri h₂, Denklem 5.116'dan faydalanarak hesaplanmıştır;

$$\text{Yoğuşturucu sıcaklığı} \rightarrow T_{15} = 25^\circ\text{C}$$

$$h_{15} = 104,73 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{15} = 3,17 \text{ kPa}$$

Buharlaşma basıncı P_{18} , Denklem 5.115'den faydalanılarak yazılan programla hesaplanmıştır. $T_{18} = 80^{\circ}\text{C}$ su için yoğuşma basıncı $P_{Y_{oę}} = P_{18} = 47,32 \text{ kPa}$ 'dir. 18 noktasındaki entalpi değeri h_{18} , Denklem 5.116'dan faydalanılarak programla hesaplanmıştır;

$\text{Buharlaştırıcı sıcaklığı} \rightarrow T_{18} = 80^{\circ}\text{C}$ $h_{18} = 2640,07 \text{ kJ/kg}$ $P_{18} = 47,32 \text{ kPa}$

Absorber-evaporatör ünitesinin absorber kısmında açığa çıkan enerji ile buharlaştırılan 21 noktasındaki soğutucu akışkanın sıcaklığının 110°C 'ye çıkarıldığı varsayılmıştır. Bu durumda buharlaşma basıncı altındaki sıvı fazdaki akışkanın entalpisi Denklem 5.116'dan faydalanılarak hesaplanmıştır;

$\text{Ab-Ev Buharlaştırıcı 2} \rightarrow T_{22} = 110^{\circ}\text{C}$ $h_{22} = 2680,55 \text{ kJ/kg}$ $P_{22} = 143,25 \text{ kPa}$

Yoğuşturucu basıncında, kaynatıcı sıcaklığına denk gelen kızgın buharın entalpi değeri h_{14} , Denklem 5.118'den faydalanarak program yardımı ile hesaplanmıştır;

$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_{14} = 70^{\circ}\text{C}$ $h_{14} = 2628,48 \text{ kJ/kg}$ $P_{Y_{oę}} = P_2 = 3,17 \text{ kPa}$

1 noktasındaki zengin eriyik konsantrasyonu x_1 'in hesaplanabilmesi için Denklem 5.119'dan yararlanılmıştır. 1 noktasındaki entalpi değeri h_1 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$\text{Kaynatıcı sıcaklığı} \rightarrow T_{12} = 70^{\circ}\text{C}$ $h_{12} = 174 \text{ kJ/kg}$ $x_{12} = 0,611$
--

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. Absorber-Evaporatör ünitesinin eriyik çıkışında 19 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_{19} 'un hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 19 noktasındaki entalpi değeri h_{19} için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$$\text{Ab-Ev Absorber 1} \rightarrow T_{19} = 115^{\circ}\text{C}$$

$$h_{19} = 237,89 \text{ kJ/kg}$$

$$X_{19} = 0,526$$

Absorber-Evaporatör çıkışında 19 noktası sıcaklığı 115°C 'dir. Kaynatıcıya enerji aktarılabilmesi için, ısı kaynağının sıcaklığı, enerjinin aktarılacağı akışkanın sıcaklığından daha yüksek olmalıdır ki, ısı transferi gerçekleşsin. Bu nedenle 19 noktasındaki fakir eriyik, EE1 eriyik eşanjörü yardımıyla, fazla enerjisinin bir kısmını 2 noktasındaki zengin eriyiğe aktarır. 3 noktasında zengin eriyiğin sıcaklığı 110°C 'ye çıkacağı ön görülmüştür.

$$\text{EE1 Zengin Er. Çıkışı} \rightarrow T_3 = 110^{\circ}\text{C}$$

$$h_3 = 244,70 \text{ kJ/kg}$$

$$X_3 = 0,611$$

Absorber çıkışında 8 noktası sıcaklığı 160°C 'dir. Kaynatıcıya enerji aktarılabilmesi için, ısı kaynağının sıcaklığı, enerjinin aktarılacağı akışkanın sıcaklığından daha yüksek olmalıdır ki, ısı transferi gerçekleşsin. Bu nedenle 8 noktasındaki fakir eriyik, EE1 eriyik eşanjörü yardımıyla, fazla enerjisinin bir kısmını 6 noktasındaki zengin eriyiğe aktarır. 7 noktasında zengin eriyiğin sıcaklığı 155°C 'ye çıkacağı ön görülmüştür.

$$\text{EE2 Zengin Er. Çıkışı} \rightarrow T_7 = 155^{\circ}\text{C}$$

$$h_7 = 321,95 \text{ kJ/kg}$$

$$x_7 = 0,611$$

Eriyik konsantrasyonu soğutucu akışkan ve kendi sıcaklığı bilinmesi halinde Denklem 5.119 ile hesaplanabilmektedir. 8 noktasındaki fakir eriyik konsantrasyonu x_8 'in hesaplanabilmesi için bu denklemden yararlanılmıştır. 8 noktasındaki entalpi değeri h_8 için Denklem 5.120'den faydalanılmıştır;

$\text{Absorber sıcaklığı} \rightarrow T_8 = 160^\circ\text{C}$ $h_8 = 325,76 \text{ kJ/kg}$ $x_8 = 0,574$
--

Öncelikle 11 noktasındaki eriyik konsantrasyonu hesaplanması için süreklilik denklemi ve LiBr dengesi yazılacak olursa;

$$\dot{m}_{11} \cdot x_{11} = \dot{m}_{10} \cdot x_{10} + \dot{m}_{19} \cdot x_{19} \quad (\text{LiBr Dengesi}) \quad (6.129)$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{19} \quad (\text{Süreklilik Denklemi}) \quad (6.130)$$

$$\dot{m}_{11} \cdot h_{11} = \dot{m}_{10} \cdot h_{10} + \dot{m}_{19} \cdot h_{19} \quad (\text{Termodinamiğin 2. kanunu}) \quad (6.131)$$

Buradaki $\dot{m}_{10} = \dot{m}_{19}$ olduğu varsayıldığı belirtilmişti. Bu durumda Denklem 6.129, 6.130 ve 6.131 yardımı ile 11 noktasındaki eriyik konsantrasyonu ve entalpisi aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$x_{11} = \frac{x_{19} + x_8}{2} = 0,55 \quad (6.132)$$

$$h_{11} = \frac{h_{19} + h_{9'}}{2} = 237,89 \text{ kJ / kg} \quad (6.133)$$

Kaynatıcı çıkış sıcaklığı 1 noktasında 70°C olacak şekilde tasarlanmıştı. Kaynatıcıda gömlek suyundan kaynatıcıya aktarılacak olan ısı miktarını artırılması için 13 noktasında fakir eriyiğin sıcaklığı $T_{13} \leq 70^\circ\text{C}$ şartını sağlamıyorsa EE3 eriyik eşanjöründen geçerken, buhar üretilecek olan 60°C 'deki besi suyunun ön ısıtılmasında

kullanılarak, $T_{13} \leq 70^\circ\text{C}$ şartı sağlanabilir. $T_{13}=65^\circ\text{C}$ olacak şekilde EE3'ün tasarlandığı varsayılmıştır. $x_{13} = x_{12'} = x_{11}$ olduğuna göre 12' noktasındaki entalpi değeri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

<div style="display: flex; justify-content: space-between;"> <div style="text-align: left;"> <p>EE3 Fakir Eriyik Çıkışı $\rightarrow T_{12'} = 65^\circ\text{C}$</p> <p>$x_{12'} = 0,55$</p> </div> <div style="text-align: right;"> <p>$h_{12'} = 136,44 \text{ kJ/kg}$</p> </div> </div>

Denklemler 5.91 ile 5.102 arasındaki denklemler çözümlenerek aşağıdaki ifadeler bulunabilir;

$$\frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_8} = \frac{x_7 - x_8}{x_7} = \frac{0,611 - 0,574}{0,611} = 0,061 \quad (6.134)$$

$$\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_8} = \frac{x_8}{x_7} = \frac{0,574}{0,611} = 0,939 \quad (6.135)$$

$$\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_8} = 2 \cdot \frac{x_8}{x_7} = 2 \cdot \frac{0,574}{0,611} = 1,879 \quad (6.136)$$

$$\frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_8} = 2 \cdot \frac{x_8 \cdot (x_1 - x_{13})}{x_7 \cdot x_{13}} = 2 \cdot \frac{0,574 \cdot (0,611 - 0,55)}{0,611 \cdot 0,55} = 0,209 \quad (6.137)$$

$$\frac{\dot{m}_{18}}{\dot{m}_8} = \frac{x_8 \cdot (x_4 - x_{19})}{x_7 \cdot x_{19}} = \frac{0,574 \cdot (0,611 - 0,526)}{0,611 \cdot 0,526} = 0,152 \quad (6.138)$$

$$\frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_8} = \frac{x_8}{x_{19}} = \frac{0,574}{0,526} = 1,091 \quad (6.139)$$

$$\frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_8} = 2 \cdot \frac{x_8}{x_{13}} = 2 \cdot \frac{0,574}{0,55} = 2,087 \quad (6.140)$$

$$\frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_8} = \frac{x_8 \cdot (x_1 - x_{13})}{x_7 \cdot x_{13}} = \frac{0,574 \cdot (0,611 - 0,55)}{0,611 \cdot 0,55} = 0,104 \quad (6.141)$$

Ünitelerdeki ısı dengesi:

Termodinamiğin 2. Kanununu ünitelere uygulayarak ısıl kapasiteleri hesaplanabilir. 12 noktasındaki entalpi değerinin bulunması için EE1 için ısıl denge denklemi Denklem 6.140'ta verilmiştir;

EE1 Eriyik Eşanjörü

EE1 Eriyik Eşanjöründe dışarıya ısı akışı yoktur. Bu nedenle denklemin iki tarafı birbirine eşittir;

$$q_{EE1} = \frac{Q_{EE1}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_8} (h_{11} - h_{12}) = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_8} (h_3 - h_2) \quad (6.142)$$

$$h_{12} = h_{11} - \frac{\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_8} (h_3 - h_2)}{\frac{\dot{m}_{11}}{\dot{m}_8}} = 237,89 - \frac{1,879 \cdot (244,7 - 174)}{2,087} = 174,27 \text{ kJ / kg} \quad (6.143)$$

$$\text{EE1 Fakir Eriyik Çıkışı} \rightarrow h_{12} = 174,27 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{12} = 82^\circ\text{C}$$

$$x_{12} = 0,55$$

Görüldüğü üzere 12 noktasındaki sıcaklık hala 70°C 'den büyük dolayısıyla buradaki ısıdan faydalanılabilir. Bunun için EE3 eşanjörü kullanılarak üretilecek olan buharın suyunun ön ısıtması sağlanır.

EE2 Eriyik Eşanjörü

EE2 Eriyik Eşanjöründe dışarıya ısı akışı yoktur. Bu nedenle denklemin iki tarafı birbirine eşittir;

$$q_{EE2} = \frac{Q_{EE2}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_8} (h_7 - h_6) = (h_8 - h_9) \quad (6.144)$$

$$h_9 = h_8 - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_8} (h_3 - h_2) = 259,36 \text{ kJ / kg} \quad (6.143)$$

$$\text{EE2 Fakir Eriyik Çıkışı} \rightarrow h_9 = 259,36 \text{ kJ/kg}$$

$$T_9 = 124^\circ\text{C}$$

$$x_9 = 0,574$$

Görüldüğü üzere 9 noktasındaki sıcaklık hala 110°C 'den büyük dolayısıyla buradaki ısıdan faydalanılabilir. Bunun için EE4 eşanjörü kullanılarak üretilcek olan buharın suyunun ön ısıtması sağlanır.

Absorber- Evaporatör

Absorber ve Evaporatör ünitesi 1. kadememin absorber görevini görürken, 2. kadememin buharlaştırıcısı olarak çalışır. Paralel sistemin çözüm metodunda eşit debi dağılımı ilkesi söz konusu olması nedeniyle Absorber-1 kesiminde açığa çıkacak ısının Buharlaştırıcı-2'nin ihtiyaç duyacağı ısıya eşit olmayabilir. Bu nedenle tasarım şartlarına göre buharlaştırıcının ihtiyacı olan ısının sağlanmasına rağmen hala fazla enerji söz konusu ise Absorber-Evaporatör'den ayrıca ısı atılması gerekecektir. Fazla ısı 4 Bar'daki buharın suyunun ön ısıtılmasında kullanılabilir.

$$q_{AE} = \frac{Q_{AE}}{\dot{m}_8} = \frac{Q_{Abs1}}{\dot{m}_8} - \frac{Q_{Buh2}}{\dot{m}_8} \quad (6.140)$$

$$q_{Abs1} = \frac{Q_{Abs1}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_{19}}{\dot{m}_8} h_{19} - h_8 - \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_8} h_4 \Rightarrow \quad (6.141)$$

$$q_{Abs1} = 1,091 \cdot 237,89 - 0,104 \cdot 2640,07 - 0,939 \cdot 244,7 = -245,72 \text{ kJ / kg}$$

$$q_{Buh2} = \frac{Q_{Buh2}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_8} (h_{21} - h_{22}) \Rightarrow 0,061 \cdot (104,73 - 2.680,55) = -156,45 \text{ kJ / kg} \quad (6.142)$$

Denklem 6.142 ve 6.141, denklem 6.140'da yerine konacak olursa;

$$q_{AE} = \frac{Q_{AE}}{\dot{m}_8} = \frac{Q_{Abs1}}{\dot{m}_8} - \frac{Q_{Buh2}}{\dot{m}_8} = -245,72 - (-156,45) = -89,26 \text{ kJ / kg} \quad (6.143)$$

Kaynatıcı

$$q_{Kay} = \frac{Q_{Kay}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_8} \cdot h_1 + \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_8} \cdot h_{14} - \frac{\dot{m}_{13}}{\dot{m}_8} \cdot h_{13} \Rightarrow \quad (6.144)$$

$$q_{Kay} = 1,879 \cdot 174 + 0,209 \cdot 2.628,48 - 2,087 \cdot 141,60 = 579,84 \text{ kJ / kg}$$

Yoğuşturucu

$$q_{Yoğ} = \frac{Q_{Yoğ}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_{14}}{\dot{m}_8} \cdot (h_{15} - h_{14}) = 0,209 \cdot (104,73 - 2.628,48) = -526,01 \text{ kJ / kg} \quad (6.145)$$

Buharlaştırıcı-1

$$q_{Buh1} = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_8} \cdot (h_{18} - h_{17}) = 0,104 \cdot (2.640,07 - 104,73) = 264,54 \text{ kJ / kg} \quad (6.146)$$

Absorber-2

$$q_{Abs2} = \frac{Q_{Abs2}}{\dot{m}_8} = h_8 - \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_8} \cdot h_7 - \frac{\dot{m}_{22}}{\dot{m}_8} \cdot h_{22} \Rightarrow \quad (6.147)$$

$$q_{Abs2} = 325,76 - 0,939 \cdot 321,95 - 0,061 \cdot 2.680,55 = -139,45 \text{ kJ / kg}$$

EE3 Eriyik Eşanjörü

$$q_{EE3} = \frac{Q_{EE3}}{\dot{m}_8} = \frac{\dot{m}_{12}}{\dot{m}_8} \cdot (h_{12'} - h_{12}) = 2,087 \cdot (141,59 - 174,27) = -68,18 \text{ kJ / kg} \quad (6.148)$$

EE4 Eriyik Eşanjörü

$$q_{EE4} = \frac{Q_{EE4}}{\dot{m}_8} = (h_{9'} - h_9) = (237,83 - 259,36) = -21,46 \text{ kJ / kg} \quad (6.149)$$

Enerji Dengesi Kontrolü:

$$\text{Verilen Isı} = q_{Yoğ} + q_{Abs2} + q_{Abs1} + q_{EE3} + q_{EE4} = -844,37 \text{ kJ / kg} \quad (6.150)$$

$$\text{Alınan Isı} = q_{Kay} + q_{Buh} = 844,37 \text{ kJ / kg} \quad (6.151)$$

Enerji dengesinin sağlandığı Denklem 6.150 ve 6.151'den görülmektedir. Buharlaştırıcıya aktarılan enerji Denklem 6.128'de $Q_{Buh} = 2.009.280 \text{ kJ / h}$ olarak hesaplanmıştır. Buradan \dot{m}_8 debisi hesaplanabilir;

$$\dot{m}_8 = \frac{Q_{Buh1}}{q_{Buh1}} = \frac{2.009.280}{264,54} = 7.595,48 \text{ kg / h} \quad (6.152)$$

\dot{m}_8 tespit edildiğine göre buradan diğer ünitelerin kapasiteleri hesaplanabilir;

$$Q_{Yoğ} = \dot{m}_8 \cdot q_{Yoğ} = 4.000.189 \text{ kJ / h} \approx 955.611 \text{ kcal / h} \quad (6.153)$$

$$Q_{Buh1} = \dot{m}_8 \cdot q_{Buh1} = 2.009.280 \text{ kJ / h} \approx 480.000 \text{ kcal / h} \quad (6.154)$$

$$Q_{Kay} = \dot{m}_8 \cdot q_{Kay} = 4.404.135 \text{ kJ / h} \approx 1.052.111 \text{ kcal / h} \quad (6.155)$$

$$Q_{Abs2} = \dot{m}_8 \cdot q_{Abs2} = 1.059.157 \text{ kJ / h} \approx 253.024 \text{ kcal / h} \quad (6.156)$$

$$Q_{AE} = \dot{m}_8 \cdot q_{AE} = 678.033 \text{ kJ / h} \approx 161.976 \text{ kcal / h} \quad (6.157)$$

$$Q_{EE3} = \dot{m}_8 \cdot q_{EE3} = 517.895 \text{ kJ / h} \approx 123.721 \text{ kcal / h} \quad (6.158)$$

$$Q_{EE4} = \dot{m}_8 \cdot q_{EE4} = 163.033 \text{ kJ / h} \approx 38.947 \text{ kcal / h} \quad (6.159)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisinin performans katsayısını ifade eden COP_{AIY} değeri hesaplanmıştır;

$$COP_{AIY} = \frac{Q_{Abs}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,165 \quad (6.160)$$

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi sistem verimini ifade eden COP_{SYS} değeri;

$$COP_{SYS} = \frac{Q_{AE} + Q_{Abs2} + Q_{EE4} + Q_{EE3}}{Q_{Kay} + Q_{Buh}} = 0,377 \quad (6.170)$$

Absorberdeki enerji ile 1 kg 60°C sıcaklıktaki sudan 4 Bar doymuş buhar elde etmek için gerekli olan ısı miktarı, iki noktanın entalpi farkı kadardır;

$$h_{sb} = h_{b-4bar} - h_{s-60^\circ C} = 2.748,8 - 251,62 = 2.497,18 \text{ kJ / kg} \quad (6.171)$$

Bu durumda sistem yardımıyla 60°C sıcaklıktaki sudan üretilebilecek 4 Bar buhar miktarı;

$$\dot{m}_{30} = \dot{m}_{Buhar} = \frac{Q_{AE} + Q_{Abs2} + Q_{EE3} + Q_{EE4}}{\Delta h} = \frac{2.140.588}{2.497,18} = 968 \text{ kg / h} \text{ -4 Bar buhar} \quad (6.172)$$

Buharlaştırıcıda, buharlaşan akışkanı 25°C'de sıvı fazından 80°C'de buhara dönüştürecek ısıyı 90°C'deki gömlek suyu ile karşılandığı düşünülürse, gömlek suyunun düşeceği sıcaklık;

$$T_{24} = T_{23} - \frac{Q_{Buh}}{c_p \cdot \dot{m}_{23}} = 90 - \frac{2.009.280}{4,186 \cdot 60.000} = 82 \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.173)$$

Buharlaştırıcıdan 24 noktasında 82°C’de çıkan gömlek soğutma suyu, kaynatıcıya girecek ve 25 noktasında çıkacaktır. 25 noktasındaki sıcaklık;

$$T_{25} = T_{24} - \frac{Q_{Kay}}{c_p \cdot \dot{m}_{23}} = 82 - \frac{4.404.135}{4,186 \cdot 60.000} = 64,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.174)$$

Sistem 7 ile çift absorberli paralel tip absorbsiyonlu ısı yükselticisi kullanılarak 968 kg/h 4 Bar buhar üretimi sağlanmıştır. Kojenerasyon gömlek suyunun çift absorberli paralel sistemden çıkış sıcaklığı 64,5°C’dir.

7. Araştırma Sonuçları ve Tartışma

Bu tez çalışmasında Küçükçalık Tekstil’de kojenerasyon gömlek soğutma suyu olarak kullanılan 90°C 60T/h değerlerindeki ısı kaynağından etkin kullanımı arttırmak hedeflenmiştir. Klasik absorpsiyonlu ısı yükselticileri ile bunlar üzerinde yapılacak değişikliklerin sistem verimlerine katkıları gösterilmiş ve maksimum ısı kazanımını sağlamak için öncelikle Sistem-1 olarak isimlendirilen klasik atık ısı kaynağının buharlaştırıcı ve kaynatıcıyı aynı sıcaklıkla beslemesi durumu incelendi. Ardından bu sistem üzerinde sıcaklık parametrelerindeki değişim etkileri grafiklerle tespit edildi. Bu tespitler ışığında 3 farklı sistem oluşturuldu ve her birinde yapılan değişimler ve sistem tasarımları yapıldı. Sistem 2 olarak klasik sistemde atık ısı kaynağının dolaşımı değiştirilerek, suyun ikiye bölünmesi yerine öncelikle buharlaştırıcıdan ardından kaynatıcıdan geçirilmesi durumu incelendi. Daha sonra Sistem 2’ye ilave olarak eriyik eşanjörü yerine absorber eşanjörü kullanılan, Sistem 3 olarak adlandırılan uygulama incelendi. Bu sistemde eriyik eşanjöründe fakir ve zengin eriyik arası yapılan ısı transferi değiştirilerek fakir eriyiğin enerjisini üretilmek istenen kızgın suya aktarılması amaçlandı. Sistem 4 olarak adlandırılan uygulamada, Sistem 3’e ilave olarak yoğunlaştırıcıdan atılan ısı yardımıyla, yoğunlaştırıcı çıkışında sıcaklığı artırılan soğutucu akışkanın buharlaştırıcı öncesinde ön ısıtmasının yapılması incelenmiştir.

Yapılan iyileştirmeler kojenerasyon gömlek soğutma suyunun enerjisinde maksimum seviyede faydalanılması üzerine kuruldu. Sistem 1-2-3-4’ün karşılaştırması Tablo 7,1’de verilmiştir.

Tablo 7.1 Tek Kademeli Sistemlerin karşılaştırma tablosu

	Birim	Sistem 1	Sistem 2	Sistem 3	Sistem 4
Absorber Sıcaklığı	°C	130	130	130	130
Yoğuşturucu Sıcaklığı	°C	25	25	25	25
Kaynatıcı Sıcaklığı	°C	80	73	73	73
Buharlaştırıcı Sıcaklığı	°C	80	80	80	80
Eriyik Eşanjörü Çıkış Sıcaklığı	°C	120	120	-	-
Absorber Eşanjörü Çıkış Sıcaklığı	°C	yok	yok	68	68
Buh. Ön Isıtma Eşanjörü Çıkış Sıcaklığı	°C	yok	yok	yok	68
F (Dolaşım Oranı)		9,51	18,63	18,63	18,63
COP _{SYS}		0,482	0,462	0,532	0,55
COP _{AIY}		0,482	0,462	0,124	0,128
Soğutucu akışkan debisi	kg/h	410	807	807	870
Q _{Abs} (Absorberden yayılan ısı)	kJ / h	967.487	1.752.883	539.294	581.356
Q _{Buh} (Buharlaştırıcıya aktarılan ısı)	kJ / h	1.020.439	2.009.280	2.009.280	2.009.280
Q _{Yoğ} (Yoğuşturucudan yayılan ısı)	kJ / h	1.041.793	2.040.495	2.040.495	2.199.641
Q _{kay} (Kaynatıcıya aktarılan ısı)	kJ / h	988.841	1.784.098	2.352.000	2.535.442
Q _{esanjör} (Eriyik eşanjörü ısı transferi)	kJ / h	253.098	1.213.589	-	-
Q _{Abs Eş} (Absorbereşanjörü ısı transferi)	kJ / h	-	-	1.781.491	1.920.436
Q _{Buh Eş}	kJ / h	-	-	-	156.712
M kızgın su	kg/h	3.830	6.939	9.188	9.904
M soğutma suyu	kg/h	4.978	9.749	9.749	10.947
Göm. Suyu. Buh. Çıkışı	°C	82	82	82	82
Fakir Eriyik Konsantrasyonu		0,5926	0,5926	0,5926	0,5926
Zengin Eriyik Konsantrasyonu		0,6549	0,6244	0,6244	0,6244
Göm. Suyu. Kayn. Çıkışı	°C	82	75	73	72

Sistem 2'nin COP_{SYS} değer değişimini Sistem 1'e göre sırasıyla kıyaslayacak olursak;

$$\% \Delta COP_{SYS1-2} = \frac{COP_{SYS2} - COP_{SYS1}}{COP_{SYS1}} * 100 = \frac{0,462 - 0,482}{0,482} * 100 = -4,14 \quad (7.1)$$

Sistem 2 COP_{SYS} değerinin Sistem 1'e göre %4,14 azaldığı görülmektedir. Sistem 2 1sı geri kazanım miktarındaki artış hesaplanacak olursa;

$$\% \Delta Q_{1-2} = \frac{(Q_{ABS-Sis2} - Q_{ABS-Sis1})}{Q_{ABS-Sis1}} * 100 = \frac{1.752.883 - 967.847}{967.847} = 81,1 \quad (7.2)$$

Geri kazanılan enerji miktarındaki artış %81,1'dir. COP_{SYS} değerindeki düşüşe rağmen geri kazanım miktarında artış bulunmaktadır. Bu artış akış mantığında yapılan değişiklik ile sağlanmıştır.

Sistem 3'nin COP_{SYS} değer değişimini Sistem 1'e göre sırasıyla kıyaslayacak olursak;

$$\% \Delta COP_{SYS1-3} = \frac{COP_{SYS3} - COP_{SYS1}}{COP_{SYS1}} * 100 = \frac{0,532 - 0,482}{0,482} * 100 = 10,4 \quad (7.3)$$

Sistem 3 COP_{SYS} değerinin Sistem 1'e göre %10,4 arttığı görülmektedir. Sistem 3 1sı geri kazanım miktarındaki artış hesaplanacak olursa;

$$\% \Delta Q_{1-3} = \frac{(Q_{ABS-Sis3} + Q_{Abs-Es-Sis3} - Q_{ABS-Sis1})}{Q_{ABS-Sis1}} * 100 = \frac{2.320.785 - 967.847}{967.847} = 139 \quad (7.4)$$

Sistem 3'te Sistem 1'e göre sağlanan geri kazanım miktarı %139 artmıştır. Bu artış eriyik eşanjörü ile sistem döngüsünde enerji tasarrufu sağlanması yerine, faydalanılan enerjinin geri kazanımını arttıran absorber eşanjörü kullanılması ile sağlanmıştır. Burada absorberdeki fiziko kimyasal reaksiyonla sağlanan enerji aktarımı azalırken sıcak haldeki fakir eriyiğin sıcaklığı üretilmek istenen kızgın suya aktarılacağından toplam enerji geri kazanım miktarı artmaktadır.

Sistem 4'de Sistem 3'e ilave olarak buharlaştırıcı öncesinde yoğunlaştırucudan atılan 1sı ile soğutucu akışkanın ön ısıtması sağlanmıştır. Sistem 4'ün COP_{SYS} değer değişimini Sistem 1'e göre sırasıyla kıyaslayacak olursak;

$$\% \Delta COP_{SYS1-4} = \frac{COP_{SYS4} - COP_{SYS1}}{COP_{SYS1}} * 100 = \frac{0,55 - 0,482}{0,482} * 100 = 14,1 \quad (7.5)$$

Sistem 4 COP_{SYS} değerinin Sistem 1'e göre %14,1 daha yüksek olduğu görülmektedir. Sistem 4 ısı geri kazanım miktarındaki artış hesaplanacak olursa;

$$\% \Delta Q_{1-4} = \frac{(Q_{ABS-Sis4} + Q_{Abs-Es-Sis4} - Q_{ABS-Sis1})}{Q_{ABS-Sis1}} * 100 = \frac{2.501.792 - 967.847}{967.847} = 158,5 \quad (7.6)$$

Sistem 4'te Sistem 1'e göre sağlanan geri kazanım miktarı %158,5 artmıştır. Bu artış yoğunlaştırıcıda atılan ısıyı küçük bir kısmının sisteme geri kazandırılması ile sağlanmıştır.

Tek kademeli sistemler ile ilgili incelemelerin ardından absorberde sıcaklığın yükseltilerek, kızgın su yerine buhar üretilebilmesi için iki aşamalı ve çift absorberli seri ve paralel tip absorpsiyonlu ısı yükselticisi incelenmiştir.

Tablo 7.2'de iki kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticilerinin aynı ürün (4 bar Buhar) için karşılaştırması yapılmıştır.

Tablo 7.2 İki kademeli sistemlerin ve karşılaştırma tablosu

	Birim	Sistem 5	Sistem 6	Sistem 7
Absorber Sıcaklığı	°C	160	160	160
Yoğuşturucu Sıcaklığı	°C	25	25	25
Kaynatıcı Sıcaklığı	°C	70	70	70
Buharlaştırıcı Sıcaklığı	°C	80	80	80
Fakir Eriyik Kaynatıcıya Dönüş Sıcaklığı	°C	70	70	65
COP _{SYS}		0,405	0,474	0,377
COP _{AIY}		0,104	0,064	0,165
Soğutucu akışkan debisi	kg/h	1.320	1.086	1.585
Q _{Abs2} (Absorberden yayılan ısı)	kJ / h	581.365	331.109	1.059.157
Q _{Abs1} (Absorber 1 ısı kapasitesi)	kJ / h	1.359.805	743.133	1.866.336
Q _{AE} (Ab-Ev'den yayılan ısı)	kJ / h	yok	yok	678.033
Q _{Buh1} (Buharlaştırıcıya aktarılan ısı)	kJ / h	2.009.280	2.009.280	2.009.280
Q _{Buh2} (Buharlaştırıcıya aktarılan ısı)	kJ / h	1.359.805	743.133	1.188.303
Q _{Yog} (Yoğuşturucudan yayılan ısı)	kJ / h	3.337.834	2.725.569	4.000.189
Q _{kay} (Kaynatıcıya aktarılan ısı)	kJ / h	3.602.667	3.173.172	4.404.135
Q _{ee} (Üretime katkısı olan EE ısı transferi)	kJ / h	1.692.748	2.126.706	680.928
M buhar (4 Bar)	kg/h	911	984	968
Max Eriyik Konsantrasyonu		0,611	0,611	0,611
Min Eriyik Konsantrasyonu		0,526	0,526	0,526
Göm. Suyu. Kayn. Çıkışı	°C	67,7	69,4	64,5

İki aşamalı veya çift absorberli sistemlerde kademeler arası bağlantı olması nedeniyle tek kademeli sisteme göre çok daha karışıktır. Tek kademeli sistemlerde sıcaklığın değişimi ile sistem üzerindeki değişimler incelenebilmekteydi. Ancak iki kademeli sistemlerde sıcaklığın değişimi ile 1. kademe ile 2. kademe arasında bağlantı nedeniyle, sadece konsantrasyon değerleri değil dolaşan soğutucu akışkan oranı da değişmektedir. Bu değerlerdeki büyük değişimler ısı dengelinin bozulmasına neden olmaktadır. Bu nedenle iki kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticilerinde sıcaklık değerlerinin sabit olması, sürekliliğin sağlanması açısından önemlidir.

Sistem 5 ve Sistem 7 yapı olarak birbirlerine benzemektedir. Birer adet yoğuşturucu ve kaynatıcı kullanılmaktadır. Aralarındaki fark, Sistem 5’de absorberler birbirine seri olarak bağlıyken, Sistem 7’de paralel olarak bağlıdır. Sistem 6’da ise birbirinden bağımsız gibi iki tane tek kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisi var gibi görünse de, aslında düşük basınçlı olanın absorberinin, yüksek basınçlı olanın buharlaştırıcısı olarak kullanılması nedeniyle birbirine bağımlıdır. Her kademenin kaynatıcısı ve yoğuşturucusu ayrıdır. Bu sistemin yatırım maliyeti daha yüksek olsa da, atık ısı kaynağının, buharlaştırıcı-1, kaynatıcı-2 ve kaynatıcı-1’e seri bağlanma imkânı olması, sistem çıkışında atık ısı kaynağının sıcaklığının diğer sistemlere nazaran aşağılara düşürülebilme imkânı sağlamasıdır.

Eriyik eşanjörlerinin kullanımı için tasarım sırasında sadece ısı değerlerine bakılması yeterli olmamaktadır. Sıcaklık değerleri de kontrol edilmelidir. Kaynatıcıya giren fakir eriyik, kaynatıcı çıkışındaki zengin eriyiğin taşıyabileceğinden yüksek ısıya sahiptir. Örnek verilecek olursa fakir eriyiğin eriyik eşanjörüne giriş sıcaklığı 115°C olsun. Eriyik eşanjörünün iki tarafında ısıl denge kurulması halinde zengin eriyiğin maksimum sıcaklığı, fakir eriyiğin eşanjöre giriş sıcaklığına eşit olabileceği bir gerçektir. Sadece ısıl denge kurulması halinde, o ısıl değer konsantrasyon değerinde olması gereken sıcaklığı, fakir eriyiğin sıcaklığının üzerinde olabilmektedir. Bu teknik olarak mümkün değildir. Bu nedenle sıcaklık değerlerini dikkatte alarak tasarım yapılmalıdır.

Klasik ısı geri kazanım sistemlerinde sıcak ve soğuk akışkan ısı değiştiriciden geçirilerek ısı transferi gerçekleştirilir. Ancak elde edilen geri kazanım atık ısı sıcaklığının altındadır. Absorpsiyonlu ısı yükselticileri ile elde edilecek akışkan ile yüksek sıcaklıklı ısı elde edilebilmektedir. Bu tezin konusundaki Küçükçalık firması içinde tablo aynı. Fabrikada mevcutta tekstil atık suyu ile ısı geri kazanım sağlanırken firmanın daha fazla 80–90°C suya ihtiyacı yoktur. Ancak yüksek sıcaklıklı su ihtiyaçları bulunmaktadır. Nihai olarak tasarlanan sistem 4 ile bu ihtiyacın 2.501.792 kJ/h’lik kısmı karşılanabilmektedir. Bu sayede gömlek suyunun soğutma ihtiyacı azalırken ısı geri kazanımı ile sağlanabilecek enerji tasarrufu Denklem 7.7 de hesaplanmıştır.

Kabuller;

- Doğalgaz fiyatı = 0,437 YTL' dir (12.02.2007).
- Doğalgazın alt ısı değeri = 8250 kcal/m³
- Isı üreticinin verimi (Buhar kazanı) = 0,85

Sistem 4 için;

$$Y. Kazanç = \frac{2.501.792_{[kJ/h]}}{4,186_{[kJ/kcal]} * 8250_{kcal/sm^3} * 0,85} * 0,437_{[YTL/sm^3]} * 24_{[h/gün]} * 365_{[Gün/yıl]} \quad (7.7)$$

$$Y. Kazanç \approx 326.260 \quad YTL/YIL$$

Sistem 6 için;

$$Y. Kazanç = \frac{2.457.815_{[kJ/h]}}{4,186_{[kJ/kcal]} * 8250_{kcal/sm^3} * 0,85} * 0,437_{[YTL/sm^3]} * 24_{[h/gün]} * 365_{[Gün/yıl]} \quad (7.8)$$

$$Y. Kazanç \approx 272.447 \quad YTL/YIL$$

Bu sistemin tahmini yatırım maliyeti 450.000 YTL' dir. Sistem en kötü çalışma şartlarında dahi kendisini yaklaşık 1,5–2 sene içerisinde geri kazanacaktır. İki kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisi kullanılarak buhar üretimi, absorpsiyonlu ısı yükselticisinin kullanım alanını geliştirecektir.

Atık enerjinin direk geri kazanım sistemlerinde etkin kullanıldığı proseslerde %90–95 geri kazanım sağlanabilmektedir. Absorpsiyonlu ısı yükselticisinde bu değer %60 mertebelerinde olacaktır. Bu nedenle direk geri kazanım sistemlerinin etkin kullanılmadığı proseslerde çözüm olarak önerilebilir. Aynı atık ısıdan direk geri kazanım sistemleri ile faydalanılacak olsaydı, Ör: 20°C'deki suyun 80°C'ye ısıtılması ile geri kazanılabilecek enerji miktarı;

$$Q_{Direk} = \dot{m}_{Gömleksuyu} \cdot c_p \cdot \Delta T = 60.000 \cdot 4,186 \cdot (80 - 20) = 15.069.600 \text{ kJ/h} \quad (7.9)$$

Enerji tasarrufunun parasal karşılığı;

$$Y. Kazanç_{Direk} = \frac{15.069.600_{[kJ/h]}}{4,186_{[kJ/kcal]} \cdot 8250_{kcal/sm^3} \cdot 0,85} \cdot 0,437_{[YTL/sm^3]} \cdot 24_{[h/gün]} \cdot 365_{[Gün/yıl]} \quad (7.10)$$

$$Y. Kazanç \approx 1.965.238 \quad YTL/YIL$$

Dolayısı ile öncelikle direk sistemler ile atık enerjiden maksimum faydalanma yoluna gidilmesi gerektiği, eğer direk sistemler ile faydalı enerji üretilememesi halinde absorpsiyonlu ısı yükselticisi ile enerji tasarrufunun makul olduğu görülmektedir.

8. Sonuç

Absorbsiyonlu ısı yükselticisi üzerinde yapılabilecek ufak değişiklikler ile enerji geri kazanım miktarındaki değişimler “Araştırma Sonuçları ve Tartışma” bölümünde anlatılmıştır. Yapılan değişimlerin tamamı, sistem iç verimliliğini arttırmadan ziyade absorbsiyonlu ısı yükselticisine aktarılabilecek enerji miktarını arttırmaya yönelik değişikliklerdi.

Daha önceden yapılmış çalışmalarda enerji geri kazanım miktarından ziyade COP değerindeki değişim incelenmiştir. Yapılan tez çalışmasında COP değeri artarken, geri kazanılan enerji miktarının azaldığı uygulamalar göz önüne serilmiştir.

Eriyik eşanjörü kullanımı ile sistem iç verimliliğini ifade eden COP değeri arttırılabilmektedir. Ancak amaç enerji geri kazanım miktarını arttırmaktır. Bunun için kaynatıcı sıcaklığı düşürülmeli ve atık ısı kaynağı sıcaklığı ile arasındaki fark arttırılmalıdır. Bu sayede kaynatıcı ve buharlaştırıcıya aktarılabilecek enerji miktarı artacaktır. Kaynatıcı sıcaklığının düşürülmesini sınırlayan bir diğer değişken ise absorber konsantrasyonudur. Grafik 8.5.’te görüldüğü üzere kaynatıcı sıcaklığı düşerken kaynatıcı konsantrasyonu düşmektedir. Kaynatıcı konsantrasyonu, absorber konsantrasyonunun altına düşmesi halinde sistem çalışmayacağı için farklı önlemler alınması gerekecektir.

Alınacak önlemlerden birisi, yoğuşturucu sıcaklığının düşürülmesidir. Yoğuşturucu sıcaklığının düşürülmesinin kaynatıcı konsantrasyonuna arttırıcı etkisi olacaktır. Ancak dikkat edilmesi gereken husus kaynatıcı ve yoğuşturucu sıcaklığının aynı anda yükselmesi kristalizasyon riski yaratacaktır.

Bu duruma bir başka alternatif çözüm buharlaştırıcı sıcaklığını arttırmaktır. Ancak atık ısı kullanmamız nedeniyle bu sıcaklığı ancak belirli mertebeye getirebiliriz. İşte Sistem -2 olarak tasarlanan sistemdeki %81 enerji geri kazanımındaki artışın altında bu değişim yatmaktadır. Gömlek soğutma suyu ikiye bölünmek yerine önce

buharlaştırıcıdan ardından kaynatıcıdan geçirilerek kaynatıcı sıcaklığının düşürülmesi ve buharlaştırıcı sıcaklığının yükselmesi sağlanmıştır.

Diğer bir alternatif ise absorber sıcaklığını düşürmektir. Ancak bu durumda ihtiyaç duyulan yüksek sıcaklıklı ısının cazibesi ortadan kalkacaktır.

Kristalizasyon, LiBr-Su çifti için %70 konsantrasyon sınırlaması getirmektedir. Alternatif absorbent çifti kullanılarak daha yüksek konsantrasyon değerlerinde çalışma imkânı yaratılabilir (Ör: Carrol-Su). Bu sayede tek kademeli bir sistemle daha yüksek sıcaklık değerlerine çıkılması mümkün olacaktır.

Çalışmada incelenen diğer sistemler sistem iç verimini arttırmaya yönelik değişiklikleri içermektedir. Absorber eşanjörü kullanımı ve buharlaştırıcı ön ısıtma eşanjörü kullanılarak sistem verimliliği ve geri kazanılan enerji miktarı artırıldığı gözlemlendi.

Tek kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisi kullanımı sayesinde, gömlek suyundaki atıl ısı fabrikanın enerji döngüsüne geri kazanılması sağlanmıştır. Böyle bir sistem bulunmadığı için bu suyun belirli bir kısmı kullanılırken, geri kalan kısmı çiller ünitesine gönderilerek soğutulmaktadır. Dolayısıyla absorpsiyonlu ısı yükselticisinden 72°C sıcaklıkta çıkacağından soğutucunun yükü azalacaktır.

Soğutucuya 72°C'de su gönderilmesi yerine çok kademeli absorpsiyonlu ısı yükselticisi ile çıkış sıcaklığı 64°C'lere düşürülürken, absorberdeki akışkan sıcaklığı yükseltilebilir. Burada atık ısının daha soğuk olarak sistemden çıkması üretilen buhar veya kızgın suyun daha fazla olacağı anlamına gelmiyor. Bunu Sistem-7 ve Sistem-6 çıkış sıcaklıkları ile buhar üretimlerini karşılaştırarak görebiliriz. Burda sisteme aktarılan fazla enerjinin nerede sistemden uzaklaştığı önemli. Yoğuşturucudan atılan ısının sistemin buhar üretimine pozitif bir katkısı olmayacaktır. Bu nedenle tasarımda yoğuşturucudan atılan ısının geri kazanılmasına yönelik önlemler değerlendirilebilir.

Klasik ısı geri kazanım sistemlerinde sıcak ve soğuk akışkan ısı değiştiriciden geçirilerek ısı transferi gerçekleştirilir. Ancak elde edilen geri kazanım atık ısı sıcaklığının altındadır. Absorbsiyonlu ısı yükselticileri ile elde edilecek akışkan ile yüksek sıcaklıklı ısı elde edilebilmektedir. Bu tezin konusundaki Küçükçalık firması içinde tablo aynı. Fabrikada mevcutta tekstil atık suyu ile ısı geri kazanım sağlanırken firmanın daha fazla 80–90°C suya ihtiyacı yoktur. Ancak yüksek sıcaklıklı su ihtiyaçları bulunmaktadır. Nihai olarak tasarlanan sistem 4 ile bu ihtiyacın 2.501.792 kJ/h'lik kısmı karşılanabilmektedir. Bu sayede gömlek suyunun soğutma ihtiyacı azılırken ısı geri kazanımı ile sağlanabilecek enerji tasarrufu Denklem 7.7'de 326.260 YTL hesaplanmıştır. Kızgın su ihtiyacı yerine 4 Bar buhar üretilmesi durumunda Sistem–6 ile 272.447 YTL enerji geri kazanımı yapılabileceği Denklem 7.8 ile hesaplanmıştır.

Bu sistemin tahmini yatırım maliyeti 450.000 YTL' dir. Sistem en kötü çalışma şartlarında dahi kendisini yaklaşık 1,5–2 sene içerisinde geri kazanacaktır. Benzer uygulama çok kademeli absorbsiyonlu ısı yükselticileri ile buhar üretimi için kullanılabilir. Bu sayede ilk yatırım maliyetleri artarken, sistem kullanılabilme oranı da artacaktır.

Sistem üzerindeki parametreler dış ortam ve işleme şartlarına bağımlı olacaktır. Yapılan çalışmada görüldüğü üzere sistem parametrelerindeki değişimlerin sistem çalışması üzerinde kritik denebilecek etkileri vardır. Bu sistemin sağlıklı çalışması için ölçüm ve kontrol mekanizmasının otomatik olarak yapılması gerekmektedir.

Kaynaklar

- BEST, R. 1997. Modelling of single-stage and advanced absorption heat transformers operating with the water/Carrol mixture, *Applied thermal engineering*, 17(11):1111–1122
- BOUROUIS, M. 2000. Industrial heat recovery by absorption/compression heat pump using TFE-H₂O-TEGDME working mixture, *Applied thermal engineering* 20: 355–369
- BOUROUIS, M. 2004. Purification of seawater using absorption heat transformers with water-(LiBr+LiI+LiNO₃+LiCl) and low temperature heat sources, *Desalination*, 166:209–214.
- GENSSIE, A. ve S. KARL. 2000. Analysis of the process characteristics of an Absorption heat transformer with compact heat exchangers and the mixture TFE–E181, *Int. J. Therm. Sci*, 39: 30–38.
- HORUZ, İ. ve E. KUREM. 2001. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in absorption heat transformers. *Int. Comm. Heat and Mass Transfer*, 28(3): 427–438.
- MA, X. Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant, *Applied Thermal Engineering*, 23 797–806
- MINEA, V. ve F. CHIRIAC. 2006. Hybrid absorption heat pump with ammonia/water mixture - Some design guidelines and district heating application, *International Journal of Refrigeration* 29: 1080–1091
- MOSTOFIZADEH, CH. ve C. KULICK. 1998. Use of a New Type of Heat Transformer in Process Industry, *Applied Thermal Engineering*, 18: 857–874
- RIVERA, W. 2000. Experimental Evaluation Of A Single-Stage Heat Transformer Used To Increase Solar Pond's Temperature, *Solar Energy*, 69 (5): 369–376
- RIVERA, W. ve R.J. ROMERO. 2000. Evaluation of a heat transformer powered by a solar pond, *Solar Energy Materials & Solar Cells*, 64: 413–422.
- RIVERA, W. 2000. Single stage and double absorption heat transformers used to recover energy in a distillation column of butane and pentane, *International journal of energy research*, 27: 1279–1292
- SHI, J.Y.L. 2000. Performance analysis of an absorption heat transformer with different working fluid combinations, *Applied Energy*, 67: 281–292.
- SMOLEN, S. ve M. BUDNİK-RODZ. 2006. Low rate energy use for heating and in industrial energy supply systems—Some technical and economical aspects, *Energy*, 31: 2588–2603
- SCOTT, M. 1999. Experimental and theoretical study of an open multi-compartment absorption heat transformer for different steam temperatures. Part III: application to process industry, *Applied thermal engineering* 19: 431–448
- SÖZEN, A. VE H. S. YÜCESU. 2007. Performance improvement of absorption heat transformer, *Renewable Energy* 32: 267–284

- ŞENCAN, A. 2007. Different methods for modeling absorption heat transformer powered by solar pond, *Energy conversion and management*, 48: 724–735
- TUFANA, V. 1997. Heat recovery in distillation by means of absorption heat pumps and heat transformers, *Applied Thermal Engineering*, 17(2):171–178
- YAKAR, G. ve R. KARABACAK ve B.D. ALTAN. 2005. Absorbsiyonlu Soğutma Sistemleri İle Mekanik Sıkıştırılmalı Soğutma Sistemlerinin Etkinlik ve Ekserji Verimlilikleri Yönünden Karşılaştırılmaları, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 11 (2):161–169
- YAMANKARADENİZ, R. ve İ. HORUZ ve S. COŞKUN. 2002. Soğutma Tekniği ve Uygulamaları. VİPAŞ, Bursa, 607 s
- ZONGCHANG, Z. 2003. Thermodynamic performance of a new type of double absorption heat transformer, *Applied Thermal Engineering*, 23: 2407–2414
- ZONGCHANG, Z. 2005. Thermodynamic performance of a double-effect absorption heat-transformer using TFE/E181 as the working fluid

Özgeçmiş

Bener KURT, 1981 tarihinde Adana'da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Adana'da gerçekleştirdi. 1999 tarihinde Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandı. 2003 yılında Makine Mühendisi olarak mezun oldu. 2004 yılında Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Isı Opsiyonunda yüksek lisans eğitimine başladı. 2003 yılında yüksek lisans eğitimi devam ederken tekstil fabrikalarında enerji tasarrufu uygulamaları yapan ERKA Mühendislik firmasında bölge sorumlusu ve enerji tasarrufu uzmanı olarak göreve başladı. 2005 yılında ERKA Mühendislikten ayrılarak, BTM Endüstriyel Ltd. göreve başladı. Halen BTM Endüstriyel Ltd. firmasında fabrikalarda enerji tasarrufu ve projeler üzerinde çalışmaktadır.

Teşekkür

Bu günkü konuma gelmemde en büyük katkısı olan annem Melek KURT, babam Erhan KURT ve ağabeyim Değer KURT' a sonsuz sevgilerimi ve saygılarımı sunarım. Bu çalışma süresince benden manevi desteklerini esirgemeyen arkadaşlarıma, Teknik bilgi ve danışmanlığını esirgemeyen Sn Doç. Dr. İlhami HORUZ'a ve BTM Endüstriyel Ltd. ailesine, Sn. Nejdet Güzel ve Sn. Hüseyin Karışlı'ya, fabrikalarını incelememe müsaade eden bu konuda her türlü bilgiyi tarafıma tedarik eden Küçükçalık Tekstil grubuna ve Sn. Metin LEBLEBİCİ'ye özel teşekkürlerimi borç bilirim.

Saygılarımla

BENER KURT