

T.C. EGE ÜNİVERSİTESİ Fen Bilimleri Enstitüsü



ISI POMPALI ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ MODELLEMESİ VE SİMÜLASYONU

Yüksek Lisans Tezi

Arda SAVTAK

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

İzmir 2022 T.C. EGE ÜNİVERSİTESİ Fen Bilimleri Enstitüsü

ISI POMPALI ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ MODELLEMESİ VE SİMÜLASYONU

Arda SAVTAK

Danışman : Doç.Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Mühendisliği Yüksek Lisans Programı

> İzmir 2022

Arda SAVTAK tarafından yüksek lisans tezi olarak sunulan "Isı Pompalı Isı Geri Kazanım Cihazının Modellemesi ve Simülasyonu" başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesi'nin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş vetarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

<u>Jüri Üyeleri</u>:

<u>İmza</u>

Jüri Başkanı	:	
Raportör Üye	:	••••••
Üye	:	•••••

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum "Isı Pompalı Isı Geri Kazanım Cihazının Modellemesi ve Simülasyonu" başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

25 / 02 / 2022

Arda SAVTAK

ÖZET

ISI POMPALI ISI GERİ KAZANIM CİHAZININ MODELLEMESİ VE SİMÜLASYONU

SAVTAK, Arda

Yüksek Lisans Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

Şubat 2022, 100 sayfa

Bu tezde 151 pompalı 151 geri kazanım cihazının direkt genleşmeli termodinamik çevrim simülasyon yazılımı yapılmıştır. Çalışma simülasyonunun yapılabilmesi için ilk olarak bir 151 pompasında bulunan temel, kütle ve enerji eşitliğinin kurulmasını sağlayan 4 elemanın, yani kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genleşme valfinin matematiksel modellemesi incelenmiştir. Sisteme eklenebilecek olan rotor tipli 151 geri kazanım elemanının da matematiksel modellemesi yapılmıştır.

Isı pompalarının kütle ve enerji eşitliğinde optimum denklem çözümü için algoritma oluşturulmuştur. Algoritmanın çözümünde matematiksel ve istatiksel olarak lineer olmayan denklem çözüm metotları incelenmiş ve kullanılmıştır.

Simülasyon programı Java programlama dilinde yazılmıştır. Simülasyon sonuçları Friterm, Heatex, CoolSelector ve Solkane isimli HVAC piyasasında kullanılan güvenilir programlardan alınan sonuçlarla karşılaştırılıp doğrulanmıştır.

Anahtar sözcükler: Matematiksel Modelleme, Isı değiştiricisi, Isı pompası, Simülasyon, Numerik Analiz

ABSTRACT

HEAT PUMP HEAT RECOVERY SYSTEM MODELING AND SIMULATION

SAVTAK, Arda

MSc in Mechanical Eng.

Supervisor: Assoc. Dr. Mustafa Turhan ÇOBAN

February 2022, 100 pages

In this thesis, direct expansion thermodynamic cycle simulation software of heat pump heat recovery device is made. In order to simulate the operation, first of all, the mathematical modeling of the four elements, namely the compressor, condenser, evaporator and expansion valve, in a heat pump, which provides the foundation, mass and energy equality, was examined. The mathematical modeling of the rotor type heat recovery element, which can be added to the system, has also been made.

An algorithm has been created for the optimum equation solution in the mass and energy equation of heat pumps. In the solution of the algorithm, mathematical and statistically non-linear equation solution methods were examined and used.

The simulation program is written in Java programming language. The simulation results were compared and verified with the results obtained from reliable programs used in the HVAC market named Friterm, Heatex, CoolSelector and Solkane.

Key words: Mathematical Modeling, Heat exchanger, Heat pump, Simulation, Numerical Analysis

ÖNSÖZ

Mühendislikte uygulanan ana prensiplerden biri, bir problemin çözümünün optimizasyonunu yapmaktadır. Bu prensibe dayanarak geliştirilen yazılımlar geleceğin dünyasını şekillendirmektedir.

İZMİR

25/02/2022

Arda SAVTAK

İÇİNDEKİLER

		<u>Sayfa</u>
ΕΤΪΚ ΚΙ	URALLARA UYGUNLUK BEYANI	V
ÖZET		VII
ABSTRA	ACT	XI
ÖNSÖZ		X
İÇİNDE	KİLER	XI
ŞEKİLL	ER DİZİNİ	XVI
TABLO	LAR DİZİNİ	XX
SİMGEL	LER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XXII
1. 0	GİRİŞ	1
1.1.	HVAC SİSTEMLERİ	2
1.2.	HAVADAN HAVAYA ISI GERI KAZANIM	4
1.2.1.	Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması	5
1.3.	DİREKT GENLEŞMELİ SİSTEM	7
1.3.1.	Soğutma/Isı pompası çevrimi elemanları	8
1.4.	ISI GERİ KAZANIMLI ISI POMPASI	14

1.5.	MATEMATİKSEL MODELLEME VE SİMÜLASYON16
1.6.	OPTİMİZASYON17
1.6.1.	Matematiksel formülasyon17
1.6.2.	Sürekli ve ayrık optimizasyon18
1.6.3.	Kısıtlı ve kısıtsız optimizasyon18
1.6.4.	Global ve yerel optimizasyon19
1.6.5.	Stokastik ve determinist optimizasyon19
1.6.6.	Optimizasyon algoritmaları20
2. IS	SI POMPASI KOMPONENT MODELLERİ22
2.1.	KOMPRESÖR MODELLEMESİ
2.2. TANIMI	KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN GEOMETRİK 24
2.2.1.	Hava tarafı ısı transferi ve basınç kaybı
2.3.	BORU İÇİ AKIŞ HESAPLARI30
2.3.1.	Tek fazlı iç akış
2.3.2.	Çift fazlı iç akış
2.4.	KANATLI BORULU ISI DEĞİŞTİRİCİLERİNİN MODELLEMESİ 38
2.4.1.	Hava yoğuşmasız hesap

2.4.2.	Hava yoğuşmalı hesap41
2.5.	YOĞUŞTURUCU MODELLEMESİ51
2.5.1.	Kızgın buhar bölümü52
2.5.2.	Çift faz bölümü53
2.5.3.	Sıvı faz bölümü54
2.6.	BUHARLAŞTIRICI MODELLEMESİ56
2.6.1.	Çift faz bölümü57
2.6.2.	Kızgın buhar bölümü58
2.7.	ROTORLU TİP ISI GERİ KAZANIMI
2.7.1.	Rotor geometrik tanımı
2.7.2.	Rotor 1s1 transferi
2.7.3.	Rotor basınç kaybı65
3.	SİMÜLASYON67
3.1.	ISI POMPASI SİMÜLASYON ALGORİTMASI67
3.2.	SİMÜLASYON YAZILIMI69
4.	SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME71
4.1.	MODEL SONUÇLARI71
4.1.1.	Kompresör71

İÇİNDEKİLER (devam)

4.1.2.	Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu
4.1.3.	Rotor Tip Isı Değiştirici75
4.2.	SİMÜLASYON SONUÇLARI80
4.2.1.	Isı geri kazanımsız ısıtma simülasyonu sonuçları
4.2.2.	Rotorlu 1sı geri kazanımlı 1sıtma simülasyonu sonuçları
4.2.3.	Isı geri kazanımsız soğutma simülasyonu sonuçları
4.2.4.	Rotorlu 1sı geri kazanımlı soğutma simülasyonu sonuçları
4.2.5.	Enerji verimliliği COP/EER
4.2.6.	Enerji verimliliği SCOP/SEER91
4.3.	DEĞERLENDİRME92
4.4.	ÖNERİLER94
KAYNA	KLAR DİZİNİ95
TEŞEKK	
ÖZGEÇN	MİŞ100

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1. Örnek bir hijyenik klima santrali	2
Şekil 1.2. Örnek bir havalandırma sistemi	3
Şekil 1.3. Isı geri kazanımlı uygulama	4
Şekil 1.4. Reküperatör Örneği	5
Şekil 1.5.Rejeneratör Örrneği	6
Şekil 1.6.Soğutma Çevrimi	7
Şekil 1.7.Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisi	9
Şekil 1.8.Pistonlu kompresör	10
Şekil 1.9.Scroll kompresör	10
Şekil 1.10.Vidalı kompresör	10
Şekil 1.11.Termostatik Genleşme Valfi	11
Şekil 1.12.Sıvı Deposu	12
Şekil 1.13.Filtre Kurutucu	12
Şekil 1.14.Akış kontrol camı	12
Şekil 1.15.Çek Valf	12

Şekil	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.16.Dört Yollu Vana	13
Şekil 1.17.Isı geri kazanımlı ısı pompası gösterimi	14
Şekil 1.18. Isı Pompası, iç ünite soğutma modunda	14
Şekil 1.19. Isı Pompası, iç ünite ısıtma modunda	15
Şekil 1.20.Örnek bir model grafiği	18
Şekil 1.21.Global ve yerel maksimum minimum fonksiyon	19
Şekil 2.1. Soğutma çevrimi şematik gösterim	22
Şekil 2.2.Örnek batarya yapısı	24
Şekil 2.3.Batarya boru ve kanatların geometrik parametreleri	24
Şekil 2.4.Tek fazlı iç akış, hava yoğuşmasız	38
Şekil 2.5.Çift fazlı iç akış, hava yoğuşmasız	40
Şekil 2.6.Tek fazlı iç akış, hava tam yoğuşmalı	42
Şekil 2.7.Tek fazlı iç akış, hava kısmi yoğuşmalı	44
Şekil 2.8.Çift fazlı iç akış, hava kısmi yoğuşmalı	48
Şekil 2.9.Çift fazlı iç akış, hava tam yoğuşmalı	50

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.10. Rotor Geometrik Tanım	59
Şekil 2.11. Rotor levha parçası	59
Şekil 2.12. Sinüs dalgası orta eksen	60
Şekil 3.1. Simülasyon çözüm algoritması	68
Şekil 3.2. Simülasyon yazılımı grafik kullanıcı ara yüzü	69
Şekil 3.3. Post-Process Enerji verimliliği hesap ekranı	70
Şekil 3.4. Simülasyon sonucu yazılım tarafından oluşturulan log p-h grafiği	70
Şekil 4.1. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının değişimine göre kompresör akışkan debisi	rün 71
Şekil 4.2. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının değişimine göre kompresör güç tüketimi	rün 72
Şekil 4.3. Taze hava çıkışı kuru termometre sıcaklıklarının hava debisine g değişimi	öre 76
Şekil 4.4. Geri dönüş havası çıkışı kuru termometre sıcaklıklarının hava debis göre değişimi	ine 77
Şekil 4.5. Sıcaklık verimlerinin hava debisine göre değişimi	77
Şekil 4.6. Kapasitelerin hava debisine göre değişimi	78

Şekil	<u>Sayfa</u>
Şekil 4.7. Taze hava çıkışı basınç kaybının hava debisine göre değişimi	.78
Şekil 4.8. Geri dönüş hava çıkışı basınç kaybının hava debisine göre değişimi	.79
Şekil 4.9. Isı geri kazanımsız ısı pompası sisteminin şematik gösterimi	.80
Şekil 4.10. Rotorlu ısı geri kazanımlı ısı pompası sisteminin şematik gösterimi	.81
Şekil 4.11. CoolSelector yazılımı veri giriş ara yüzü	.83
Şekil 4.12. Solkane yazılımı veri giriş ara yüzü	.83
Şekil 4.13. Simülasyon verimlilik hesabında kullanılan fanın çalışma eğrisi	.90

TABLOLAR DİZİNİ

<u>Tablo</u> <u>Sayfa</u>
Tablo 4.1. MTZ032-4 kompresör akışkan kütlesel debi polinom katsayıları71
Tablo 4.2. MTZ032-4 kompresör güç tüketimi polinom katsayıları
Tablo 4.3. Aşırı ısıtma sıcaklığına göre kütlesel debi karşılaştırma tablosu73
Tablo 4.4. Buharlaştırıcı modellerinin karşılaştırması
Tablo 4.5. Yoğuşturucu modellerinin karşılaştırılması 75
Tablo 4.6. Rotor tip 1s1 değiştiricisi sabit tutulan parametreler76
Tablo 4.7. Simülasyonda kullanılan bataryaların geometrik notasyonları81
Tablo 4.8. Mahal ısıtma ve mahal soğutma için simülasyon girdileri
Tablo 4.9. Rotor tip 1s1 değiştiricisi notasyonu 82
Tablo 4.10. Isı geri kazanımsız ısıtma simülasyonu sonuçları
Tablo 4.11. Isı geri kazanımsız ısıtma simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması.85
Tablo 4.12. Rotorlu 1sı geri kazanımlı 1sıtma simülasyonu sonuçları
Tablo 4.13. Isı geri kazanımlı ısıtma simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması86
Tablo 4.14. Isı geri kazanımsız soğutma simülasyonu sonuçları
Tablo 4.15. Isı geri kazanımsız soğutma simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması87

TABLOLAR DİZİNİ(devam)

Tablo	<u>Sayfa</u>
Tablo 4.16. Rotorlu 1sı geri kazanımlı soğutma simülasyonu sonuçları	87
Tablo 4.17. Isı geri kazanımlı soğutma simülasyon sonuçlarının karşılaşt	ırılması88
Tablo 4.18. COP sonuçları	90
Tablo 4.19. EER sonuçları	90
Tablo 4.20. SEER sonuçları	91
Tablo 4.21. SCOP sonuçları	91

Simgeler Açıklama Ci AHRI 540 standardına göre kompresör polinom sabitleri T_e Buharlaştırıcı buharlaşma sıcaklığı [°C] Yoğuşturucu yoğuşma sıcaklığı [°C] T_c Kütlesel debi [kg/s] 'n Özgül hacim [kg/m3] v Entalpi [J/(kg.K)] h Ŵ Kompresör gücü [J/s] FPM Metre başına düşen kanat sayısı FPI İnç başına düşen kanat sayısı Kanatlar arası dikey mesafe [m] p_f Kanat(levha) kalınlığı[m] t İki kanat arasındaki en kısa mesafe [m] S p_t Borular arası düşey mesafe [m] Borular arası yatay mesafe [m] p_l Batarya hava geçiş kesiti alanı [m²] A_{kanal} Yatay boru uzunluğu [m] L_{boru} $N_{\rm fin}$ Yatay borunun üzerindeki kanat sayısı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
x _f	Kanat genişliği [m]
p_d	Kanat yüksekliği [m]
se c $ heta$	Kanat dalgalanma faktörü
A _c	Bataryanın boş kesit alanı [m ²]
A _{kanat}	1 kanadın toplam alanı [m²]
N _{kanat}	Toplam kanat sayısı
D	Boru dış çapı [m]
N _{boru / sıra}	1 sıradaki boru sayısı
A _{1 kanat}	1 kanadın hava ile temas eden yüzey alanı [m ²]
Н	Batarya yüksekliği [m]
A_f	Bütün kanatların hava ile temas eden yüzey alanı [m2]
$A_{a, ext{ toplam}}$	Bataryada hava ile temas eden toplam alan [m ²]
$ ho_{ha}$	Kuru hava yoğunluğu [kg/m³]
W	Bağıl nem
v _{ha}	Kuru hava özgül hacmi [m ³ /kg]
<i>V</i> _{ha}	Kuru hava hacimsel debisi [m ³ /s]
\dot{m}_{ha}	Kuru hava kütlesel debisi [kg/m3]

Simgeler	Açıklama
u	Hız [m/s]
u _{max}	Kuru hava maksimum hızı [m/s]
Pr	Prandlt sayısı
$C_{p,ha}$	Kuru havanın ısı kapasitesi [J/(kg.K)]
μ_{ha}	Kuru havanın dinamik viskozitesi [Pa.s]
Re _D	Boru dış akış Reynolds sayısı
j	Colburn j faktörü
h _a	Havanın ısı transferi katsayısı [W/(m ² .K)]
$f_{a, ext{ toplam}}$	Hava tarafı basınç kaybı sürtünme faktörü
G _e	Hava kütle akısı [kg/(s.m²)]
Δp_a	Hava tarafı basınç kaybı [Pa]
r_{f}	Kanat geometrik faktörü
r	Boru iç yarıçapı [m]
X_D	Borular arasındaki en kısa çapraz mesafe [m]
X_T	Borular arası düşey mesafenin yarısı [m]
m _f	Kanat verim parametresi
ϕ	Kanat verim parametresi

<u>Simgeler</u>	Açıklama
η_f	Kanat yüzey 1sı transfer verimi
η_a	Batarya yüzey verimi
k _{kanat}	Kanat 1s1 iletim katsay1s1 [W/(m.K)]
k _{boru}	Boru 1s1 iletim katsayısı [W/(m.K)]
D _i	Boru iç çapı [m]
μ	İç akışkanın dinamik viskozitesi [Pa.s]
f	İç akış sürtünme faktörü
A	Türbülanslı akış sürtünme Churchill eşitliği katsayısı
В	Türbülanslı akış sürtünme Churchill eşitliği katsayısı
G	İç akış kütle akısı [kg/(s.m²)]
$\frac{dp}{dz}$	Basınç gradyanı [Pa/m]
ν	Özgül hacim [m³/kg]
Δp	Basınç kaybı [Pa]
L	Boru uzunluğu [m]
h	Boru içi 1sı transfer katsayısı [W/(m ² .K)]
Re _g	Doymuş buhar Reynolds sayısı
Re _f	Doymuş sıvı Reynolds sayısı

<u>Simgeler</u>	Açıklama
x	Buhar kalitesi
μ_g	Doymuş buhar dinamik viskozite [Pa.s]
μ_f	Doymuş sıvı dinamik viskozite [Pa.s]
X	Lockhart-Martinelli parametresi
С	Basınç gradyeni çarpanı
ϕ_g	Doymuş buhar basınç gradyeni çarpanı
ϕ_f	Doymuş sıvı basınç gradyeni çarpanı
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f$	Doymuş sıvı sürtünme basınç gradyeni [Pa/m]
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g$	Doymuş buhar sürtünme basınç gradyeni [Pa/m]
$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,2\phi}$	Çift fazlı akış basınç gradyeni [Pa/m]
$\overline{\Delta p_{f,2\phi}}$	Çift fazlı iç akış sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı [Pa]
E	Lockhart-Martinelli akış boşluğu parametresi
v_g	İç akışkan doymuş buhar özgül hacmi [m³/kg]
v_f	İç akışkan doymuş sıvı özgül hacmi [m³/kg]
Δp_A	Çift fazlı iç akış ivmelenmeden kaynaklı basınç kaybı [Pa]
Со	İç akışkan buharlaşma taşınım sayısı

<u>Simgeler</u>	Açıklama
Fr _l	Froude sayısı
Во	Kaynama parametresi
h_l	Çift fazlı akışın sıvı kısmının ısı transferi katsayısı [W/(m ² .K)]
k _f	Çift fazlı akışın sıvı kısmının ısı iletim katsayısı [W/(m.K)]
$q^{\prime\prime}$	Isi akisi [W/m ²]
h_{fg}	İç akışkanın sıvı ve gaz fazının entalpi farkı [J/(kg.K)]
ψ	Buharlaşma iç akış ısı transferi hesap katsayısı
ψ_{cb}	Buharlaşma iç akış ısı transferi hesap katsayısı
ψ_{bs}	Buharlaşma iç akış ısı transferi hesap katsayısı
$h_{2\phi}(x)$	Belirli buhar fazındaki iç akış ısı transferi katsayısı [W/(m ² .K)]
$\overline{h_{2\phi}}$	Çift fazlı ortalama ısı transferi katsayısı [W/(m ² .K)]
U	Ortalama 1s1 transferi katsay1s1 [W/(m ² .K)]
A _a	Boru dışı akışkanın ısı transfer alanı [m²]
A _r	Boru içi akışkanın ısı transfer alanı [m²]
$c_{p,a}$	Boru dışı akışkan ısı kapasitesi [J/(kg.K)]
C _{p,r}	Boru içi akışkan ısı kapasitesi [J/(kg.K)]
C_{\min}	Minimum 151 kapasite miktarı

<u>Simgeler</u>	Açıklama
C _{maks}	Maksimum 1s1 kapasite miktarı
Ntu	Isı transfer ünitesi sayısı
A	Isı transfer alanı [m ²]
C _r	Isı kapasite miktarı oranı
С*	Dış akışkanın iç akışkana olan ısı kapasite miktarı oranı
ε	Etkenlik
Ż	Isı transferi [J/s]
\dot{m}_a	Boru dışı akışkanın kütlesel debisi [kg/s]
$T_{a,i}$	Boru dışı akışkan giriş sıcaklığı [°C]
T _{a,o}	Boru dışı akışkan çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{s,i}$	Boru yüzeyi giriş sıcaklığı [°C]
$T_{s,o}$	Boru yüzeyi çıkış sıcaklığı [°C]
A _o	Boru dış alanı [°C]
A _i	Boru iç alanı [°C]
T _{sat,r}	Boru içi çift faz dönüşüm sıcaklığı [°C]
h _{a,sat,r,i}	Boru dışı yoğuşma entalpisi [J/(kg.K)]
C _S	Boru dışı yoğuşma özgül 15151 [J/(kg.K)]

<u>Simgeler</u>	Açıklama
<i>m</i> *	Efektif nemli hava kütle oranı
Ntu _{wet}	Boru dışının nemli olduğu durumda ısı transfer ünite sayısı
Ntu _{dry}	Boru dışının kuru olduğu durumda ısı transfer ünite sayısı
Ntu _o	Boru dışı ısı transfer ünite sayısı
Ntu _i	Boru içi 1sı transfer ünite sayısı
h _{a,o}	Boru dışı akışkan çıkış entalpisi [J/(kg.K)]
$h_{a,i}$	Boru dışı akışkan giriş entalpisi [J/(kg.K)]
E _{wet}	Boru dışı yoğuşma durumunda etkenlik
\dot{Q}_{wet}	Boru dışı yoğuşma durumunda ısı transferi [J/s]
T _{r,o}	Boru iç akışkan çıkış sıcaklığı [°C]
$T_{r,i}$	Boru iç akışkan giriş sıcaklığı [°C]
\dot{m}_r	Boru içi akışkan kütlesel debisi [kg/s]
T _{s,e}	Efektif boru dışı yoğuşma yüzey sıcaklığı [°C]
h _{a,s,sat,e}	Efektif boru dışı yoğuşma yüzey entalpisi [J/(kg.K)]
$\dot{Q}_{f,dry}$	Boru dışında yoğuşma olmayan bölgedeki ısı transferi [J/s]
$\dot{Q}_{f,wet}$	Boru dışında yoğuşma olan bölgedeki ısı transferi [J/s]
$T_{r,x}$	İç akışkanın nemli ve kuru bölge kesişim sıcaklığı [°C]

Simgeler	Açıklama
$T_{a,x}$	Dış akışkanın nemli ve kuru bölge kesişim sıcaklığı [°C]
$h_{a,x}$	Dış akışkanın nemli ve kuru bölge kesişim entalpisi [J/(kg.K)]
$\mathcal{E}_{f, dry}$	Boru dışı yoğuşma olmayan bölgedeki etkenlik
E _{f,wet}	Boru dışı yoğuşma bölgesindeki etkenlik
$f_{ m dry}$	Boru dışı kuruluk oranı
T_{dp}	Boru dışı akışkan yoğuşma sıcaklığı [°C]
W _{buh-faz}	Bataryadaki soğutucu akışkanın kızgın buhar bölge oranı
W _{çift-faz}	Bataryadaki soğutucu akışkanın çift faz bölge oranı
W _{s1v1} -faz	Bataryadaki soğutucu akışkanın sıvı faz bölge oranı
L _{devre}	Batarya toplam boru uzunluğu [m]
$L_{ m buh-faz}$	Buhar fazdaki soğutucu akışkanın geçtiği borunun uzunluğu [m]
$L_{ m cift-faz}$	Çift fazdaki soğutucu akışkanın geçtiği borunun uzunluğu [m]
L _{sivi-faz}	Sıvı fazdaki soğutucu akışkanın geçtiği borunun uzunluğu [m]
$A_{a, \text{ buh-faz}}$	Buhar fazdaki soğutucu akışkanın batarya hava temas alanı [m²]
$A_{a, m cift-faz}$	Çift fazdaki soğutucu akışkanın batarya hava temas alanı [m²]
$A_{a, sivi-faz}$	Sıvı fazdaki soğutucu akışkanın batarya hava temas alanı [m2]
$\dot{m}_{a, ext{ buh-faz}}$	Soğutucu akışkanın buhar fazlı bölümündeki hava debisi [kg/s]

Simgeler	<u>Açıklama</u>
$\dot{m}_{a, m cift-faz}$	Soğutucu akışkanın çift fazlı bölümündeki hava debisi [kg/s]
$\dot{m}_{a, m sivi-faz}$	Soğutucu akışkanın sıvı fazlı bölümündeki hava debisi [kg/s]
Ψ	Türetilmiş etkenlik terimi
T _{yoğ,r}	Soğutucu akışkan yoğuşma sıcaklığı [°C]
€ _{çift−faz}	Bataryanın çift fazlı bölümündeki etkenlik
$x_{ m o,}r$, çift-faz	Çift fazda çıkış buhar kalitesi
E _{sivi-faz}	Bataryadaki soğutucu akışkan sıvı fazlı bölümdeki etkenlik
$\dot{Q}_{ m sivi-faz}$	Bataryadaki soğutucu akışkan sıvı fazlı bölümdeki ısı transferi [J/s]
$\dot{Q}_{ m hedef}$	Optimizasyon için hedeflenen 1sı transferi [W]
$\dot{Q}_{ m cift-faz}$	Bataryadaki soğutucu akışkan çift fazlı bölümdeki ısı transferi [W]
Ai	Rotor levha alanları [m ²]
k	Rotor kalınlığı[m]
D _{iç}	Rotor en iç dairesel levha çapı [m]
D _{dış}	Rotor en dış dairesel levha çapı [m]
hs	Rotor levha dalga yüksekliği [m]
gs	Rotor levha dalga genişliği [m]
L _o	Rotor sinüs dalgası eksen uzunluğu [m]

<u>Simgeler</u>	Açıklama
L _s	Rotor sinüs dalgası uzunluğu [m]
A _{rotor}	Rotor toplam 1s1 transfer alan1 [m ²]
\mathcal{E}_0	Ters akışlı ısı değiştirici etkenliği
C _c	Soğuk akışkanın ısı kapasite debisi [J/(s.K)]
C _h	Sıcak akışkanın ısı kapasite debisi [J/(s.K)]
C _{min}	Minimum 1s1 kapasite debisi [J/(s.K)]
C _{maks}	Maksimum 1s1 kapasite debisi [J/(s.K)]
C _{pc}	Soğuk akışkanın ısı kapasitesi [J/(kg.K)]
c _{ph}	Sıcak akışkanın ısı kapasitesi [J/(kg.K)]
h _c	Isı değiştiricisinin soğuk akışkan ısı transferi katsayısı [J/(m².K)]
h _h	Isı değiştiricisinin sıcak akışkan ısı transferi katsayısı [J/(m ² .K)]
A _h	Isı değiştiricisinin sıcak akışkan ısı transferi alanı [m²]
A _{cc}	Isı değiştiricisinin soğuk akışkan ısı transferi alan [m²]
Nu∞	Nusselt faktörü
Nu	Nusselt sayısı
ψ	Nusselt boyut faktörü
ψ_∞	Nusselt boyut faktörü

Simgeler	Açıklama
d^*	Dairesel olmayan kanallardaki 1s1 transferi geometrik katsayı
n	Dairesel olmayan kanallardaki 1s1 transferi geometrik katsayı
ϕ	Isı transferi geometrik katsayı
ϕ_∞	Isı transferi geometrik katsayı faktörü
$\Delta \phi$	Isı transferi geometrik katsayı faktörü
Φ	Isı transferi faktörü
Ζ	Geometrik 1s1 transferi faktörü
$d_{ m eq}$	Kanal eşdeğer çapı
k _r	Rotor levha 1s1 iletim katsay1s1 [J/(m.K)]
φ_r	Rotor etkenlik çarpanı
C_r^*	Rotor tip 1s1 değiştiricisinin 1s1 kapasite oranı
C _{rr}	Rotor 1s1 kapasite debisi [J/(s.K)]
Cs	Rotor levha 151 kapasitesi [J/(kg.K)]
m _s	Rotor levha kütlesi [kg]
Ν	Rotor devri [devir/s]
е	Porozite
ρ	Yoğunluk [kg/m³]

Simgeler	Açıklama
A _{ÖnAçık}	Rotorun ön yüzünün hava geçen alanı [m²]
A _{ÖnToplam}	Rotorun ön yüzünün alanı [m²]
T _{buh}	Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığı [°C]
T _{yoğ}	Soğutucu akışkanın yoğuşturucudaki yoğuşma sıcaklığı [°C]
x _{buh}	Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş buhar kalitesi
$\Delta T_{a\iota,{ m yo}m{ m g}}$	Aşırı ısıtma sıcaklığı [°C]
$\Delta T_{as, \text{ buh}}$	Aşırı soğutma sıcaklığı [°C]
Δ <i>T</i> aı, yoğ,hedef	Hedeflenen aşırı ısıtma sıcaklığı [°C]
$\Delta T_{as, \text{ buh,hedef}}$	Hedeflenen aşırı soğutma sıcaklığı [°C]
T _{buh}	Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdaki buharlaşma sıcaklığı [°C]
$T_{\zeta KT}$	Rotor tip 1s1 değiştiricisi çıkış kuru termometre sıcaklığı [°C]
T _{ÇRH}	Rotor tip 1s1 değiştiricisi çıkış kuru termometre sıcaklığı [°C]
ΔΡ1	Rotor tip 1sı değiştiricisi taze hava tarafı basınç kaybı [Pa]
ΔΡ2	Rotor tip ısı değiştiricisi geri dönüş hava tarafı basınç kaybı [Pa]
ηΤ	Isı değiştirici sıcaklık verimi [%]
KT	Kuru termometre sıcaklığı [°C]
YT	Yaş termometre sıcaklığı[°C]
1. GİRİŞ

Günümüzde mahal iklimlendirmelerinde cihaz tasarımlarının optimizasyonu enerji verimliliği ve çevre dostu olması açısından çok önemlidir. Bu tezde kanatlı borulu ısı değiştiricisinin çalışma durumunun durağan halde incelenmesi ve modellemesi yapılmıştır. Yapılan yaklaşımlar sonucunda oluşturulmuş simülasyon programında boyutları ve akışkan sınır koşulları verilen buharlaştırıcı, yoğuşturucu, kompresör ve ısı geri kazanım hesap sonuçları birbiriyle uyum içinde çalışmaktadır. Isı değiştiricili ısı pompalarının verimli bir şekilde çalışmasını sağlamak için numerik optimizasyon yapılmıştır. Programın kullanımı, üretilecek ürünlerin prototip ve test aşamaları için ek bir doğrulama kaynağı olmasıyla üretim süreçlerinin verimini arttıracaktır.

Isı pompalı ısı değiştiricilerinin her elemanının modellenmesi ve optimizasyon algoritmasının çalıştırılması için JAVA programlama dilinden yararlanılmıştır. Model hesaplarında hava ve soğutucu akışkan termofiziksel şartlarınının belirlenmesi için CoolProp(Bell 2021) ve SCO1(Çoban 2021) yazılımlarından yararlanılmıştır. Termodinamik çevrim hesaplarının doğrulanmasında Friterm, CoolSelector ve Solkane programları kullanılmıştır.

1.1. HVAC Sistemleri

Isıtma, havalandırma ve iklimlendirme sistemleri (HVAC), insan konforunu, enerji verimliliği ve hijyeni esas almaktadır. Su sistemleri, hava-su sistemleri ve hava sistemleri olmak üzere üçe ayrılmaktadır(Seyam 2018).

• Su Sistemleri

Çalışma akışkanı olarak su kullanılmaktadır. Bu sistemlerde soğutulmuş su ile soğutma, ısıtılmış su ile ısıtma sağlanmaktadır. Sistem mahale yalnızca su sağladığından dolayı su ile hava arasında ısı transferinin başka bir ünite tarafından yapılması gerekmektedir.

Hava-Su Sistemleri

Hava ve su sistemlerinin arasındaki ısı transferi merkezi bir sistemden dağılarak gerçekleşmektedir. Sıcak veya soğuk su borulama sistemleri ile ısıtma ve soğutma kapasitesini karşılayacak şekilde havalandırma ile bağlantısı kurulmaktadır. Otomasyon sistemi diğer HVAC sistemlerine göre daha karmaşıktır. Yüksek katlı binalarda ve otellerde yaygın olarak kullanılan sistemlerdir.

• Tüm Hava Sistemleri

Tüm hava sistemleri, havanın iklimlendirmesini merkezi olarak sağlamaktadır. İklimlendirme prosesleri için santrallerin içinde ek iklimlendirme ekipmanları bulunmaktadır. Şekil 1.1'de örnek bir hijyenik klima santrali verilmiştir.



Şekil 1.1. Örnek bir hijyenik klima santrali

Klima santralleri damper, filtre, karışım odası, havadan havaya ısı geri kazanım eşanjörü, fan, nemlendirici, nem tutucu, damla tutucu ünitelerinden oluşmaktadır. Klima santralleri hava kanallarına bağlanarak iklimlendirilmesi gereken mahallere istenilen özelliklerde koşullandırılmış havayı göndermektedir(Seyam 2018).



Şekil 1.2. Örnek bir havalandırma sistemi

Bir havalandırma sistemi, havanın psikrometrik özelliklerini değiştirmeyi, uygun miktarda havayı doğru HVAC elemanlarına yönlendirmesi ile sağlamaktadır. Şekil 1.2'de örnek bir havalandırma sisteminin şeması gösterilmiştir.

Havalandırma sistemindeki ana elemanlar, ısıtmayı ve soğutmayı sağlayan ekipmanlar ve havanın taşımını sağlayan fanlardan oluşur. Bir iklimlendirme cihazı tasarlanırken havanın psikrometrik özelliklerinin değişimi için mahalin ısıtma ve soğutma yükleri hesaplanmalıdır. Dış ortam, binanın yapısal özellikleri, kullanılacak mahal tipi ve mahalde istenen özelliklere göre tasarlanacak cihazların özellikleri değişmektedir. Cihazların ana elemanları istenilen kriterleri sağlayacak şekilde seçilmelidir. Isıtma ve soğutma yüklerinin yeterli miktarda karşılanabilmesi için sistemdeki ana ısıtıcı ve soğutucu bataryaların seçimi doğru şekilde yapılmalı, gereken koşullarda verimlilik için ısı geri kazanımı uygulamaları tercih edilmelidir.

1.2. Havadan Havaya Isi Geri Kazanım

Hava sistemlerindeki ısı geri kazanım uygulamalarında mahalden geri dönen hava ile taze hava arasında ısı transferi olur.

Şartlandırılması istenilen taze havanın şartlanacak termofiziksel özellikleri egzoz havasına yakındır. Bu sebeple taze havanın sıcaklığını egzoz havasına yaklaştırmak için havadan havaya ısı transferi yapabilecek bir ısı geri kazanım uygulaması yapılır. Isı geri kazanım uygulamaları hava karışmalı veya hava karışmasız olabilir.







Şekil 1.3. Isı geri kazanımlı uygulama

Uygulama sayesinde atık ısıdan enerji kazancı olmaktadır, bu sayede klima sistemindeki komponentlerin harcadığı enerji azalmaktadır(Şekil 1.3). Komponentler ısı geri kazanım cihazı sayesinde daha az kapasitede çalışabilecektir. Bu durumda ekipmanlar daha küçük ve daha az enerji tüketecek şekilde seçilebilir.

Klima sistemlerinde kullanılan ısı geri kazanım yapan ısı değiştiricilerinin çalışma özellikleri VDI 2071 (Beuth Verlag 1997) standardında tanımlanmıştır. EN 308(Kaya and Küçüka 2014) standardına göre geri kazanım yapan ısı değiştiricilerinin testleri yapılmaktadır.

1.2.1. Isı değiştiricilerinin sınıflandırılması

Isı değiştiricileri reküperatif ve rejenatif olarak iki gruba ayrılmaktadır. Isı değişim mekanizmasına göre reküperatif ısı değiştiricilerinde plakalı, borulu ve kanatlı borulu tipler mevcuttur. Eğer ısı değiştiricilerindeki akışkanlar tek fazlıysa bu ısı değiştiricisi duyulur ısı değiştiricisi olarak, faz değişimi mevcutsa gizli ısı değiştiricileri olarak sınıflandırılır.

Akışa göre, paralel akışlı, ters akışlı ve çapraz akışlı tip olarak sınıflandırılırlar. Paralel akışlı ısı değiştiricilerinde ısı değiştiricisi içindeki ayrı halde olan akışkanlar aynı bölgeden girip birbirlerine paralel olacak şekilde akış yaparlar, çıkış bölgesi aynıdır. Ters akışlı tipte akış paralel olabilse de akışkanların giriş ve çıkış yerleri birbirine göre zıt tarafta olmaktadır. Çapraz akışlı tipte akışkanlar birbirine dik haldedir. Akışkanlar arasında karışım sağlanabilir.

Kompaktlığa göre sınıflandırıldığında ısı değiştiricisinde hava ile temas halinde olan alanının ısı değiştirici hacmine göre oranı olan yüzey alanı yoğunluğu hesaplanır. Buna göre yüzey alan yoğunluğu 700 (1/m)'den büyükse ısı değiştiricisi kompakt, değilse kompakt değildir(Bulgurcu, Koçyiğit, and Konuk 2020).

1.2.1.1.Reküperatörler

Reküperatörlerde ısı transferi kanallar veya borular aracılığı ile yapılmaktadır. Şekil 1.4'de sreküperatör örneği verilmiştir(Bulgurcu, Koçyiğit, and Konuk 2020).



Şekil 1.4. Reküperatör Örneği

Reküperatörlerde 1sı transferini sağlayan, 1sı ileten bölmeler aracılığıyla ayrılan akışkanlar sürekli olarak akış halindedir.

1.2.1.2.Rejeneratörler

Rejeneratörlerde 1s1 depolaması ve depolanan 1sının geçiş mekanizması önem taşımaktadır. Buna göre 1sının geçişini sağlayacak olan rejenertörün 1s1 depolama ve 1s1 aktarma zamanı bakımından uygun bir çalışma yapısı olması gereklidir. Şekil 1.5'de HVAC sistemlerinde kullanımı yaygın olan rotorlu (döner veya tekerli olarak da adlandırılır) tip 1s1 tekeri örneği verilmiştir(Bulgurcu, Koçyiğit, and Konuk 2020).



Şekil 1.5.Rejeneratör Örrneği

Bir rejeneratör sabit veya hareketli olabilir. Rotorlu olan rejeneratif tipteki 1s1 değiştiricilerde bir n zaman aralığında sıcak akışkan, üzerinden geçtiği matrise 1s1 aktarımı yapar, n+1 zaman aralığında 1s1nmış bölge soğuk akışkan ile temas edip ve soğuk akışkana 1s1 aktarımı yapar. Bir rejeneratör sabit tip de olabilir. Buna göre sıcak veya soğuk akışkan belirli zaman aralıklarında rejeneratif bir metaryele sahip olan rejeneratör matrisi üzerinde temasta bulunarak matrise 1s1 depolaması veya matristen 1s1 alımı yapar.

1.3. Direkt Genleşmeli Sistem

Soğutma çevriminin temel işlevi bir ortamı sıcak diğer ortamı soğuk tutmaktır. Ana elemanları basınçlandırıcı (kompresör), yoğuşturucu (kondenser), buharlaştırıcı (evaporatör) ve genleşme valfınden oluşmaktadır. Ek olarak çevrimin doğru bir şekilde yapılabilmesi için boru hatları, sıvı deposu, filtre kurutucular, tek yönlü valf ve gözetleme camları kullanılmaktadır. Soğutma çevrimi ters yönde de çalışabilecek şekilde tasarlandığında ısı pompası olmaktadır. Bu durumda devre tasarımına dört yollu valf eklenmektedir.

Soğutma çevrimindeki mekanizma soğutucu akışkanı soğutmak ve soğumuş soğutucu akışkana soğutulacak sıcak ortamdan ısı geçişinin sağlanmasıdır. Bu durumda mekanizmanın soğutucu akışkanı soğutacak bir şekilde çalışması gerekir. Bunun için akışkanların termofiziksel özelliklerinden yararlanılır. Bir soğutucu akışkanın sıkıştırılması durumunda basıncı ve sıcaklığı artacaktır. Basıncı sabit halde tutularak faz değişimi sağlandığında ve sonrasında basıncı düşürüldüğünde akışkanın sıcaklığı ilk duruma göre düşük olacaktır.



Şekil 1.6.Soğutma Çevrimi

Şekil 1.6'da soğutma çevrimi verilmiştir. 1'den 8'e kadar verilmiş sıra, soğutucu akışkanın izlediği yolu ve geçirdiği termofiziksel özellik değişimini tanımlamaktadır. Buharlaşmış olması beklenen soğutucu akışkan sıkıştırılmak üzere kompresöre giriş yapar. 1-2 arasında kompresör soğutucu akışkanı sıkıştırır, akışkanın sıcaklığını ve basıncını arttırır. 3-3' arasında kızgınlık alma bölümü vardır. Bu bölümde soğutucu akışkan yoğuşturucunun içindedir. Sıcaklığı bir miktar düşer ve soğutucu akışkan

doyma sıcaklığına gelir. 3' ile 4' arasında soğutucu akışkan çift fazlıdır. Sabit sıcaklıkta ısı kaybına uğrayarak belirli bir yoğuşma sıcaklığında yoğuşmaktadır. 4' numaralı noktada soğutucu akışkan yoğuşmuştur ve 4' ile 5 arasında aşırı soğutma bölgesindedir. Aşırı soğutma yoğuşturucudan sonra genleşme valfine akışkanın sıvı halde girmesi için yapılmaktadır.

4' ile 7 arasındaki hatta likit hattı denir. Bu hatta bulunan genleşme valfi, 5-6 bölgeleri arasında akışkanın sabit entalpide basıncının düşmesine olanak sağlar. 7 numaralı kısımda akışkan çift fazda buharlaştırıcıya girmiş olur. Bu noktadan itibaren buharlaştırıcı dış ortamdan ısı alarak soğutucu akışkanın buhar kalitesini arttırır. 7 ile 7' arasındaki soğutucu akışkanın sıcaklığına buharlaşma sıcaklığı denir. 7' ile 8 arasında kızdırma bölümü vardır. Tasarımda kızdırma bölümü olacak şekilde hesabın yapılmasına dikkat edilmelidir. Bu bölümde soğutucu akışkanın buhar fazında olduğundan emin olunur.

1.3.1. Soğutma/Isı pompası çevrimi elemanları

1.3.1.1.Soğutucu Akışkanlar

Soğutucu akışkanlar soğutma/ısı pompası çevriminde iç akışta kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanların sağlanması istenen özellikleri aşağıda verilmiştir(Atalay 2011):

- Doğa dostu olmalıdır. Ozon tabakasını tahrip etmemelidir.
- Düşük maliyetli olmalıdır.
- Isı transferi katsayısı yüksek olmalıdır.
- Pozitif basınçta buharlaşmalıdırlar. Böylelikle olası bir sızıntı durumunda katılaşarak sistemde oluşabilecek arızaların önüne geçilir.
- Yoğuşma basıncı düşük olmalıdır.
- Buharlaşma gizli ısısı yüksek olmalıdır. Buharlaşma gizli ısısının yüksek olması akışkanın performansının yüksek olduğunun göstergesidir.
- Kimyasal tepkimeye girme miktarı (aktifliği) düşük olmalıdır. Bu sayede kullanıldığı tesisat sisteminde kullanılan, akışkanla bir arada bulunan yağ ile tepkimeye girmemesi ve malzemeleri korozyana uğratmaması sağlanır.
- Donma sıcaklığı düşük olmalıdır.
- Kritik sıcaklığı yüksek olmalıdır.
- Düşük viskoziteli olmalıdır.

1.3.1.2.Kanatlı borulu ısı değiştiricileri

Soğutma çevriminde olan buharlaştırıcı ve yoğuşturucu kanatlı borulu ısı değiştiricileridir. Hava tipi iklimlendirme cihazlarında havanın ısıtılması veya soğutulmasında ısı transferinin, yani ısıtmanın veya soğutmanın yapıldığı kısımlardır. Batarya ve kanatlı borulu ısı eşanjörü olarak da adlandırılırlar.



Şekil 1.7.Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisi

Şekil 1.7'de kanatlı borulu ısı değiştiricisi verilmiştir. Kanatlı borulu ısı değiştiricileri sıralanmış borular geçirilmiş kanatlardan (levhalardan) oluşmaktadır. Akışkanlardan biri boruların içinden diğeri borular ve kanatlar ile temas halinde ısı değiştiricisinin yüzeyinden geçer. Akışkanlar açısından birbirlerine 90° konumda olacak şekilde akmaktadırlar. İç akışkan boruların oluşturmuş olduğu devler sayesinde ısı değiştiricisi içinde hava ile ısı geçiş teması yüksek seviyede tutulur(Kocaman and Tosun 2013).

Kanatların yapısı dalgalı, düz veya düz çıkıntılı olabilir. Borular bakır, alüminyum veya paslanmaz çelik olabilir. Boruların akışkan tarafı yivli veya düz olabilir.

1.3.1.3.Kompresör

Sistemin kalbi olarak da bilinir. Soğutucu akışkanın devre içinde doğru termofiziksel şartlarda sıkıştırılmasını sağlayarak sistemin çalışmasını sağlar. Soğutucu akışkanlar için yaygın kullanılan 3 tip kompresör çeşidi vardır. Bunlar piston silindir kompresör, vidalı kompresör ve sarmal kompresörlerdir. Döner pistonlu tip ve turbo kompresörlerin kullanımı azdır(Yaşar 2019).



Şekil 1.8.Pistonlu kompresör

Pistonlu kompresörler yapısı itibariyle piston, krank ve motordan oluşur(Şekil 1.8). Tamir edilebilirlik olarak scroll ve vidalı kompresörlere göre avantajlıdır(Yaşar 2019).



Şekil 1.9.Scroll kompresör

Sabit ve döner spiralin iç içe geçmiş yapısı ile çalışan scroll kompresörlerin mekanizması gazı döner sarmalın hareketi ile sıkıştırır(Şekil 1.9).



Şekil 1.10.Vidalı kompresör

Yüksek kapasitelerde olan soğutma sistemlerinde kullanılırlar, scroll kompresörlere göre daha güçlüdürler(Şekil 1.10).

Bir soğutma devlerinde sistemin ihtiyaçlarına karşılık vermesi gereklidir, kapasite kontrolüne göre seçimi yapılmalı ve çalışma sırasında oluşabilecek farklı koşullara uyumlu olmalıdır. Kompresörün ilk başlangıç anında sisteme yüksek momentumda basma yapmamalıdır. Gürültü seviyesi uygun olmalıdır. Düşük maliyetli ve ürün yaşam ömrü yüksek olmalıdır.

1.3.1.4.Genleşme valfi

Genleşme valfleri soğutucu akışkanın basıncını sabit entalpide soğutma devresinde istenen değerlerine getirilecek şekilde düşürür(Şekil 1.11).



Şekil 1.11.Termostatik Genleşme Valfi

Soğutucu akışkanın basıncının ayarlanmasıyla buharlaştırıcıya uygun buharlaşma sıcaklığına getirildiği anlaşılacaktır. Getirilen beklenenden yüksek olması durumunda soğutucu akışkanın fazı aşırı kızgın buhar olup kompresörün harcadığı gücü arttıracaktır. Bu durumda sistemin kütlesel debisi azalır ve basma sıcaklığı artar, verim düşer. Düşük buharlaşma sıcaklığı durumunda kompresöre giriş yapan soğutucu akışkan kızgın buhar olmayabilir, kompresörün ömrü kısalır ve sistemde arıza meydana gelebilir. Uygun ayarlanmış bir genleşme valfi ile istenen buharlaşma sıcaklığı elde edilip sistemin doğru çalışması sağlanır(Çoban 2015).

1.3.1.5.Yardımcı ekipmanlar

Yardımcı ekipmanlar ile soğutma devresinin çalışma güvenliği arttırılır. Sıvı deposu, filtre kurutucu, akış kontrol camı, çek valf ve akümülatörler kullanılır.

Sıvı Deposu: Sistemdeki soğutucu akışkanın dengesini sağlar(Şekil 1.12).



Şekil 1.12.Sıvı Deposu

Filtre Kurutucu: Genleşme valfınden önce bağlanır(Şekil 1.13). Yerleştirildiği hattın sıvı fazda olmasını sağlamaktadır. Bununla birlikte sistemdeki kirleticilerin (su, asit) ve bozucu maddelerin (sistemde tıkanma yapabilecek parçacıklar) geçişini engeller.



Şekil 1.13.Filtre Kurutucu

Akış Kontrol Camı: Göz ile kontrolü sağlar(Şekil 1.14). Akışkanın miktarını görebilmek veya nem kontrolünü yapmak için kullanılır.



Şekil 1.14.Akış kontrol camı

Çek Valf: Akışın tek yönde olmasını sağlar(Şekil 1.15).



Şekil 1.15.Çek Valf

Dört Yollu Vana: Isı pompalarında, buharlaştırcının yoğuşturucu, yoğuşturucunun da buharlaştırıcı olarak çalışmasının sağlanması için dört yollu vana kullanılır(Şekil 1.16).



Şekil 1.16.Dört Yollu Vana

1.4. Isı Geri Kazanımlı Isı Pompası

Isı pompasının performansın arttırmak amacıyla ısı geri kazanımı uygulaması yapılabilir. Isı geri kazanımlı ısı pompası cihazlarının gösterimi Şekil 1.17'de verilmiştir.



Şekil 1.17.Isı geri kazanımlı ısı pompası gösterimi

Görselde komponentleri ile tanımlanmış ısı geri kazanımlı ısı pompası soğutma modunda çalışmaktadır. Hava hareketine göre, buharlaştırıcı ve yoğuşturucu ısı değiştiricisinden sonra konumlandırılmıştır.

Isı pompalı kısmının şematik gösterimi Şekil 1.18'deki gibidir.



Şekil 1.18. Isı Pompası, iç ünite soğutma modunda

İç ünite soğutma modunda çalışırken, dört yollu vanana ile devre tersine çalışır. Şekil 1.19'da dört yollu vana modu değişmiştir, böylelikle iç ünite buharlaştırıcı olarak değil, yoğuşturucu olarak çalışacaktır.



Şekil 1.19. Isı Pompası, iç ünite ısıtma modunda

1.5. Matematiksel Modelleme ve Simülasyon

Matematiksel modelleme, pratik prosesleri matematik diliyle ifade edip açıklamaya yarayan bir yaklaşımdır. Doğada fizik kuralları çerçevesinde çalışan sistemlerin matematiksel modellemeleri yaklaşım kurularak veya hesaplanan korelasyonlara göre oluşturulmuş denklem sisteminin çözdürülmesine bağlıdır. Karmaşık matematiksel modellerde yüklü miktarda çözdürülmesi gereken denklemler ve denklem sistemleri bulunmaktadır.

Matematiksel modeller basitçe bir havuz problemine benzetilebilir. Fakat bu problem karmaşıklaştıkça modele eklenen formüller artacaktır. Karmaşıklaşan modellerin bilinmeyen değerlerinin çözümü için bilgisayar destekli optimizasyon algoritmaları kullanılmaktadır.

Simülasyon, var olan veya kurgulanmış bir sistemin davranışını ve performansını incelemek için bir model kullanma sürecidir. Bir simülasyonda modeller, bir sistemin mevcut veya önerilen özelliklerini incelemek için kullanılabilir.

Bir simülasyonun amacı, gerçek bir sistemde kontrol edilemeyen değişkenleri manipüle edip sistemin özelliklerini incelemektir. Simülasyonlar, sistem performansını optimize etmek için bir modelin değerlendirilmesine veya gerçek bir sistem hakkında tahminler yapılmasına izin verir.

Simülasyonlar, gerçek hayat sistem modellerini farklı koşularda incelemek için idealdır. Bir model temsil ettiği sisteme sadık olmayı amaçlarken, bir simülasyon, orijinal sistemde mümkün olmayan durumları keşfedebilmek için modelleri kullanır(Maria 1997).

1.6. Optimizasyon

Optimizasyon metotları bir modelin istenen amaca uygun olarak bilinmeyen değişkenlerine değer bulmak için kullanılmaktadır. Modellerin bilinmeyen değişkenleri bir fonksiyon tanımlamaktadır. Optimizasyon metotları fonksiyonların çözümüne olanak sağlar.

Optimizasyon problemleri iteratiftir. Bilinmeyen değerler için tahmini başlangıç x değerleri verilmektedir. Optimizasyon algoritmaları başlangıç değerlerini her çözümde, iterasyonda optimum değere getirmeyi hedeflemektedir. Bir optimizasyon algoritmasının iyi olarak kabul edilebilmesi için aşağıdaki özellikleri içermelidir:

Bozulmazlık: Çeşitli fonksiyon tipleri için kullanılabilir. Çözümü istenen fonksiyonda geniş aralıkta başlangıç değeri dizilerinde yüksek performans göstermelidir.

Verimlilik: Algoritmayı çözen işlemcinin makul sürelerde problemi çözebilmesi beklenmektedir.

Doğruluk: Algoritma çözüm değerlerini yüksek hassasiyette, düşük hata oranında bulabilmelidir.

Verilmiş olan üç özelliğin her birini tam olarak sağlamayabilir. Örneğin bozulmazlık özelliği yüksek olan bir algoritmanın fonksiyonu çözüm süresi uzun olmaktadır(Nocedal and Wright 2006).

1.6.1. Matematiksel formülasyon

Bir modelde temel olarak 3 çeşit parametre vardır.

- *x* : bilinmeyen değişkenlerin vektörü
- f : optimizasyonu yapılması istenen skalar fonksiyon
- c_i : sistem fonksiyonları



Şekil 1.20.Örnek bir model grafiği

Optimizasyon noktası Şekil 1.20'de verilen problemdeki fonksiyonların kesişim noktasıdır. Kesişim noktasının maksimum veya minimum olmasına göre denklem çözümü uygun bir optimizasyon tekniği ile yapılır.

1.6.2. Sürekli ve ayrık optimizasyon

Bazı modeller yalnızca, değişkenler ayrık bir kümeden, genellikle tam sayıların bir alt kümesinden değerler alırsa anlamlı olurken, diğer modeller herhangi bir rasyonel değeri alabilen değişkenler içerir.

Sürekli optimizasyon problemlerinin çözümü, ayrık optimizasyon problemlerinden daha kolay olma eğilimindedir; fonksiyonların düzgünlüğü, bir x noktasındaki skalar fonksiyonu ve sistem fonksiyonu değerlerinin, x komşuluğundaki noktalar hakkında bilgi çıkarmak için kullanılabileceği anlamına gelir. Bununla birlikte, hesaplama teknolojisindeki gelişmelerle birlikte algoritmalardaki gelişmeler, verimli bir şekilde çözülebilen ayrık optimizasyon problemlerinin boyutunu ve karmaşıklığını önemli ölçüde artırmıştır. Sürekli optimizasyon algoritmaları, ayrık optimizasyon çözümlerinde gerekli olabilir, çünkü birçok ayrık optimizasyon algoritması bir dizi sürekli alt optimizasyon problemi oluşturur(Nocedal and Wright 2006).

1.6.3. Kısıtlı ve kısıtsız optimizasyon

Optimizasyonlarda değişkenler üzerinde hiçbir kısıtlamanın olmadığı problemler ile değişkenler üzerinde kısıtlamaların olduğu problemler vardır. Kısıtlanmamış optimizasyon sorunları birçok pratik uygulamada doğrudan ortaya çıkar; aynı zamanda kısıtlı optimizasyon problemlerinin yeniden formüle edilmesinde ortaya çıkarlar. Kısıtlı optimizasyon problemleri, değişkenler üzerinde açık kısıtlamaların olduğu uygulamalardan kaynaklanır. Değişkenler üzerindeki kısıtlamalar, basit sınırlardan değişkenler arasındaki karmaşık ilişkileri modelleyen eşitlik ve eşitsizlik sistemlerine kadar geniş ölçüde değişebilir. Kısıtlı optimizasyon problemleri, kısıtlamaların doğasına (örneğin, doğrusal, doğrusal olmayan, dışbükey) ve fonksiyonların düzgünlüğüne (örneğin, türevlenebilir veya türevlenemez) göre daha da sınıflandırılabilir(Nocedal and Wright 2006).

1.6.4. Global ve yerel optimizasyon

Doğrusal olmayan optimizasyon problemlerinde birçok optimizasyon algoritması yalnızca yerel çözüm bulmaktadır(Şekil 1.21). Bu tip optimizasyonlara yerel optimizasyon denir.



Şekil 1.21.Global ve yerel maksimum minimum fonksiyon

fonksiyonun global Bir çözümünün bulunması zordur, her zaman bulunamayabilir. Kısıtlama kullanılarak yapılan optimizasyonlarda global optimizasyon kısıt dışında kalmış olabilir. Kısıtlama kullanılmadan noktaları yapılan optimizasyonlarda global sanılan noktalar aslında yerel noktalar olabilmektedir.

1.6.5. Stokastik ve determinist optimizasyon

Stokastik optimizasyon metotları modelin senaryosunun olarak sürekli değişebileceği, bu değişimlere göre çeşitli kısıtlar arasında rastgele değer üretme algoritmaları ile çözüme ulaşılmaktadır. Stokastik optimizasyon algoritmaları, modelin beklenen performansını optimize eden çözümler üretmek için belirsizliğin niceliklerini

kullanmaktadır. Bir modelin birden fazla çözümü bulunabilir. Rastgeleliğin doğası bakımından her çözümde farklı sonuç çıkacaktır.

Determinist optimizasyonlarda bir problemin çözümüne uygulanan algoritma her çözümden sonra aynı sonucu çıkartmaktadır. Determinist optimizasyon algoritmaları rastgeleliği kullanmaz.

Stokastik metotlar, determinist metotlar için gereken başlangıç değerlerinin iyi bir tahmini için kullanılmaktadır.

1.6.6. Optimizasyon algoritmaları

Optimizasyon algoritmaları türevi alınabilir ve türevi alınamaz fonksiyonların çözümüne göre iki gruba ayrılır.

Türevlenebilir fonksiyon, girdi uzayındaki herhangi bir nokta için türevin hesaplanabildiği bir fonksiyondur. Bir fonksiyonun bir değer için türevi, o noktadaki fonksiyondaki değişim oranı veya miktarıdır, genellikle eğim denir(Brownlee 2020).

Türevlenebilir fonksiyonların çözümü için kullanılan algoritmalar aşağıdaki şekilde sınıflandırılır:

• Parantez algoritmaları

Parantez algoritmaları tek değişkenli ve değer aralığı tahmin edilebilir fonksiyonlarda kullanılmaktadır. Fibonacci Search, Golden Section Search ve Bisection metotları örnek gösterilebilir.

• Yerel iniş algoritmaları

Bir değişkenli ve tek global değişkene sahip olan fonksiyonlar için kullanılır. Çizgi Arama metotu örnek olarak gösterilebilir.

• Birinci derece algoritmaları

Birinci dereceden optimizasyon algoritmaları, arama uzayında hareket edecek yönü seçmek için açıkça birinci türevi (gradyan) kullanmayı içerir. Örnek algoritmalar: Gradient Descent, Momentum, Adagrad, RMSProp, Adam

• İkinci derece algoritmaları

İkinci dereceden optimizasyon algoritmaları, arama uzayında hareket edecek yönü seçmek için açıkça ikinci türevi (Hessian) kullanmayı içerir. Bu algoritmalar yalnızca Hessian matrisinin hesaplanabildiği veya tahmin edilebildiği fonksiyonlar için uygundur. Örnek algoritmalar: Newton Metodu, Sekant Metodu, Quasi-Newton Metodu Türevlenemez fonksiyonların çözümü için kullanılan algoritmalar aşağıdaki şekilde sınıflandırılır:

• Doğrudan Arama Algoritmaları

Geometrik şekiller veya şablonlar kullanarak fonksiyon alanında gezinerek optimum değeri arayan algoritmalardır. Gradyan bilgisi, arama uzayındaki noktalar için puanlar arasındaki göreli farkı karşılaştıran amaç fonksiyonunun sonucundan doğrudan yaklaşılır. Bu doğrudan tahminler daha sonra arama uzayında hareket edecek bir yön seçmek ve en uygun bölgesini üçgenlemek için kullanılır. Örnek algoritmalar: Cyclic Coordinate Search, Powell Metodu, Hooke-Jeeves Methodu, Nelder-Mead Simplex metodu.

• Stokastik Algoritmalar

Rastgelelikten yararlanan algoritmalardır. Örnek algoritmalar: Simulated Annealing, Evolution Strategy

Popülasyon Algoritmaları

Bir çözüm havuzu oluşturup bu çözüm havuzunun beraber hareket ederek çözüme ulaşmasını sağlayan algoritmalardır. Diğer metotlarla kıyaslandığında optimum çözüm bulması zordur, fakat gürültü fonksiyonu değerlendirme gibi zorlu problemlerin çözümü için kullanılır. Global optimizasyon için kullanımı uygundur. Örnek algoritmalar: Genetik Algoritma, Differential Evolution, Particle Swarm Optimization(Brownlee 2020).

2. ISI POMPASI KOMPONENT MODELLERİ

2.1. Kompresör Modellemesi

Kompresör modellemesinde üretici firmalar tarafından AHRI 540 standardına göre verilen 10 katsayılı polinomal denklemleri kullanılmaktadır. Bu denklemin bilinmeyen elemanları buharlaşma sıcaklığı ve yoğuşma sıcaklığıdır(AHRI 2020).

$$F(T_e, T_c) = C_0 + C_1 T_e^{\ 1} + C_2 T_c^{\ 1} + C_3 T_e^{\ 2} + C_4 T_e T_c + C_5 T_c^{\ 2} + C_6 T_e^{\ 3}$$
(2.1)
+ $C_7 T_c T_e^{\ 2} + C_8 T_e T_c^{\ 2} + C_9 T_c^{\ 3}$

C_i sabitleri kompresör üreticileri tarafından verilen polinom değerleridir. Eşitlik 2.1'de verilmiş olan T_e buharlaşma, T_c yoğuşma sıcaklığıdır.

Performans polinomları yalnızca üreticilerin vermiş olduğu aşırı ısıtma ve aşırı soğutma değerlerinde doğru sonuç verecektir. Farklı aşırı ısıtma ve aşırı soğutma değerlerine düzeltme uygulanması gerekmektedir. Debi düzeltmesi aşırı ısıtma bölgesinde yapılmaktadır(Dabiri and Rice 1981).

Standart koşullarda elde edilmiş debi denklemine soğutucu akışkan özgül hacim düzeltmesi uygulanmaktadır. Devrede standart polinom değerinde verilen aşırı ısıtma noktasındaki akışkanın özgül hacmi ile istenen aşırı ısıtma durumundaki özgül hacmi arasında korelasyon kurulmuştur.



Şekil 2.1. Soğutma çevrimi şematik gösterim

Şekil 2.1'de numaralandırılmış termodinamik çevrim adımlarına göre, kompresör üreticilerinin vermiş olduğu polinomlara göre elde edilen $\dot{m}_{standart}$ değeri ve devrede aşırı ısıtma bölgesindeki özgül hacim $v_{1standart}$ olarak verilmiştir. İstenilen aşırı ısıtma noktasındaki özgül hacim v_1 ve düzeltilmiş debi \dot{m} olmaktadır.

$$\dot{m} = \left[1 + 0.75 \left(\frac{v_{1\text{standart}}}{v_1} - 1\right)\right] \dot{m}_{\text{standart}}$$
(2.2)

Benzer şekilde entalpi farkından güç tüketiminin doğrulanması yapılmaktadır.

$$\dot{W} = \dot{W}_{\text{standart}} \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{standart}} \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2s,\text{standart}} - h_{1,\text{standart}}}$$
(2.3)

Eşitlik 2.3'deki h_1 değeri J/kg cinsinden akışkanın istenilen aşırı ısıtma noktasındaki entalpisi, h_{2s} değeri istenilen aşırı ısıtma noktasındaki entropi kullanılarak elde edilmiş, izantropik hal değişimi sonucunda elde edilen kompresör çıkış entalpisidir. $h_{2s,standart}$ değeri standart aşırı ısıtma noktasındaki entropi kullanılarak elde edilmiş, izantropik hal değişimi sonucunda elde edilen kompresör çıkış entalpisidir.

Kompresörün ısı kayıpları da dahil edildiğinde kompresör enerji eşitliği verilmektedir.

$$\dot{W} + \dot{Q}_{kayip} + \dot{m} (h_1 - h_2) = 0$$
(2.4)

Eşitlik 2.4'deki $\dot{Q}_{kayıp}$ kompresörün ısı kaybıdır. Kompresörün güç tüketiminin oranı olarak verilmektedir.

$$\dot{Q}_{kayıp} = -f_p \dot{W} \tag{2.5}$$

2.2. Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinin Geometrik Tanımı

Kanatlı borulu ısı değiştiricilerinin geometrik olarak tanımında 4 temel öge vardır. Boruların ve devrelerin tam tanımlanması, aynı zamanda kaç sıradan oluştuğu bilinmesi gerekir. Bununla birlikte ısı transferinde önemli rol oynayan kanatların da geometrik olarak belirli olması gerekmektedir.



Şekil 2.2.Örnek batarya yapısı

Hesaplamalarda boru sayısı, sıra sayısı ve devre sayısı bilindiği zaman bir bataryanın karakteristik özellikleri tanımlanabilir olmaktadır(Şekil 2.2).



Şekil 2.3.Batarya boru ve kanatların geometrik parametreleri

Bataryaların boru dizilişi pl ve pt parametreleri ile tanımlanır. Borulara dik olarak yerleştirilmiş dalgalı kanat yapısı parametrelerinde pd kanat yüksekliği, xf kanat

25

tepe noktaları arasındaki mesafe, t kanat kalınlığı ve pf kanatlar arasındaki mesafe ve s iki kanat arasındaki en kısa mesafe ile bir bataryanın geometrik özellikleri belirlenmiş olur(Şekil 2.3). Tanımlanmış olan temel geometrik özellikler ile batarya ısı transferi ve basınç düşümleri ile ilgili gerekli geometrik parametreler sağlanmış olur.

Pf değerini bulabilmek için bataryada metre başına kanat sayısı

$$FPM = FPI/0.0254 \tag{2.6}$$

Kanatlar arası mesafe (hatve)

$$p_f = 1/FPM \tag{2.7}$$

İki kanat arasındaki en kısa mesafe

$$s = 1/FPM - t \tag{2.8}$$

Batarya yüksekliği

$$H = p_t \left(N_{boru \, s./sira \, s.} + 1 \right) \tag{2.9}$$

Batarya yüzey kesit alanı [m²]

$$A_{\text{kanal}} = HL_{\text{boru}} \tag{2.10}$$

Bir boru yüzeyindeki toplam kanat sayısı

$$N_{\rm fin} = L_{\rm boru} FPM \tag{2.11}$$

Kanatların dalgalanma faktörü

$$\sec c \,\theta = \frac{\sqrt{x_f^2 + p_d^2}}{x_f} \tag{2.12}$$

Bataryanın boş kesit alanı

$$A_{c} = A_{\text{kanat}} - tN_{\text{kanat}} \left(H - DN_{\text{boru / sira}} \right) - N_{\text{boru / sira}} DL_{\text{boru}}$$
(2.13)

Toplam boru yüzey alanı

$$A_{\rm boru} = N_{\rm boru \,/\, sira} \, N_{\rm sira} \, \pi D L_{\rm boru} \tag{2.14}$$

1 kanadın hava ile temas eden yüzey alanı

$$A_{1 \text{ kanat}} = 2 \left(H P_l (N_{\text{sira}} + 1) \sec \theta - N_{\text{boru} / \text{sira}} N_{\text{sira}} \pi D^2 / 4 \right)$$
(2.15)

Bütün kanatların toplam hava ile temas eden yüzey alanı

$$A_f = N_{kanat} A_{1kanat} \tag{2.16}$$

Hava ile temas eden toplam batarya yüzey alanı

$$A_{a, \text{ toplam}} = A_f + N_{\text{boru / sira}} N_{\text{sira}} \pi D(L_{\text{boru}} - N_{\text{kanat}} t)$$
(2.17)

2.2.1. Hava tarafı ısı transferi ve basınç kaybı

Nemli havanın psikrometrik özelliklerinden yoğunluğu ve kütlesel debisi elde edilir. Basınç kaybı hesaplarında maksimum hız kullanılmaktadır. Maksimum hızın hesaplanmasında bataryanın boş kesit alanı kullanılmaktadır.

$$\rho_{ha} = \frac{1+W}{v_{ha}} \tag{2.18}$$

$$\dot{m}_{ha} = \dot{V}_{ha} \rho_{ha} \tag{2.19}$$

$$u_{\max} = \frac{\dot{m}_{ha}}{\rho_{ha}A_c} \tag{2.20}$$

Prandlt sayısı, ısı transferi katsayısının bulunmasında kullanılmaktadır. Reynolds sayısı hem basınç kaybı hem de ısı transferinin hesabı için önemli bir parametredir.

$$\Pr = \frac{c_{p,ha}\mu_{ha}}{k_{ha}}$$
(2.21)

$$\operatorname{Re}_{D} = \frac{\rho_{ha} u_{\max} D}{\mu_{ha}}$$
(2.22)

Hava tarafı ısı transferi katsayısı, Chi-Cuan Wang tarafından geliştirilen dalgalı kanat yapısında olan kanatlı ısı değiştiriciler için için geçerli olan Colburn j faktörü ile elde edilmektedir(Wang, Tsai, and Lu 1998).

$$j = 16.06 \operatorname{Re}_{D}^{-1.02(p_{f}/D) - 0.256} \left(\frac{A_{a, \text{ toplam}}}{A_{\text{boru}}}\right)^{-0.601} N_{\text{stra}}^{-0.069} \left(\frac{p_{f}}{D}\right)^{0.84}$$
(2.23)

Hava tarafı ısı transferi katsayısı

$$h_{a} = \frac{j\rho_{ha}u_{\max}c_{p,a}}{\Pr^{2/3}}$$
(2.24)

Hava Tarafı Basınç Kaybı Sürtünme faktörü

$$f_{a, \text{ toplam}} = 0.264(0.105 + 0.708 \exp(-\text{Re}_D/225.0)) \text{Re}_D^{-0.637} \left(\frac{A_{a, \text{ toplam}}}{A_{\text{boru}}}\right)^{0.263} \left(\frac{p_f}{D}\right)^{-0.317}$$
(2.25)

$$({\rm Re}_D < 1000)$$

$$f_{a, \text{ toplam}} = 0.768(0.0494 + (2.26)) (\frac{A_{a, \text{ toplam}}}{A_{\text{boru}}})^{0.0195} (\frac{p_f}{D})^{-0.121} (\text{Re}_D \ge 1000)$$

Hava kütle akısı

$$G_e = \frac{\dot{m}_{ha}}{A_{kanal}} \tag{2.27}$$

Hava tarafı basınç kaybı (giriş ve çıkış dış yüzeyindeki basınç kayıpları dahil edilmemektedir).

$$\Delta p_a = \frac{A_{a, \text{ toplam}}}{A_{boru}} \frac{G_e^2}{2\rho_{ha}} f_{a, \text{ toplam}}$$
(2.28)

Çapraz şekilde dizilmiş borulardaki kuru ve nemli durumda kanatların ve batarya yüzeyinin ısı transferi için geçerli olan kanat verimi denklemleri aşağıda verilmiştir. Xd değeri çapraz olarak sıralanmış iki boru arasındaki en kısa mesafedir. Xt değeri alt alta sıralanmış borular arasındaki mesafenin yarısıdır(Hong and Webb 1996).

$$r = \frac{D}{2} \tag{2.29}$$

$$X_D = \frac{\sqrt{P_l^2 + P_t^2/4}}{2}$$
(2.30)

$$X_T = \frac{P_t}{2} \tag{2.31}$$

 ϕ parametresinin hesaplanabilmesi için gerekli olan efektif çap oranı $\frac{r_f}{r}$ hesaplanır. Kanat geometrik faktörü r_f olarak tanımlanmaktadır.

$$\frac{r_f}{r} = 1.27 \frac{X_T}{r} \sqrt{\frac{X_D}{X_T} - 0.3}$$
(2.32)

Kanat verim parametresi m_f ,

$$m_f = \sqrt{\frac{2h_a}{k_{kanat}t}} \tag{2.33}$$

$$\phi = \left(\frac{r_f}{r} - 1\right) \left[1 + \left(0.3 + \left(\frac{mr\left(\frac{\tau_f}{r} - r\right)}{2.5}\right)^{1.5 - \frac{r_f}{r}} \left(0.26 \left(\frac{T_f}{r}\right)^{0.3} - 0.3 \right) \right) \ln \left(\frac{r_f}{r}\right) \right]$$
(2.34)

Kanat yüzey 1s1 transfer verimi,

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi}\cos\left(0.1mr\phi\right) \tag{2.35}$$

Batarya yüzey verimi,

$$\eta_a = 1 - \frac{A_f}{A_a, \text{toplam}} \left(1 - \eta_f \right)$$
(2.36)

2.4. Boru İçi Akış Hesapları

Kanatlı ısı değiştirici modellemesi için kullanılan hava tarafının batarya hesaplarının yanında bataryadaki boru iç akış durumu, buna göre boru içi ısı transferi katsayısı ve basınç kaybı hesap verilerinin elde edilmesi gerekmektedir.

2.4.1. Tek fazlı iç akış

Tek fazlı iç akışta akış tipinin laminer veya türbülanslı olmasına göre kullanılan eşitlikler vardır.

$$\operatorname{Re}_{D_i} = \frac{\rho U D_i}{\mu} = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu D_i}$$
(2.37)

U hava hızı, D_i boru iç çapı, μ kinematik viskozite ve m kütlesel debidir. Re_{D_i} > 2300 olduğunda akış türbülanslı olmaktadır.

Isı transferi katsayısı ve basınç kaybı için boru içi sürtünme faktörünün hesaplanması gereklidir. Laminer akışlarda sürtünme faktörü aşağıdaki eşitlikte verilmiştir,

$$f = \frac{64}{Re_{D_i}} \tag{2.38}$$

Türbülanslı akışlar için Churchill eşitliği kullanılmıştır(Churchill 1977).

$$A = \left(-2.457 \log\left[\left(\frac{7}{\text{Re}_{D_i}}\right)^{0.9} + 0.27(\varepsilon/D_i)\right]\right)^{16}$$
(2.39)

$$B = \left[\frac{37530.0}{\text{Re}_{D_i}}\right]^{16}$$
(2.40)

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}_{D_i}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1.5}} \right]^{1/12}$$
(2.41)

Sürtünmeden kaynaklı basınç kaybı basınç gradyanından hesaplanmıştır. Basınç gradyanı birim boru uzunluğundaki sürtünme farktörü, boru iç çapı ve kütle akısına bağlıdır. Kütle akısı G,

$$G = \frac{\dot{m}}{\left(\pi D_i^2 / 4\right)} \tag{2.42}$$

Basınç gradyanı aşağıdaki biçimde verilmiştir,

$$\frac{dp}{dz} = \frac{-fvG^2}{2D_i} \tag{2.43}$$

Buna göre belirli bir L uzunluğundaki boru içindeki basınç kaybı aşağıdaki eşitlikte hesaplanır,

$$\Delta p = \frac{-f v G^2 L}{2D_i} \tag{2.44}$$

Boru içi ısı transferi Gnielinski eşitliğine göre (Gnielinski 1976) Prandlt sayısının 0.5 ve 2000 arasında ve Reynolds sayısının 3000 ve 5x10⁶ arasında olması koşuluyla aşağıda verilmiştir,

$$h = \frac{k}{D_i} \frac{(f/8)(\text{Re}_{D_i} - 1000)\text{Pr}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$
(2.45)

2.4.2. Çift fazlı iç akış

Çift fazlı iç akışta basınç kaybı hesabında tek fazlıdan farklı olarak sürtünmeden kaynaklı basınç kaybının yanında ivmesel basınç kaybı da hesaplanmaktadır. Akıştaki sürtünme ve ivmesel basınç kaybı değeri akışkanın buhar kalitesine göre değişmektedir(Lockhart and Martinelli 1949).

Buhar kalitesi x'e göre sıvı ve gaz halleri için ayrı ayrı elde edilen Reynolds ve sürtünme faktörü sayıları Lockhart-Martinelli parametresinde göre aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanır,

$$\operatorname{Re}_{g} = \frac{GxD_{i}}{\mu_{g}} \tag{2.46}$$

$$\operatorname{Re}_{f} = \frac{G(1-x)D_{i}}{\mu_{f}}$$
(2.47)

 Re_g ve Re_f sayıları sırasıyla gaz ve sıvı içindir. G, kütle akısı, D_i boru iç çapıdır. μ_g ve μ_f sırasıyla gaz ve sıvı için kinematik viskozitedir.

$$f_f = \begin{cases} \frac{\frac{16.0}{\text{Re}_f}}{\frac{0.046}{\text{Re}_f^{0.2}}} & \text{Re}_f < 1000\\ \frac{\frac{0.046}{\text{Re}_f^{0.2}}}{\frac{16.0}{\text{Re}_f} + w \frac{0.046}{\frac{16}{\text{Re}_f^{0.2}}}} & 1000 < \text{Re}_f < 2000 \end{cases}$$
(2.48)

$$w = (\operatorname{Re}_{f} - 1000) / (2000 - 1000)$$

$$f_{g} = \begin{cases} \frac{16.0}{\operatorname{Re}_{g}} & \operatorname{Re}_{g} < 1000 \\ \frac{0.046}{\operatorname{Re}_{g}^{0.2}} & \operatorname{Re}_{g} > 2000 \\ (1 - w)\frac{16.0}{\operatorname{Re}_{g}} + w\frac{0.046}{\operatorname{Re}_{g}^{0.2}} & 1000 < \operatorname{Re}_{g} < 2000 \end{cases}$$

$$(2.49)$$

 $w = (\text{Re}_g - 1000) / (2000 - 1000)$

Sıvı ve gaz faz için basınç gradyenleri

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f} = \frac{2f_{f}G^{2}(1-x)^{2}v_{f}}{D_{i}}$$
(2.50)

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \frac{2f_g G^2 x^2 v_g}{D_i} \tag{2.51}$$

Lockhart-Martinelli parametresi aşağıdaki eşitlikte belirtilmiştir,

$$X = \sqrt{\frac{\left(\frac{dp}{dz}\right)_f}{\left(\frac{dp}{dz}\right)_g}}$$
(2.52)

Basınç gradyeni hesabında kullanılacak gaz ve sıvı çarpanı için kullanılan C parametresi,

$$C = \begin{cases} 20 & \text{Re}_f > 1500 \& \text{Re}_g > 1500 \\ 12 & \text{Re}_f < 1500 \& \text{Re}_g > 1500 \\ 10 & \text{Re}_f > 1500 \& \text{Re}_g < 1500 \\ 5 & \text{Re}_f < 1500 \& \text{Re}_g < 1500 \end{cases}$$
(2.53)

Gaz çarpanı,

$$\phi_g = 1 + CX + X^2 \tag{2.54}$$

Sıvı çarpanı,

$$\phi_f = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \tag{2.55}$$

Basınç gradyeni,

$$-\left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,2\phi} = \begin{cases} -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \phi_g & -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \phi_g > -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f \phi_f \\ -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f \phi_f & -\left(\frac{dp}{dz}\right)_g \phi_g < -\left(\frac{dp}{dz}\right)_f \phi_f \end{cases}$$
(2.56)

Sürtünme basınç kaybı çift fazda ortalama olarak aşağıdaki eşitlikte hesaplanır,

$$\overline{\Delta p_{f,2\phi}} = \frac{\int_{x_1}^{x_2} - \left(\frac{dp}{dz}\right)_{f,2\phi} dx}{x_2 - x_1}$$
(2.57)

İvmesel basınç kaybı faz değişimi sırasında oluşan buharın yoğuşması ve akış hızında değişim yaratarak basınç kaybına yol açmasına bağlıdır. Hesaplanmasında kullanılan Lockhart-Martinelli boşluk parçası parametresi ϵ ,

$$\epsilon = 1 - \frac{X}{X^2 + 20X + 1} \tag{2.58}$$

Birim uzunluktaki boru içinde buharlaşmanın veya yoğuşmanın etkisiyle oluşan ivmelenmenin yarattığı basınç artışı aşağıdaki eşitlikte ifade edilmiştir.

$$-\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_{A} = G^{2} \frac{d}{dz} \left[\frac{x^{2} v_{g}}{\epsilon} + \frac{(1-x)^{2} v_{f}}{1-\epsilon}\right]$$
(2.59)

İfadesinin integrali ile belirli uzunluktaki bir boru içindeki çift fazlı akıştaki basınç kaybı elde edilmiş olur.

$$\Delta p_A = \int_0^L \left[-\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)_A dz \right] \tag{2.60}$$

L uzunluğundaki bir boruda çift fazlı akışta toplam basınç kaybı sürtünme ve ivmelenme basıncının toplamıdır.

$$\Delta p = \overline{\Delta p_{f,2\phi}} + \Delta p_A \tag{2.61}$$

2.4.2.1.Buharlaşma ısı transferi

Çift fazlı akışta ısı transferi incelendiğinde buharlaşma durumu için Shah buharlaşma eşitliği kullanılmaktadır(Shah 1976).

Eşitliğe göre ilk olarak sıvı fazdaki ısı transferi katsayısı hesaplanır. Sonrasında kaynama sayısı Bo değerlerine göre katsayılarla hesaplanan katsayılar ile belirli bir buhar kalitesinde ısı transferi hesaplanır. Hesabın integrali ile ortalama ısı transfer katsayısı elde edilir.

Taşınım sayısı,

$$Co = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0.8} \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_f}}$$
(2.62)

Buhar kalitesi x, ρ_g ve ρ_f gaz ve sıvı olmak üzere fazların yoğunluklarıdır. Froude sayısı aşağıdaki eşitlikte ifade edilir,

$$\operatorname{Fr}_{l} = \frac{G^{2}}{\rho_{f}^{2}gD_{i}}$$
(2.63)

Kaynama parametresi,

$$Bo = \frac{q^{\prime\prime}}{Gh_{fg}} \tag{2.64}$$

Çift fazdaki sıvı faz için ısı transferi katsayısı aşağıda verilmiştir,

$$h_l = 0.023 \left(\frac{G(1-x)D_i}{\mu_f}\right)^{0.8} \Pr_f^{0.4} \frac{k_f}{D_i}$$
(2.65)

Belirli bir fazda ortalama ısı transferi katsayısının hesabı için ψ katsayısı hesaplanmalıdır. Buna göre ilk önce kaynama sayısı Bo ve taşınım sayısı Co parametrelerine bağlı olarak ψ_{cb} ve ψ_{bs} hesaplanır.

$$Bo > 0.0011 \Rightarrow F = 14.7$$
 (2.66)

$$Bo \le 0.0011 \Rightarrow F = 15.43$$
 (2.67)

$$\operatorname{Fr}_l \ge 0.04 \Rightarrow N = Co$$
 (2.68)

$$Fr_l < 0.04 \Rightarrow N = 0.38Fr_l^{-0.3}Co$$
 (2.69)

$$\psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}} \tag{2.70}$$

$$\psi_{bs} = F\sqrt{\text{Boexp}} (2.74N^{-0.1}) \tag{2.71}$$

$$0.1 < N < 1$$
 ise (2.72)

 $\psi_{bs} = F\sqrt{\text{Boexp}} \left(2.74N^{-0.1}\right)$

$$\psi_{bs} = F\sqrt{\text{Boexp}(2.47N^{-0.15})}$$

$$\psi = \max(\psi_{bs}, \psi_{cb}) \tag{2.74}$$

N>1.0 ve Bo>0.00003 ise (2.75)

$$\psi = \max(\psi_{bs}, \psi_{cb}) \tag{2.76}$$

N>1.0 ve Bo<0.00003 ise

$$\psi_{nb} = 1.0 + 46.0\sqrt{Bo}$$

 $\psi = \max(\psi_{nb}, \psi_{cb})$
(2.77)

Elde edilen ψ sayısı ile sıvı ısı transfer katsayısı çarpılarak belirli bir buhar kalitesine göre ortalama buharlaşma ısı transferi katsayısı hesaplanır.

 $\psi_{nb} = 230\sqrt{\text{Bo}}$

$$h_{2\phi}(x) = \psi h_l \tag{2.78}$$

Buharlaşma durumunda faz aralığındaki ortalama ısı transferi katsayısı aşağıdaki eşitlikte verilmiştir,

$$\overline{h_{2\phi}} = \frac{\int_{x_1}^{x_2} \left[h_{2\phi}(x) dx \right]}{x_2 - x_1}$$
(2.79)

2.4.2.2. Yoğuşma ısı transferi

Boru içi akışta yoğuşma esnasında doyma durumunda tamamen sıvı olan kısmın ısı transfer katsayısı aşağıda verilmiştir(Shah 1979).
$$h_L = 0.023 \left(\frac{GD}{\mu_f}\right)^{0.8} \Pr_f^{0.4} \frac{k_f}{D}$$
(2.80)

Belirli bir buhar kalitesindeki 1s1 transferi katsayısı aşağıdaki formül ile hesaplanmaktadır,

$$h_{2\phi}(x) = h_L \left((1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(p^*)^{0.38}} \right)$$
(2.81)

Yoğuşmanın başladığı ve bittiği buhar kaliteleri arasındaki ortalama ısı transferi katsayısı aşağıdaki eşitlikte verilmiştir,

$$\overline{h_{2\phi}} = \frac{\int_{x_1}^{x_2} \left[h_{2\phi}(x) dx \right]}{x_2 - x_1}$$
(2.82)

2.5. Kanatlı Borulu Isı Değiştiricilerinin Modellemesi

Kanatlı borulu 1sı değiştiricilerinin modellemesinde ε -NTU yöntemi kullanılmıştır. Isı değiştirici içindeki soğutucu akışkansız faz durumuna göre 1sı değiştirici bölgelere ayrılmıştır. Soğutucu akışkandaki faz durumu hava ile soğutucu akışkan arasındaki 1sı transferine bağlı olarak faz durumu elde edilir.

Boru içi iç akışın faz durumu ve havanın yoğuşmaması, kısmi ve tam yoğuşmasına göre 6 durum gözlenebilir.

- 1. Hava yoğuşması yok, boru içi iç akış tek fazlı
- 2. Hava yoğuşması yok, boru içi iç akış çift fazlı
- 3. Tam hava yoğuşması var, boru içi iç akış tek fazlı
- 4. Tam hava yoğuşması var, boru içi iç akış çift fazlı
- 5. Kısmi hava yoğuşması var, boru içi iç akış tek fazlı
- 6. Kısmi hava yoğuşması var, boru içi iç akış çift fazlı

2.5.1. Hava yoğuşmasız hesap

Boru üzerinde hava yoğuşması olmayan durumda boru iç akışında tek veya çift fazlı durumlar için ayrı hesaplar yapılmaktadır. Hava yoğuşması olmayan bataryalar yoğuşturucu bataryalarıdır. Soğutma için kullanılan batarya tiplerinde hava yoğuşması görülmektedir(Bell 2017).

2.5.1.1.Hava yoğuşmasız hesapta tek fazlı durum



Şekil 2.4.Tek fazlı iç akış, hava yoğuşmasız

Hava tarafı ısı transferi katsayısı h_a , tek fazlı boru içi akış ısı transferi katsayısı h_w olmak üzere tek fazlı durumda ısı tansferi katsayısı aşağıdaki eşitliklerden hesaplanır.

$$UA_a = \eta_a h_a A_a \tag{2.83}$$

$$UA_r = h_r A_r \tag{2.84}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{1/UA_a + 1/UA_r}$$
(2.85)

$$C_{\min} = \min[\dot{m}_a c_{p,ha}, \dot{m}_r c_{p,r}]$$
(2.86)

$$C_{\text{maks}} = \text{maks}[\dot{m}_a c_{p,\text{h}a}, m_r c_{p,r}]$$
(2.87)

$$Ntu = \frac{UA}{C_{\min}}$$
(2.88)

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \tag{2.89}$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left[-\text{Ntu}\left(1 - C_r\right)\right]}{1 - C_r \exp\left[-\text{Ntu}\left(1 - C_r\right)\right]}$$
(2.90)

Bataryalarda etkenlik için ters akışlı formül kullanılmaktadır. Etkenlik kullanılarak bataryaya giriş yapan akışkanların sıcaklıkları bilindiğinde bataryanın kapasitesi hesaplanabilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{1}{C_r} \left(1 - \exp\left(-C_r (1 - \exp\left(-\operatorname{Ntu}\right))\right) \right)$$
(2.91)

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{\min} \left(T_{a,i} - T_{w,i} \right) \tag{2.92}$$



2.5.1.2. Hava yoğuşmasız hesapta çift fazlı durum

Şekil 2.5.Çift fazlı iç akış, hava yoğuşmasız

Çift fazlı durumda tek faza göre ısı kapasitesi oranı farklılık göstermektedir. Çift fazlı durumda ısı kapasitesi oranı $C_r = 0$ olmaktadır. Tek fazlı durumdaki eşitlikler aşağıdaki biçimde formüle edilerek çift fazlı durum için kullanılır,

$$UA_a = \eta_a h_a A_a \tag{2.93}$$

$$UA_r = \alpha_r A_r \tag{2.94}$$

$$\frac{1}{\text{UA}} = \frac{1}{1/\text{UA}_a + 1/\text{UA}_r}$$
(2.95)

$$Ntu = \frac{UA}{\dot{m}_a c_{p,a}}$$
(2.96)

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\mathrm{Ntu}\right) \tag{2.97}$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{m}_a c_{p,a} \left(T_{a,i} - T_{w,i} \right) \tag{2.98}$$

2.5.2. Hava yoğuşmalı hesap

Hava yoğuşmalı hesapta ilk olarak hava yoğuşmasız hesap yapılır. Hava yoğuşmasız hesap sonucunda havanın bataryaya giriş bölgesindeki ve çıkış bölgesindeki sıcaklıkları elde edilir. Bataryanın girişindeki ve çıkışındaki hava sıcaklığı havanın yoğuşma sıcaklığının altındaysa tam yoğuşmalı hesap yapılır(Bell 2017).

Bataryanın girişindeki hava sıcaklığı havanın yoğuşma sıcaklığının üzerinde, çıkışta altındaysa belirli bir yoğuşma oranı elde edilip kısmi yoğuşmalı hesap yapılır. Hesaplar iteratif yapılmaktadır.

Havanın ve soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı hesaplanır. Hava çıkış sıcaklığı,

$$T_{a,o} = \frac{\left(T_{a,i} - \dot{Q}\right)}{\dot{m}_a c_{p,a}}$$
(2.99)

Batarya giriş yüzey sıcaklığı $T_{s,i}$ ve çıkışındaki yüzey sıcaklğı $T_{s,o}$ değerleri aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir,

$$T_{s,i} = \frac{\mathrm{UA}_o T_{a,i} + \mathrm{UA}_i T_{sat,r}}{\mathrm{UA}_o + \mathrm{UA}_i}$$
(2.100)

$$T_{s,o} = \frac{\mathrm{UA}_o T_{a,o} + \mathrm{UA}_i T_{sat,r}}{\mathrm{UA}_o + \mathrm{UA}_i}$$
(2.101)



2.5.2.1.Tam hava yoğuşmalı ve iç akışın tek faz olduğu durum

Şekil 2.6.Tek fazlı iç akış, hava tam yoğuşmalı

Eğer batarya çıkışındaki yüzey sıcaklığı $T_{s,o}$ değeri havanın yoğuşma sıcaklığı T_{dp} 'den düşükse bataryanın tek fazdaki hacimsel bölümünde tamamen hava yoğuşmasının olduğu kabul edilir. Soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı $T_{r,o}$ bilinmediğinden hesap iteratif olmaktadır. Her iterasyonda bir $T_{r,o}$ değeri elde edilir. İterasyonda havanın kısmi veya tam yoğuşma durumu kontrol edilir(Bell 2017).

Tam yoğuşma durumunda gerçekleşecek ısı transferi için etkenlik hesabı yapılır.

 $h_{a,sat,r,i}$ değeri havanın batarya girişindeki hava yoğuşma entalpisidir. Buhar kalitesi 1 ve sıcaklık soğutucu akışkanın giriş sıcaklığıdır.

$$h_{a,sat,r,i} = h(T = T_{r,i}, \phi = 1.0)$$
 (2.102)

Tam yoğuşmalı durumdaki ektenlik, havanın yoğuşma özgül ısısı ortalama akışkan sıcaklığı ile hesaplanır,

$$c_s = \frac{\partial h_{a,sat}}{\partial T_r} \Big|_{T_r = \frac{T_{r,i} + T_{r,0}}{2}}$$
(2.103)

Efektif nemli hava kütle debi oranı,

$$m^* = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r \frac{c_{p,r}}{c_s}} \tag{2.104}$$

Hava yoğuşması bulunan bölgedeki Ntu_{wet} değeri aşağıda verilmiştir, Ntu_o havanın, Ntu_i, soğutucu akşkanın değeridir.

$$Ntu_{wet} = \frac{Ntu_o}{1 + m^* \frac{Ntu_o}{Ntu_i}}$$
(2.105)

$$\varepsilon_{wet} = \frac{1 - \exp\left(-Ntu_{wet}(1 - m^*)\right)}{1 - m^* \exp\left(-Ntu_{wet}(1 - m^*)\right)}$$
(2.106)

Havanın çıkış entalpisi $h_{a,o}$,

$$h_{a,o} = h_{a,i} - \varepsilon_{wet} \left(h_{a,i} - h_{a,sat,r,i} \right)$$
(2.107)

Hava yoğuşmalı hesapta ısı transferi,

$$\dot{Q}_{wet} = \varepsilon_{wet} \dot{m}_a \left(h_{a,i} - h_{a,sat,r,i} \right) \tag{2.108}$$

İterasyon için soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı tekrar hesaplanır,

$$T_{r,o} = T_{r,i} + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r c_{p,r}} \left(h_{a,i} - h_{a,o} \right)$$
(2.109)

 $h_{a,sat,r,o}$ değeri havanın batarya çıkışındaki hava yoğuşma entalpisidir. Buhar kalitesi 1 ve sıcaklık soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığıdır.

$$h_{a,sat,r,o} = h \big(T = T_{r,o}, \phi = 1.0 \big)$$
(2.110)

Batarya girişindeki duvar sıcaklığı tam yoğuşmalı analiz sonucuna göre tekrar hesaplanır.

$$T_{s,i} = T_{r,o} + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_r c_{p,r}} \frac{\operatorname{Ntu}_{wet}}{\operatorname{Ntu}_i} \left(h_{a,i} - h_{a,sat,r,o} \right)$$
(2.111)

Bataryadaki efektif yoğuşma yüzey sıcaklığı $T_{s,e}$ değeri efektif yoğuşma yüzey entalpisine $h_{a,s,sat,e}$ göre bulunmaktadır.

$$h_{a,s,sat,e} = h_{a,i} + \frac{h_{a,o} - h_{a,i}}{1 - \exp(-Ntu_o)}$$
(2.112)

Böylelikle $T_{s,e}$ entalpi değeri ve buhar kalitesi x = 1.0 ile elde edilir.

$$h_{a,s,sat,e} = h(T = T_{s,e}, x = 1.0)$$
 (2.113)

Havanın çıkış sıcaklığı aşağıdaki eşitlik kullanılarak tekrar hesaplanır.

$$T_{a,o} = T_{s,e} + (T_{a,i} - T_{s,e}) \exp(-Ntu_o)$$
(2.114)

İterasyondan elde edilen batarya duvar sıcaklığı $T_{s,i}$, havanın yoğuşma sıcaklığından düşük çıkarsa iterasyona devam edilir. Aksi halde kısmi yoğuşmalı tek fazlı analize geçilir.

2.5.2.2.Kısmi hava yoğuşmalı ve iç akışın tek faz olduğu durum



Şekil 2.7.Tek fazlı iç akış, hava kısmi yoğuşmalı

Hem kuru bölge hem de nemli bölge için ayrı şekilde ısı transferi miktarı toplanır(Braun 1988).

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{f,dry} + \dot{Q}_{f,wet} \tag{2.115}$$

Hava ve soğutucu akışkanın çıkış sıcaklıkları analizde ilk durumda bilinmediğinden tahmini değerler ile iterasyona başlanır. İlk tahmini değerler olabilecek en düşük soğutucu akışkan giriş sıcaklığı ve olabilecek maksimum hava çıkış sıcaklığıdır. Tahmini değer olan $T_{r,x}$ havanın kuru ve nemli bölgelerinin kesişim soğutucu akışkan sıcaklığıdır. Tahmini değer olan $T_{a,x}$ havanın kuru ve nemli bölgelerinin kesişimdeki hava sıcaklığıdır.

$$T_{r,x} = T_{r,in} + 1 (2.116)$$

$$T_{a,x} = T_{a,in} - 1 \tag{2.117}$$

Tahmini değerler kuru şartta ve nemli şartta 3'er ayrı ısı transferi eşitliği ile kontrol edilecektir.

İteratif değerlerin kullanımı ile elde edilen kuru bölgedeki ısı transferi eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{f,dry} = \varepsilon_{f,dry} C_{\min} \left(T_{a, \text{ in }} - T_{r,x} \right)$$
(2.118)

$$\dot{Q}_{f,dry} = \dot{m}_a c_{p,a} (T_{a,in} - T_{a,x})$$
 (2.119)

$$\dot{Q}_{f,dry} = \dot{m}_r c_{p,r} (T_{r,0} - T_{r,x})$$
(2.120)

İteratif değerlerin kullanımı ile elde edilen nemli bölgedeki ısı transferi eşitlikleri aşağıda verilmiştir.

$$\dot{Q}_{f,wet} = \varepsilon_{f,wet} \dot{m}_{\min} \left(h_{a,x} - h_{sat,r,in} \right)$$
(2.121)

$$\dot{Q}_{f,wet} = \dot{m}_a \left(h_{a,x} - h_{a,out} \right) \tag{2.122}$$

$$\dot{Q}_{f,wet} = \dot{m}_r c_{pr} (T_{r,x} - T_{r,in})$$
 (2.123)

Kuru bölgenin etkenliği aşağıdaki eşitlikte ifade edilmiştir.

$$\varepsilon_{f, dry} = \frac{1 - \exp\left(-f_{dry} \operatorname{Ntu}_{dry} (1 - C_{r})\right)}{1 - C_{r} \exp\left(-f_{dry} \operatorname{Ntu}_{dry} (1 - C_{r})\right)}$$
(2.124)

Islak bölgenin etkenliği aşağıdaki eşitlikte ifade edilmiştir.

$$\varepsilon_{f,wet} = \frac{1 - \exp\left(-(1 - f_{dry})\operatorname{Ntu}_{wet}(1 - \dot{m}^*)\right)}{1 - \dot{m}^* \exp\left(-(1 - f_{dry})\operatorname{Ntu}_{wet}(1 - \dot{m}^*)\right)}$$
(2.125)

Islak ve kuru bölgelerin etkenliğinin hesabında kullanılan f_{dry} değeri 0 ile 1 arasındadır, tek fazlı akıştaki borunun yüzeyinin bölgesel olarak kuruluk oranını ifade eder. f_{dry} değerini elde edebilmek için iteratif olarak f_{dry} değerini de kullanarak ilk olarak kuru bölge için, sonrasında kuru ve ıslak bölge için soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı $T_{r,o}$ hesaplanır. Elde edilen $T_{r,o}$ değerleri iki bölgede yapılan hesapta eşit çıktığında iterasyon tamamlanır ve f_{dry} değeri bulunur.

• Kuru bölge için $T_{r, o}$ ve f_{dry} hesabı

İlk olarak yardımcı K sayısı ve kuru hava NTU değeri Ntu_o, aşağıdaki eşitliklerden elde edilir.

$$K = (1 - C_{\rm r}) \operatorname{Ntu}_{\rm dry} \tag{2.126}$$

$$Ntu_o = \frac{UA_o}{\dot{m}_a c_{p,a}}$$
(2.127)

 $T_{r,o}$ ve f_{dry} ifadelerini sağlayan eşitlikler verilmiştir,

$$T_{r,o} = \frac{\exp(-Kf_{dry})[T_{a,i} + (C_{r} - 1)T_{dp}] - C_{r}\left(1 + \frac{K}{Ntu_{o}}\right)T_{a,i}}{C_{r}\exp(-Kf_{dry}) - C_{r}\left(1 + \frac{K}{Ntu_{o}}\right)}$$
(2.128)

$$f_{dry} = -\frac{1}{K} \ln \frac{C^* \left[1 + \frac{K}{N t u_0}\right] (T_{a,i} - T_{r,o})}{C_r (T_{dp} - T_{r,o}) + (T_{a,i} - T_{dp})}$$
(2.129)

• Kısmi yoğuşma için $T_{r,o}$ hesabı

Isi transferi eşitliklerinden gelen, iteratif olarak hesaplanan soğutucu akışkan çıkış sıcaklığı $T_{r,x}$ ve hava çıkış sıcaklığı $T_{a,x}$ arasındaki bağıntı verilmiştir,

$$T_{a,x} = T_{a,i} - \varepsilon_{f,dry} \frac{C_{\min}}{\dot{m}_a c_{p,a}} \left(T_{a,i} - T_{r,x} \right)$$
(2.130)

Benzer biçimde entalpiler arasındaki bağıntı aşağıdaki denklemde ifade edilmiştir,

$$h_{a,x} = h_{a,i} - \varepsilon_{f,dry} \frac{C_{\min}}{\dot{m}_a} (T_{a,i} - T_{r,x})$$
(2.131)

 $h_{a,x}$ değeri kullanılarak ıslak kısımdaki ısı transferi bulunur,

$$\dot{Q}_{f,wet} = \varepsilon_{f,wet} \dot{m}_{\min} \left(h_{a,i} - \varepsilon_{f,dry} \frac{c_{\min}}{\dot{m}_{\alpha}} \left(T_{a,i} - T_{r,x} \right) - h_{\text{sat},r,i} \right)$$
(2.132)

Elde edilen nemli kısım ısı transferi $\dot{Q}_{f,wet}$ kullanılarak, havanın kuru ve nemli bölgelerinin kesişimindeki soğutucu akışkan sıcaklığı $T_{r,x}$ ve soğutucu akışkanın çıkış sıcaklığı $T_{r,0}$ değeri hesaplanır,

$$T_{r,x} = \frac{T_{r,i} + \varepsilon_{f,wet} \frac{\dot{m}_{min}}{\dot{m}_{r}c_{p,r}} \left(h_{a,i} - h_{s,r,i} - \varepsilon_{f,dry} \frac{C_{min}}{\dot{m}_{a}} T_{a,in}\right)}{1 - \varepsilon_{f,wet} \varepsilon_{f,dry} \frac{C_{min} \dot{m}_{min}}{\dot{m}_{r}c_{p,r} \dot{m}_{a}}}$$
(2.133)
$$T_{r,o} = \varepsilon_{f,dry} \frac{C_{min}}{\dot{m}_{r}c_{p,r}} T_{a,i} + \left(1 - \varepsilon_{f,dry} \frac{C_{min}}{\dot{m}_{r}c_{p,r}}\right) T_{r,x}$$
(2.134)

• Kuru bölge için yapılan $T_{r, o}$ ve f_{dry} hesabı sonucu elde edilen $T_{r, o}$ ile Kısmi yoğuşma durumunda yapılan $T_{r, o}$ değerlerinin eşit olması gerekmektedir. Eşitlik aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir.

$$f(f_{\rm dry}) = T_{r,o}(f_{\rm dry})|_{\rm Kuru\,B\"{o}lge\,Hesabi} - T_{r,o}(f_{\rm dry})|_{\rm Nemli\,B\"{o}lge\,Hesabi}$$
(2.135)

İterasyona, $f(f_{dry}) = 0$ değeri elde edilene devam edilir.

2.5.2.3.Kısmi hava yoğuşmalı ve iç akışın çift faz olduğu durum



Şekil 2.8.Çift fazlı iç akış, hava kısmi yoğuşmalı

Soğutucu akışkan çift fazdayken sıcaklığı bilinmekte olduğundan havanın nemli ve kuru olan kısımlarının kesişim bölgesinin sıcaklığı aşağıdaki eşitlikte analitik olarak hesaplanır.

$$T_{a,x} = T_{dp} + \frac{\mathrm{UA}_i}{\mathrm{UA}_o} \left(T_{dp} - T_{\mathrm{sat},r} \right)$$
(2.136)

Havanın giriş bağıl nemi ile havanın nemli ve kuru olan olan kısımlarının kesişim bölgesinin entalpisi, $T_{a,x}$ ve havanın giriş özgül nemi $\omega_{a,i}$ kullanılarak hesaplanır.

$$h_{a,x} = h_a \left(T = T_{a,x}, \omega = \omega_{a,i} \right)$$
(2.137)

Kuru bölgenin etkenlik sayısı aşağıdaki formülde verilmiştir.

$$\varepsilon_{dry} = \frac{T_{a,i} - T_{a,x}}{T_{a,i} - T_{sat,r}}$$
(2.138)

Kuruluk oranı aşağıdaki eşitlikten elde edilir,

$$f_{dry} = -\frac{1}{\mathrm{Ntu}_{dry}} \ln\left(1 - \varepsilon_{dry}\right) \tag{2.139}$$

Kuru bölgedeki etkenlik kuruluk oranı kullanılarak aşağıdaki eşitlikte hesaplanır,

$$\varepsilon_{dry} = 1 - \exp\left(-f_{dry} \operatorname{Ntu}_{dry}\right) \tag{2.140}$$

Kuru bölgedeki ısı transferi aşağıdaki eşitlik ile bulunur,

$$\dot{Q}_{dry} = \dot{m}_{a,two-phase} c_{p,a} \left(T_{a,i} - T_{a,x} \right)$$
(2.141)

Kısmi yoğuşma hesabında soğutucu akışkanın geçtiği nemli bölgenin c_s faktörü aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$c_{s} = \frac{\partial h_{sat}}{\partial T} \Big|_{T = T_{sat,r}}$$
(2.142)

Buna göre UA_i soğutucu akışkan tarafı, UA_o^* hava tarafı olmak üzere,

$$UA_{wet} = \frac{1}{c_s / UA_i + c_{p,a} / UA_o^*}$$
(2.143)

$$Ntu_{wet} = \frac{UA_{wet}}{\dot{m}_{a,two-phase}}$$
(2.144)

Şeklinde Ntu_{wet} değeri bulunur. Ntu_{wet} ve kuruluk oranı f_{dry} kullanılarak kısmi yoğuşmalı durumdaki nemli bölgenin etkenliği aşağıdaki eşitliğe göre bulunur.

$$\varepsilon_{wet} = 1 - \exp\left[-\left(1 - f_{dry}\right) \operatorname{Ntu}_{wet}\right]$$
(2.145)

Kısmi yoğuşmada nemli bölgenin ısı transferi için gereken entalpi değeri $h_{a,sat,r}$ aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$h_{a,sat,r} = h_{sat} \left(T = T_{sat,r}, \phi = 1 \right)$$
(2.146)

Kısmi yoğuşmada nemli bölgenin ısı transferi,

$$\dot{Q}_{\text{wet}} = \varepsilon_{\text{wet}} \dot{m}_{a, \text{ cift-faz}} \left(h_{a,i} - h_{a, \text{sat}, r} \right)$$
(2.147)

Enerji eşitliğinden bulunan havanın çıkış entalpisinin eşitliği verilmiştir.

$$h_{a,o} = h_{a,x} - \dot{Q}_{wet} / \dot{m}_{a,two-phase}$$
(2.148)

Nemli bölgenin yüzeyindeki efektif entalpi $h_{a,s,s,e}$, aşağıdaki eşitlikte verilmiştir. Bu değer ile efektif yüzey sıcaklığı $T_{s,e}$ hesaplanır.

$$h_{a,s,s,e} = h_{a,x} - \frac{h_{a,x} - h_{a,o}}{1 - \exp\left[-(1 - f_{dry})\operatorname{Ntu}_o\right]}$$
(2.149)

$$T_{s,e} = T_a (h = h_{a,s,s,e}, \phi = 1)$$
(2.150)

Hava çıkış sıcaklığı eşitliği verilmiştir,

$$T_{a,o} = T_{s,e} + (T_{a,x} - T_{s,e}) \exp\left[-(1 - f_{dry}) \operatorname{Ntu}_{o}\right]$$
(2.151)

Buna göre elde edilmiş kuru bölge 1s1 transferi ve nemli bölge 1s1 transferi değerleri toplanarak kısmi hava yoğuşmalı çift fazlı iç akıştaki toplam 1s1 transferi bulunur.

$$\dot{Q}_{\text{cift-faz}} = \dot{Q}_{dry} + \dot{Q}_{\text{wet}}$$
 (2.152)

2.5.2.4.Tam hava yoğuşmalı ve iç akışın çift faz olduğu durum



Şekil 2.9.Çift fazlı iç akış, hava tam yoğuşmalı

Tam hava yoğuşma durumunda kullanılan kısmi yoğuşma eşitliklerinde hava bölgesi kesişim değerleri hava giriş değerleri ile aynı alınır. Bu durumda f_{dry} kuruluk oranı 0 olmaktadır.

$$h_{a,x} = h_{a,i} \tag{2.153}$$

$$T_{a,x} = T_{a,i} \tag{2.154}$$

$$f_{dry} = 0 \tag{2.155}$$

2.6. Yoğuşturucu Modellemesi

Yoğuşturucu modellemesinde hava yoğuşmasız hesap yapılır. Yoğuşturucu çalışma koşullarında soğutucu akışkanın sıvı, sıvı-buhar karışımı ve buhar olmak üzere 3 farklı faz durumu da gözlenebilir. Kullanılan yoğuşturucunun tasarımına, soğutucu akışkanın kompresörden çıkış durumuna, soğutucu akışkan miktarına ve dış hava koşullarına göre yoğuşturucuda sıvı faz görülmeyebilir veya yalnızca buhar fazı olabilir.

Batarya modellemesi yapılırken akışkanın bataryanın yüzde kaçında hangi fazda olduğu hesaplanmaktadır. $w_{buh-faz}$ buhar bölgesi, $w_{cift-faz}$ çift faz bölge ve $w_{sivi-faz}$ sıvı fazlı bölge olmak üzere bataryalarda bölgeler aşağıdaki eşitlikte ifade edilir(Bell 2017).

$$w_{\text{buh-faz}} + w_{\text{cift-faz}} + w_{\text{sivi-faz}} = 1$$
(2.156)

Buna göre her faz bölümünün batarya içinde 0 ile 1 arasında bir değeri olur. Soğutucu akışkan kısmında bir devrede oluşan faza göre her faz bölümünün uzunluğu aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanır.

$$L_{\text{buh-faz}} = w_{\text{buh-faz}} \overline{L_{\text{devre}}}$$
(2.157)

$$L_{\text{cift-faz}} = w_{\text{cift-faz}} \overline{L_{\text{devre}}}$$
(2.158)

$$L_{\text{sivi-faz}} = w_{\text{sivi-faz}} \overline{L_{\text{devre}}}$$
(2.159)

Hava tarafında toplamda bataryanın ısı transferi alanı faz oranlarına göre bölünme eşitliği verilmiştir.

$$A_{a, \text{ buh-faz}} = w_{\text{buh-faz}} A_{a, \text{ toplam}}$$
(2.160)

$$A_{a, \text{ cift-faz}} = w_{\text{cift-faz}} A_{a, \text{ toplam}}$$
(2.161)

$$A_{a, \text{ sivi-faz}} = W_{\text{sivi-faz}} A_{a, \text{ toplam}}$$
(2.162)

Hava tarafında bataryadan geçen toplam hava debisinin, faz bölümlerine göre ifadesi aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$\dot{m}_{a, \text{ buh-faz}} = w_{\text{buh-faz}} \, \dot{m}_a \tag{2.163}$$

$$\dot{m}_{a,\,\text{cift-faz}} = w_{\text{cift-faz}}\,\dot{m}_a \tag{2.164}$$

$$\dot{m}_{a, \text{ sivi-faz}} = w_{\text{sivi-faz}} \, \dot{m}_a \tag{2.165}$$

Soğutucu akışkan debisinin, toplam boru uzunluğunun ve yoğuşturucunun alanının parametresi olan faz bölümlerinin hesabı için her bir bölümün oranı sırayla hesaplanır. Yoğuşturucuya giren soğutucu akışkanın faz değişimine göre yaptığı ısı transferi incelendiğinde faz bölümleri aşağıdaki algoritma ile bulunmaktadır.

Soğutucu akışkanın yoğuşturucuya girdiğindeki faz hali kızgın buhar olduğundan ısı transferi hesapları ilk olarak kızgın buhar bölgesinde hesaplanarak $w_{buh-faz}$ değeri, sonrasında çift fazlı bölgesi hesaplanarak $w_{cift-faz}$ değeri elde edilir. Değerler elde edildikten sonra aşağıdaki algoritmaya göre devam eden hesaplar yapılır:

Eğer $w_{\text{buh-faz}} \ge 1$ ise soğutucu akışkan, bataryanın tamamından kızgın buhar olarak geçmiştir. $w_{\text{buh-faz}} = 1$ olacak şekilde Brent kök bulma metodu(Brent 1971) ile optimizasyon yapılır. Hesap sonucunda bataryanın kapasitesi bulunur.

Eğer $w_{\text{buh-faz}} + w_{two-\text{phase}} > 1$ *ise* sıvı faz yoktur. $w_{\text{cift-faz}}$ değeri $w_{\text{buh-faz}} + w_{\text{cift-faz}} = 1$ olacak şekilde Brent kök bulma metodu(Brent 1971) ile tekrar hesaplanır ve batarya hesap çıktıları iki bölge için elde edilir.

Eğer $w_{\text{buh-faz}} + w_{\text{cift-faz}} < 1$ *ise* eşitlik (2.225)'e göre $w_{\text{sivi-faz}}$ değeri elde edilir. Batarya hesap çıktıları üç bölge için elde edilir.

2.6.1. Kızgın buhar bölümü

Yoğuşturucuya giriş yapan soğutucu akışkanın giriş termofiziksel özellikleri ve doyma noktasındaki özellikleri bilindiğinden aşağıdaki denklem ile faz bölümü değeri elde edilir.

$$w_{\text{buh-faz}} = -\frac{\ln(1-\Psi)}{\left[1 - \exp\left(-\text{UA}/(c_{p,a}\dot{m}_{a, \text{ toplam}})\right)\right]} \frac{\dot{m}_r c_{p,r}}{\dot{m}_{a, \text{ toplam}} c_{p,a}}$$
(2.166)

$$\Psi = \frac{(T_{r,i} - T_{yo\check{g},r})}{(T_{r,i} - T_{a,i})}$$
(2.167)

2.6.2. Çift faz bölümü

Kompresörden çıkmış, gaz halinden doymuş buhar haline gelen soğutucu akışkanın çift fazlı hal iki farklı durum meydana gelebilir. İlk durumda akışkanın buhar kalitesinin 0'a gelip yoğuşur. İkinci durumda akışkan yoğuşamadan yoğuşturucuyu terk eder. İki durumdan hangisinin olacağını bilebilmek için yoğuşturucunun buhar çıkış kalitesinin fonksiyonunu hesaplamak gereklidir. Buhar çıkış kalitesinin fonksiyonu akışkan tarafı ortalama ısı transferi katsayısının eşitlik (2.82) sonucundan elde edilir. NTU değeri çift faz bölümünün oranından bağımsız olacaktır. Bu durumda etkenlik değeri aşağıdaki eşitlikte hesaplanır.

$$\varepsilon_{\varsigma ift-faz} = 1 - \exp\left(\frac{-\mathrm{UA}}{\dot{m}_a \, c_{p,a}}\right) \tag{2.168}$$

Hava tarafı ve akışkan tarafı ortalama ısı transferi katsayısı ile yoğuşturucu çift faz bölümünün ortalama ısı transferi katsayısı aşağıdaki denklem kullanılarak bulunur.

$$UA = \frac{1}{\left(\eta_a h_a A_{a, \text{ toplam}}\right)^{-1} + \left(h_{r, \text{ cift-faz}} A_{r, \text{ toplam}}\right)^{-1}}$$
(2.169)

 $w_{cift-faz}$ değeri buhar kalitesinin fonksiyonudur ve aşağıdaki biçimde ifade edilir.

$$w_{\text{cift-faz}} = -\frac{\dot{m}_r h_{fg} (1 - x_{\text{o},r,\text{cift-faz}})}{\dot{m}_{a,\text{toplam}} c_{p,a} (T_{a,i} - T_{\text{sat},r}) \varepsilon_{\text{cift-faz}}}$$
(2.170)

Fonksiyonda bilinmeyen değişken olarak buhar kalitesi $x_{0,r, \text{ cift-faz}}$ olarak verilmiştir. Yoğuşturucu algoritmasına göre aşağıdaki denklemin $x_{0,r, \text{ cift-faz}}$ değeri değiştirilerek çözülmesi gerekir.

$$\Delta = (1 - w_{\text{buh-faz}}) - w_{\text{cift-faz}} \left(x_{\text{o}, r, \text{cift-faz}} \right)$$
(2.171)

Denklem (2.171)'de verilen Δ değeri 0'a eşitlenmelidir. Denklemde değişken olan kısım buhar kalitesi olduğundan buhar kalitesi 0 ile 1 arasında olacaktır. Buhar kalitesi

0 iken $\Delta = 0$ koşulu sağlanmadıysa yoğuşturucu çift faz çıkış buhar kalitesi 0 alınır ve sıvı faz bölümünün oranının hesabı yapılır.

Çift fazlı durumdaki basınç düşümü denklem (2.61) ile hesaplanır.

2.6.3. Sıvı faz bölümü

Sıvı faz bölümü (2.156) denklemindeki kızgın buhar bölümü ve çift faz bölümü değerlerinin bilinmesiyle elde edilir.

Sıvı faz giriş termofiziksel özellik parametrelerinde sıvı basıncının bilinmesi gereklidir. Doymuş sıvının basıncının bulunması, doymuş buharın basınç düşümünün bulunmasıyla hesaplanır.

Sıvı faz bölümündeki ortalama ısı transferi katsayısı aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$UA = \frac{W_{\text{sivi-faz}}}{\left(\eta_a h_a A_{a, \text{ toplam}}\right)^{-1} + \left(h_r A_{r, \text{ toplam}}\right)^{-1}}$$
(2.172)

Etkenlik hesabının yapılabilmesi için gereken parametrelerin hesabı aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

$$C_{\min} = \min[\dot{m}_r c_{p,r}, \dot{m}_a c_{p,a} w_{\text{sivi-faz}}]$$
(2.173)

$$C_{\max} = \max\left[\dot{m}_r c_{p,r}, \dot{m}_a c_{p,a} w_{\text{sivi-faz}}\right]$$
(2.174)

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \tag{2.175}$$

$$Ntu = \frac{UA}{C_{\min}}$$
(2.176)

NTU değerinin elde edilmesiyle sıvı faz bölümünün etkenlik değeri aşağıdaki biçimde hesaplanır.

$$\varepsilon_{sivi-faz} = 1 - \exp\left(-\frac{1}{C_r} \left(1 - \exp\left(-C_r \operatorname{Ntu}\right)\right)\right)$$
(2.177)

Etkenlik değerinin elde edilmesiyle, yoğuşturucuya hava giriş sıcaklığı ve doymuş sıvı noktasındaki sıvı sıcaklığı değerleri ile ısı transferi aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir.

$$\dot{Q}_{\text{sivi-faz}} = -\varepsilon_{\text{sivi-faz}} C_{\min} (T_{\text{kaynama},r} - T_{i,a})$$
(2.178)

2.7. Buharlaştırıcı Modellemesi

Buharlaştırıcı modellemesinde hava yoğuşmalı hesap yapılır. Buharlaştırıcı çalışma koşullarında soğutucu akışkanda sıvı-buhar karışımı ve buhar olmak üzere 2 farklı faz durumu gözlenebilir. Kullanılan buharlaştırıcının tasarımına, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya giriş durumu, şarj miktarı ve dış hava koşullarına göre buharlaştırıcıdaki çift faz bölümlü kısmın oranı belirlenmektedir.

Batarya modellemesi yapılırken akışkanın bataryanın yüzde kaçında hangi fazda olduğu hesaplanmaktadır. Buharlaştırıcıda $w_{sivi-faz} sivi faz$ bölgesi görülmez. $w_{cift-faz}$ çift faz bölge ve $w_{buh-faz}$ kızgın buhar bölge olmak üzere bataryalarda bölgeler aşağıdaki eşitlikte ifade edilir(Bell 2017).

$$w_{\text{buh-faz}} + w_{\text{cift-faz}} = 1 \tag{2.179}$$

Buna göre her faz bölümünün batarya içinde 0 ile 1 arasında bir değeri olur. Soğutucu akışkan kısmında bir devrede oluşan faza göre her faz bölümünün uzunluğu aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanır.

$$L_{\text{cift-faz}} = w_{\text{cift-faz}} \overline{L_{\text{devre}}}$$
(2.180)

$$L_{\text{buh-faz}} = w_{\text{buh-faz}} \overline{L_{\text{devre}}}$$
(2.181)

Hava tarafında toplamda bataryanın ısı transferi alanı faz oranlarına göre bölünme eşitliği verilmiştir.

$$A_{a, \text{ cift-faz}} = w_{\text{cift-faz}} A_{a, \text{ toplam}}$$
(2.182)

$$A_{a,\text{buh-faz}} = w_{\text{buh-faz}} A_{a,\text{ toplam}}$$
(2.183)

Hava tarafında bataryadan geçen toplam hava debisinin, faz bölümlerine göre ifadesi aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$\dot{m}_{a,\text{cift-faz}} = w_{two-\text{ phase}} \dot{m}_{a,\text{ toplam}}$$
 (2.184)

$$\dot{m}_{a,\text{buh-faz}} = w_{\text{buh-faz}} \, \dot{m}_{a,\text{toplam}}$$
 (2.185)

Hesap metodunda ilk olarak akışkanın tamamen çift fazda kaldığı varsayılarak doyma noktasına kadar hesap yapılır. Elde edilen $w_{\text{cift-faz}}$ sonucu:

Eğer 1'den küçük ise buharlaştırıcı tamamen çift fazdadır. Bu durumda kök bulma metodu (Brent 1971) ile çıkış buhar kalitesi değiştirilerek faz $w_{\text{cift-faz}} = 1$ değeri elde edilir.

Eğer 1'den büyük ise $w_{buh-faz}$ bölümü vardır. Bu durumda çıkış buhar kalitesi 1 alınarak çift fazlı bölümdeki çıktı parametreleri alınır ve $w_{cift-faz}$ değeri elde edilir. Böylelikle eşitlik (2.179) kullanılarak kızgın buhar bölümünü ifade eden $w_{buh-faz}$ bölümünün değeri hesaplanır.

2.7.1. Çift faz bölümü

Havadan buharlaştırıcıya ısı geçişi söz konusu olduğundan buharlaştırıcıdan geçen havanın bağıl nem artmaktadır. Bu artış hava geçişi boyunca çiğ noktasına kadar devam etmekte, sonrasında buharlaştırıcı üzerinde havada yoğuşma durumu gözlemlenmektedir. Modeli kurulan buharlaştırıcıda hava yoğuşma durumu söz konusu olabileceğinden dolayı bölüm 2.5.2 'deki hava yoğuşmalı hesap eşitlikleri ile buharlaştırıcıdaki faz hesapları yapılmaktadır.

Akışkan tarafı için çift fazlı bölümde hedeflenen ısı transferi miktarı buhar kalitesine bağlı olarak aşağıdaki eşitlikte tanımlanır.

$$\dot{Q}_{\text{hedef}} = \dot{m}_r (x_{r,o} - x_{r,i}) h_{f,g}$$
 (2.186)

Verilen eşitlikte bilinmeyen parametre çıkış buhar kalitesi $x_{r,o}$ olmaktadır. Çift fazlı bölümdeki ısı transferi ve çift fazlı bölümün buharlaştırıcı üzerindeki oranının elde edilmesi için ilk olarak çıkış buhar kalitesine tahmini değerler verilip hedeflenen ısı transferi \dot{Q}_{hedef} miktarı bulunur.

Başlangıç olarak çıkış buhar kalitesi $x_{r,o} = 1$ alınarak Q_{hedef} hesaplanır. Aynı zamanda çift fazlı hava yoğuşmalı hesap algoritmaları ile buharlaştırıcıdaki hava yoğuşması ve buna göre olması gereken ısı transferi miktarı $\dot{Q}_{\text{cift-faz}}$ bölüm 2.5.2'de verilen denklemler ile bulunur. Buharlaştırıcıdaki çift fazlı durumun hesabı aşağıdaki denklem ile elde edilir.

$$\dot{Q}_{\text{cift-faz}} = \dot{Q}_{\text{hedef}}$$
 (2.187)

Eğer $\dot{Q}_{\text{cift-faz}} > \dot{Q}_{\text{hedef}}$ ise buharlaştırıcıda kızgın buhar bölümü vardır. Eşitlik sağlanana kadar $w_{\text{cift-faz}}$ değeri düşürülerek iterasyona devam edilir. Buharlaştırıcıdaki çift fazlı bölüm hesabında sonuç olarak eşitlik (2.179)'a göre hem $w_{\text{cift-faz}}$ çift faz bölüm oranı hem de $w_{\text{buh-faz}}$ kızgın buhar bölüm oranı elde edilmiş olur.

Eğer $\dot{Q}_{\text{cift-faz}} < \dot{Q}_{\text{hedef}}$ ise buharlaştırıcıdaki çift faz bölüm oranı $w_{\text{cift-faz}} = 1$ olmaktadır. Eşitliğin sağlanabilmesi için çıkış buhar kalitesi $x_{r,o}$ düşürülerek \dot{Q}_{hedef} değeri $\dot{Q}_{\text{cift-faz}}$ değerine eşitlenir ve iterasyon tamamlanır.

2.7.2. Kızgın buhar bölümü

Buharlaştırıcı çift faz hesap bölümünde hava yoğuşmalı hesabın sonucunda çift buhar kalitesi 1 olup doyma noktasına gelmesine rağmen fazladan ısı transferine ihtiyaç duyulduğundan akışkanın ısı alma devam edeceği sonucuna varılmaktadır. Doymuş buhar noktasından itibaren buharlaştırıcıdaki kızgın buhar oranı $w_{buh-faz}$, çift faz bölümünde hesaplanmaktadır. Buharlaştırıcıdaki kızgın buhar oranı bilindiğinden dolayı bölüm 2.5.2'deki hava yoğuşmalı hesap eşitlikleri ile ısı transferi miktarı ve soğutucu akışkan çıkış parametreleri elde edilir.

2.8. Rotorlu Tip Isı Geri Kazanımı

2.8.1. Rotor geometrik tanımı

Rotorlu tip 1sı değiştiricisinin içindeki dalgalı alüminyum kanat yapısı Şekil 2.10'da verilmiştir.



Şekil 2.10. Rotor Geometrik Tanım

Rotorun ısı transferi miktarının bulunabilmesi için rotorun yüzey alanı bulunmalıdır(Şekil 2.11).



Şekil 2.11. Rotor levha parçası

Rotorun dairesel levha kısımların alanları aşağıdaki formülden hesaplanmaktadır.

$$A6 = \pi k D_{i\varsigma}$$

$$A3 = \pi k (D_{i\varsigma} + t)$$

$$A4 = \pi k (D_{i\varsigma} + h_s + t)$$

$$A1 = \pi k (D_{i\varsigma} + h_s + 2t)$$
(2.188)

 (D_{dis}) , hs ve t ölçülerinin artımıyla alan formülleri ile hesaplanmaktadır. Rotorun en iç kısmındaki levha parçasındaki A6 bölgesinin ısı transfer ıslak alanı olmadığından alanının hesabı ihmal edilmektedir.

A2 ve A5 bölgeleri kıvrımlı alüminyum levhalarının iç yüzey alanlarını bulmak için sinüs dalgası benzetmesi kullanılır. İlk olarak sinüs dalgalarının uzunlukları bulunur, bulunan uzunluk ile rotor genişliği çarpımı bir sinüs dalgası şeklinde olan alüminyum levhanın bir yüzeyinin alanı bulunur.

Her bir kıvrımlı levhanın toplam yüzey alanı, bulunan yüzey alanı değerinin 2 ile çarpımı ile hesaplanır.



Şekil 2.12. Sinüs dalgası orta eksen

$$L_o = \pi D_o \tag{2.189}$$

 L_o , sinüs dalgasının bulunduğu eksen uzunluğudur. Sinüs dalga uzunluğu L_s ,

$$L_{s} = \int_{0}^{L_{o}} \sqrt{1 + \left(\frac{h_{s}}{2}\right)^{2} \cos^{2}(g_{s}x)}$$
(2.190)

$$A2 = A5 = 2L_s k \tag{2.191}$$

En içteki rotor parçası 1. parça, en dıştaki parça n. parça olmak üzere, toplam yüzey alanı,

$$A_{rotor} = A6_1 + \sum_{i=1}^{n} A1_i + A2_i + A3_i + A4_i + A5_i$$
(2.192)

2.8.2. Rotor 1s1 transferi

Rotor 1sı transferi ters akışlı 1sı transferi etkenlik geçiş birimi (ε -NTU) yaklaşımı ile durgun halde (steady-state) hesaplanmıştır. Ters akışlı 1sı transferi etkenlik hesap detayında kanal içi iç akış ve rotor devrine göre düzeltme çarpanları kullanılmıştır(Tuncay Yilmaz and Büyükalaca 2003).

Ters akışlı ısı değiştirici etkenliği

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - e^{[-NTU(1 - C_r)]}}{1 - C_r e^{[-NTU(1 - C_r)]}}$$
(2.193)

Isı kapasite debisi oranı

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$
(2.194)

Sıcak ve soğuk akışkanların ısı kapasitesi debisi ifadesi

$$C_c = \dot{m}_c c_{\rm pc} \tag{2.195}$$

$$C_h = \dot{m}_h c_{\rm ph} \tag{2.196}$$

Geçiş birimi sayısı

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}}$$
(2.197)

Isı değiştiricinin ısı kapasitesi

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_{cc}}$$
(2.198)

A, 1sı değiştiricinin hava akışı ile temas eden yüzey alanıdır. Rotorun sıcak kısmındaki 1sı transferi katsayısı h_h , soğuk kısmındaki 1sı transferi katsayısı h_c olarak ifade edilmektedir.

Rotor tipinde ısı değiştiricilerin iç akış kanallarının geometrisini hesaba katan Nusselt sayısının formülü Yılmaz ve Cihan tarafından aşandaki denklem ile ifade edilmiştir(T. Yilmaz and Cihan 1993).

$$Nu = Nu_{\infty} \left[1 + \frac{4.212\psi\Phi^3}{ZNu_{\infty}^3} - 0.8 \left(\frac{\psi\Phi^3}{ZNu_{\infty}^3}\right)^{2/3} \right]^{1/3}$$
(2.199)

Z terimi, Reynolds, Rotor akış kanalı hidrolik çap, rotor kalınlığı ve Prandlt sayısına bağlı birimsiz bir faktördür. Nu_{∞} , sayısı Z'nin sonsuzdaki limitinde aşağıdaki şekilde elde edilmektedir.

$$\mathrm{Nu}_{\infty} = 3.657\phi \tag{2.200}$$

 ϕ , ısı transferi geometrik katsayısıdır. Rotor akış kanalı kesit geometrisine bağlıdır.

$$\phi = 1 + \frac{\phi_{\infty} - 1}{1 + 1/(n - 1)} + \Delta\phi$$
(2.201)

 ϕ_{∞} ve $\Delta \phi$ parametreleri aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanır.

$$\phi_{\infty} = 0.5155 \frac{d^{*2}}{3 - d^*} \tag{2.202}$$

$$\Delta \phi = \Delta \phi_{\max} \frac{0.95(n-1)^{0.5}}{1+0.038(n-1)^3}$$
(2.203)

 $\Delta \phi_{\max}$ aşağıdaki eşitlikte tanımlanır,

$$\Delta\phi_{\max} = \frac{7.10^{-3} d^{*^8}}{(1+10d^{*-28})(1+64.10^{-8}d^{*28})^{1/2}}$$
(2.204)

 d^* ve *n* sayıları dairesel olmayan kanallardaki ısı transferi geometrik katsayılarıdır. Dairesel kanallar için değerleri 1 alınır. d_{\max} , akış kanal alanına sığabilecek bir çemberin maksimum çapıdır. F değeri akış kanal alanıdır. F_{eq} değeri akış kanal alanına sığabilecek çemberin alanı, P_{eq} çevresidir.

$$d^* = \frac{d_{\rm eq}}{d_{\rm max}} \tag{2.205}$$

$$n = \frac{F}{F_{\rm eq}} = \frac{P}{P_{\rm eq}}$$
(2.206)

$$d_{\rm eq} = \frac{4F}{P} \tag{2.207}$$

Nusselt sayısı hesabında kullanılan ψ boyut faktörü aşağıdaki eşitlikler ile ifade edilir,

$$\psi = 1 + \left\{ \frac{\psi_{\infty} - 1}{[1 + 0.33d^{*2.5}/(n-1)]} \right\}$$
(2.208)

$$\psi_{\infty} = \frac{3}{8} d^{*^2} (3 - d^*) \tag{2.209}$$

Isı transferi faktörü ve Z formülü,

$$\Phi = 1 + \frac{\left[3(d^*/2)^{7/8}/(1+d^*)\right] - 1}{1 + 0.25/(n-1)}$$
(2.210)

$$Z = \frac{L}{d_{\text{eq}} \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}}$$
(2.211)

$$\operatorname{Re} = \frac{ud_{\operatorname{eq}}}{v} \tag{2.212}$$

u akış kanalındaki hava hızıdır, v kinematik viskozitedir. Havanın ısı taşınım katsayısı aşağıdaki eşitlikte ifade edilir,

$$h = k_r \frac{\mathrm{Nu}}{d_{\mathrm{eq}}} \tag{2.213}$$

Rotor tip 1sı değiştiricideki 1sı transferi etkenliğinde rotor devri etkisi için φ_r , çarpanı hesaplanır. Rotor devri N>5 için φ_r değerinin hesabında Kays ve London tarafından verilmiş eşitlik kullanılır(Kays,W.M. ,London 2018).

$$\varphi_r = 1 - \frac{1}{9C_r^{*1.93}} \tag{2.214}$$

Rotor devri N<5 durumunda φ_r değerinin hesabı Schmidt tarafından aşağıdaki eşitlikle tanımlanmıştır(Worsoe-Schmidt 1991).

$$\varphi_r = 1 - \frac{0.114 \left[1 - e^{(-\text{NTU})} \right]}{C_r^{0.44} C_r^{*1.93}}$$
(2.215)

 C_r^* rotor tip 1sı değiştiricisinin 1sı kapasitesi oranıdır,

$$C_r^* = \frac{C_{rr}}{C_{\min}} \tag{2.216}$$

 C_{\min} değeri rotordan geçen akışkanların minimum ısıl kapasitesi debisidir. C_{rr} , rotordaki ısıl kapasite debisidir.

$$C_{rr} = m_{\rm s} c_s N \tag{2.217}$$

 $m_{\rm s}$ değeri rotorun 1sı transferi yapan bölümünün kütlesi, c_s 1sı kapasitesidir. N değeri devir/saniye cinsinden rotor devridir.

Düzeltme çarpanı uygulandığında rotor tip ısı değiştiricisinin etkenlik değerinin ifadesi,

$$\varepsilon = \varphi_r \varepsilon_0 \tag{2.218}$$

Rotor tip 1sı değiştiricisindeki hava kuru termometre giriş sıcaklıkları sıcak hava $T1_h$ ve soğuk hava $T1_c$ olarak tanımlandığında 1sı transferi aşağıdaki eşitlikte ifade edilir,

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min} (T1_h - T1_c) \tag{2.219}$$

2.8.3. Rotor basınç kaybı

Rotor basınç kaybı hesabı, rotor yüzeyinin hava geçen alanın toplam alana oranını ifade eden porozite ve havanın geçtiği küçük kanalların geometrisi ile yapılan hesap metoduna dayanmaktadır(T. Yilmaz 1990).

$$\Delta P = \Delta P^* \frac{\rho u^2}{2} \tag{2.220}$$

Bölgesel basınç kaybı hesabı aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$K_l = \frac{(3-\epsilon)(1-\epsilon)^2}{2-\epsilon}$$
(2.221)

 ϵ sayısı porozite terimini ifade etmektedir. Aşağıdaki denklemlerde verilen katsayılar bölüm 2.8.2'de elde edilen faktörler ile bulunmaktadır.

$$K_{\infty} = \frac{12}{5} (3 - d^*)^2 \left[\frac{9(3 - d^*)}{7(7 - 3d^*)} - \frac{1}{5 - 2d^*} \right]$$
(2.222)

$$K = \frac{1.33}{1 + (1.33/K_{\infty} - 1)/[1 + 0.74d^{*2}/(n - 1)]}$$
(2.223)

Basınç kaybı hesabında kullanılan ve boyutsuz kanal uzunluğu faktörünü olarak tanımlanan x^* sayısı aşağıdaki eşitlik ile hesaplanır.

$$x^* = \left(x/d_{\rm eq}\right)/{\rm Re} \tag{2.224}$$

Elde edilen parametreler kullanılarak eşitlik (2.225) ile rotorlu tip 1s1 geri kazanım cihazının basınç kaybı faktörü elde edilir.

$$\Delta P^* = 13.766 \cdot x^{*0.5} + \frac{64 \cdot \psi \cdot x^* + K - 13.766 \cdot x^{*0.5}}{1 + 0.98 \cdot 10^{-4} \cdot K^{3.14} / x^{*^2}}$$
(2.225)

3. SİMÜLASYON

3.1. Isı Pompası Simülasyon Algoritması

Isı pompasını simüle edebilmek için ısı pompası komponent modelleri arasında bir çevrim kurulmalıdır. Bu çevrim termodinamiğin kütle ve enerji korunumuna dayanarak yapılmıştır. Her bir komponentin hesabının yapılabilmesi için girdi veri grubuna ihtiyacı vardır. Bir girdi grubu ısı pompası çevriminde bir önceki elemanın çıktısı olmaktadır. Simülasyon algoritmasında batarya geometrisi, hava şartları, kompresör modeli ve soğutucu akışkan özellikleri sabit kalmaktadır.

Çevrimdeki bataryalarda kullanılan sabit parametreler aşağıda listelenmiştir.

- Boru sayısı
- Devre sayısı
- Sıra sayısı
- Boru uzunluğu
- Boru iç çapı
- Boru et kalınlığı
- Boru dizilimi
- Boru 1s1 iletim katsay1s1
- Kanatlar arası mesafe
- Kanat kalınlığı
- Kanat dalga yüksekliği
- Kanat dalga genişliği
- Kanat 1s1 iletim katsay1s1
- Hava debisi
- Hava giriş kuru termometre sıcaklığı
- Hava giriş bağıl nemi
- Hava atmosfer basıncı
- Soğutucu akışkan cinsi
- Hedeflenen aşırı ısıtma sıcaklığı
- Hedeflenen aşırı soğutma sıcaklığı

Değişken parametreler aşağıda verilmiştir:

- Buharlaştırıcı buharlaşma sıcaklığı (*T*_{buh})
- Yoğuşturucu yoğuşma sıcaklığı (*T*_{yoğ})

Değişken parametrelere bağlı olarak optimizasyonu yapılacak denklem sistemi aşağıda verilmiştir.

- Aşırı ısıtma sıcaklığı ($\Delta T_{al, yoğ}$)
- Aşırı soğutma sıcaklığı ($\Delta T_{as, \text{ buh}}$)

$$f(T_{yo\check{g}}, T_{buh}, x_{buh}) = \begin{cases} \Delta T_{ai, \, yo\check{g}} - \Delta T_{ai, \, yo\check{g}, hedef} \\ \Delta T_{as, \, buh} - \Delta T_{as, \, buh, hedef} \end{cases}$$
(3.1)

Denklem sisteminin çözümü için Nelder Mead Simplex optimizasyon metodu(Nelder and Mead 1965) kullanılmıştır.

Simülasyon çözüm algoritması Şekil 3.1'de verilmiştir:



Şekil 3.1. Simülasyon çözüm algoritması

3.2. Simülasyon Yazılımı

Simülasyon yazılımı Java programlama dilinde, masaüstü uygulaması olarak programlanmıştır. Yazılımın grafik kullanıcı ara yüzü aşağıdaki biçimdedir(Şekil 3.2).

Simülasyon												
Buharlaştırıcı Girdileri						Ana Girdiler			Çözüm			
Boru Sayısı	14	Hatve 2.1 mm			Aşırı İsitma 5 °C			Buharlaşma Sıcaklığı Tahmin: 5 °C				
Sira Savisi	6			Asırı Soğutma 3	Aşırı Soğutma 3 °C		Yoğusma Sıcaklığı Tahmin: 36					
D (pa	1	mm	0.1.0.00	Soğutucu Akickan P407C					
Devre Sayisi	2		xf	1	mm	Sogutucu Akişkan R407			Simülasyonu Başlat	1955	Ma MORANA	
amel Uzunluğu.	0.575	m	t	0.12	mm	Açık Hava Basıncı 1013	25 Pa					
Boru Dış Çap	9.525	mm	Kanat İletim	237	W/mK	Kompresör			Sonuçlar log(P)-h Grafiği COP/EER			
Boru İç Çap	8.725	mm Hava Debisi 2000 m ³ /h			Model MTZ032-4			kim	Doğor	Pirim		
DI	25.4						Annelistan	4 00000 4361746006	10			
	23.4	Kuru Termometre 20 °C Rotoriu				Rotorlu Isı Geri Kazanım			Asiri Sodutma 3.00018051086815		°C	
PT	22	mm Bağıl Nem 20 %				Rotorlu Isı Geri Kazanım			Rubadarma Sicakliži	5 28702814006060	°C	
Boru İletim	400	W/mK			Bubarlastirici Tarafi KT:	20	°C	Buharlastrici Akiskan Basine Kayhi	20.764997378319773	kPa		
Yoðusturucu Girdilari							Buharlastirici Faz Orani (Buhar Faz)	10.973700633229889	%			
gușturucu Girui	ien				Buharlaştırıcı Tarafı KH:	20	%	Buharlastirici Faz Orani (Cift Faz)	89.02629936677012	%		
Boru Sayısı	14		Hatve	2.1	mm	Buharlaştırıcı Tarafı Debi:	2000	m³/h	Buharlaştırıcı Giriş Buhar Kalitesi	0.16795579492785428		
Sıra Sayısı	4		nd	1	mm	Voðusturucu Tarafi KT:	-10	°C	Buharlaştırıcı Hava Basınç Kaybı	122.18995088044633	Pa	
Davra Saver	7		P.4						Buharlaştırıcı Hava Giriş Bağıl Nem	20.0	%	
Devie Sayisi	-		xf	1	mm	Yoğuşturucu Tarafı RH: 86.8 %		Buharlaştırıcı Hava Giriş KT Sıcaklığı	20.0	°C		
amel Uzunluğu	0.575	m	t	0.12	mm	Yoğuşturucu Tarafı Debi: 2000 m³/h		Buharlaştırıcı Hava Çıkış Bağıl Nem	48.041423821695616	%		
Boru Dış Çap	9.525	mm	Kanat İlatim	237	W/mK	Dolau Voðupluður	Polau Vočupluču: 2700 ka/m ³		Buharlaştırıcı Hava Çıkış KT Sıcaklığı	6.5807478177175085	°C	
Rom is Can	8 725		Kunut neum	231		o onga roganiagar	Dolgu Yogunlugu: 2700 kg/m		Buharlaştırıcı Kapasitesi	9042.228720224863	w	
bora iç çap	0.725		Hava Debisi	2000	m²/h	Rotor Dış Çap:	700	mm	Buharlaştırıcı SHR (Duyulur İsi Oranı)	1.0		
PL	25.4	mm	Kuru Termometre	7	°C	Rotor İç Çap:	50	mm	Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Giriş Ental	241120.51785439512	J/kg	
PT	22	mm	Baðul Nem	86.8	94	Levba Kalinlik: 0.06 mm		mm	Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Miktarı	0.31059920173929517	kg	
Roru İletim	400	WmK	bugirterit	00.0	70		-		Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Çıkış Ental	419213.2178839856	J/kg	
bord licturi	400	W//////				Levha Yükseklik:	2	mm	COP	4.562580395431355		
						Levha Dalga Genişliği:	2.25	mm	EER	5.46623588264405		
						Poter Kaluphia	200		Kompresör Gücü	1981.8234280932584	w	
						KOLOT KAIITIIK.	200		Kompresör Izentropik Verim	0.6026644756803073		
						Rotor Devri:	12	devir/dk	Kütlesel Debi	182./8134582378829	kg/h	
									Yoğuşma Sıcaklığı	36.117579578991695	-C	
									Yoğuşturucu Akışkan Basınç Kaybı	0.8767378040448142	kPa	
									Yoğuşturucu Faz Oranı (Buhar Faz)	18.162252885860067	%	
									Yoğuşturucu Faz Oranı (Sıvı Faz)	4.527408932371698	%	

Şekil 3.2. Simülasyon yazılımı grafik kullanıcı ara yüzü

Yazılımda her modelin gerekli girdi parametreleri simülasyon için gereken parametreler kadardır. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu için genel girdi parametreleri aynıdır. Boru sayısı, sıra sayısı, boru uzunluğu, boru çapları ve boru dizilimi, kanat hatvesi, kanat kalınlığı ve kanadın dalgalanma bilgileri, malzeme ısı iletim ve bataryadan geçen havanın özelliklerinin bilgisi modeli simülasyon için gerektiği şekilde tanımlamaktadır. Kompresör hesabı için kompresör modeli, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma girdi bilgilerinin sağlanması gerekmektedir.

Simülasyon yazılımına rotorlu ısı geri kazanım seçeneği eklenmiştir. Bölüm 2.7'de açıklanan rotorlu ısı geri kazanım modeli programa işlenmiştir. Rotorlu ısı geri kazanım modeli kullanıldığında programda bataryaya giriş hava sıcaklıklarını rotorlu ısı geri kazanım modeli belirleyecektir. Rotorlu ısı geri kazanım modelinde dış ortam ve iç ortamdan rotora gelen havanın termodinamik özellikleri, rotorun geometrik özellikleri ve rotorun devir sayısı sonuç performans çıktısı elde edilmektedir.

Simülasyon yapıldıktan sonra sistemin performans verileri yazılım tarafından tablo halinde listelenmektedir. Sistemin enerji verimliliği hesaplarının yapılabilmesi için

fan tüketim güçleri ve varsa rotorlu ısı değiştiricisinin güç tüketim değerleri yazılıma el ile girilmelidir. Sistem güç tüketimleri yazılıma girildiğinde sistemin enerji performansı yazılım tarafından sağlanabilmektedir(Şekil 3.3).

Sonuçlar log(P)-h Gra	ifiği COP/EER	
Buharlaştırıcı Fan Gücü: Yoğuşturucu Fan Gücü:	156	W Basınç Kayıpları Buharlaştırıcı Tarafı: 103,08 W Yoğuşturucu Tarafı: 157,60
Buharlaştırıcı Kapasitesi:	7810.453016534184	W
Yoğuşturucu Kapasitesi:	10016.418125538523	W
Rotor Kapasitesi:	0	W
Kompresör Gücü:	2403.4698109778697	W
EER	2,79	
COP	3,72 Hesapla	

Şekil 3.3. Post-Process Enerji verimliliği hesap ekranı

Termodinamik dengeyi sağlayan sonuçlar elde edildiğinde yazılım tarafından log p-h grafiği oluşturulmaktadır(Şekil 3.4).



Şekil 3.4. Simülasyon sonucu yazılım tarafından oluşturulan log p-h grafiği

4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

4.1. Model Sonuçları

4.1.1. Kompresör

AHRI 540 standardına göre verilen polinom katsayıları ile oluşturulmuş yapının modellemesinde hata oranı aşırı ısıtma sıcaklığına göre değişmektedir. Modelde kurulmuş olan sonuçlar ile kompresör üreticisi Danfoss şirketinin yazılımı olan CoolSelector(Danfoss 2021) tarafından verilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Seçilen kompresör Danfoss pistonlu kompresörlerin MTZ serisinden MTZ032-4 modelidir. Çevrimde kullanılan soğutucu akışkan R407C'dir. Aşırı ısıtma 11.3°C, aşırı soğutma 8.1°C için kullanılan kütlesel debi katsayıları Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1. MTZ032-4 kompresör akışkan kütlesel debi polinom katsayıları

C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
4.62E-02	1.89E-03	-1.13E-04	2.88E-05	-5.03E-06	-2.17E-06	1.40E-07	-1.83E-07	-2.13E-08	9.11E-11

Kompresörün polinom katsayıları uygulandığında yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığının değişimine göre soğutucu akışkan debisini gösteren grafik Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının değişimine göre kompresörün akışkan debisi

Farklı aşırı ısıtma değerleri için simülasyon programında kütlesel debi için düzeltme fonksiyonu uygulanmıştır.

Kompresörün güç tüketimi polinom katsayıları Tablo 4.2'de verilmiştir.

Tablo 4.2. MTZ032-4 kompresör güç tüketimi polinom katsayıları

C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
1.28E+03	2.16E+01	-1.86E+00	1.36E-01	-1.04E+00	7.56E-01	6.39E-03	-1.63E-02	2.78E-02	-6.61E-03

Güç tüketiminde aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklıklarının değişimi katsayılarda herhangi bir değişiklik yaratmamaktadır. Güç tüketimi fonksiyonunun bilinmesiyle enerji eşitliğinde bilinmeyen değişkenler yalnızca batarya kapasiteleri olmaktadır.

Kompresörün güç tüketimi polinom katsayıları uygulandığında yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığının değişimine göre kompresörün güç tüketimini gösteren grafik Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.2. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıklarının değişimine göre kompresörün güç tüketimi
Yoğuşturucu	Sıcaklıklar [°C]				Kütlesel	Hata Oranı	
Kapasitesi [W]	Buharlaşma	Yoğuşma	Aşırı Soğutma	Aşırı Isıtma	Simülasyon Yazılımı	Danfoss Coolselector	[%]
8050.62	4.31	42.07	5.00	1.00	173.47	176.40	1.66%
7987.73	4.13	42.02	5.00	2.00	171.11	174.00	1.66%
7913.92	3.91	41.95	5.00	3.00	168.51	171.40	1.68%
7825.34	3.64	41.85	5.00	4.00	165.61	168.50	1.72%
7716.95	3.29	41.70	5.00	5.00	162.29	165.20	1.76%
7584.02	2.84	41.50	5.00	6.00	158.47	161.30	1.75%
7422.91	2.28	41.23	5.00	7.00	154.09	156.90	1.79%
7233.95	1.60	40.91	5.00	8.00	149.15	151.90	1.81%
7021.18	0.82	40.53	5.00	9.00	143.77	146.50	1.86%
6792.41	-0.03	40.11	5.00	10.00	138.14	140.80	1.89%
6554.63	-0.93	39.67	5.00	11.00	132.40	134.90	1.86%
6311.98	-1.87	39.22	5.00	12.00	126.64	129.10	1.90%
6068.96	-2.83	38.75	5.00	13.00	120.97	123.40	1.97%
5826.78	-3.81	38.29	5.00	14.00	115.40	117.70	1.95%
5587.43	-4.79	37.83	5.00	15.00	109.97	112.20	1.99%

Tablo 4.3. Aşırı ısıtma sıcaklığına göre kütlesel debi karşılaştırma tablosu

Uygulanan düzeltme fonksiyonuna göre simülasyon yazılımından alınan sonuçlarla kompresör üreticisinin yazılımından gelen sonuçlar arasındaki hata oranı maksimum %2 seviyelerine çıkmaktadır. İncelenen kompresörde debi arttıkça hata oranının düştüğü gözlemlenmiştir.

4.1.2. Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu

Buharlaştırıcı ve yoğuşturucu model algoritmalarının doğrulanmasında Friterm Frtcoils(Friterm 2021) ticari yazılımı kullanılmıştır. Frtcoils yazılımı, kendi geliştirmiş olduğu adım adım hesap algoritmasına göre(Kocaman and Tosun 2013) batarya model hesabı yapmaktadır.

Buharlaştırıcı karşılaştırılmasında kullanılan Frtcoils yazılımında buharlaşma, yoğuşma, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklıkları girdi parametreleriyken, bu çalışmadaki buharlaştırıcı modellemesinde akışkan debisi, buharlaştırıcı giriş sıcaklığı, buharlaştırıcı buhar kalitesi ve soğutucu akışkanın kütlesel debisi girdi parametreleridir. Bu yüzden bu çalışmada modellerin irdelenmesinde çalışmadaki simülasyon programı kullanılmıştır. Böylelikle buharlaşma, yoğuşma, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklıkları simülasyon programında çıktı parametreleri olarak elde edilip Frtcoils yazılımında girdi parametresi olarak kullanılmıştır.

Buharlaştırıcı Girdileri					
	Simülasyon Yazılımı	Friterm FrtCoils			
Boru Sayısı	12				
Devre Sayısı	2	1			
Sıra Sayısı	~	3			
Boru Uzunluğu	44	40	mm		
Boru Dış Çapı	9.5	25	mm		
Boru İç Çapı	8.9	25	mm		
Boru Dizilimi	25.4	x22	mm		
Boru Malzemesi	Ba	kır			
Kanat Hatvesi	2	.1	mm		
Kanat Kalınlığı	0	.1	mm		
Kanat Malzemesi	Alüm	inyum			
Hava KT Sıcaklığı	15.2				
Hava Bağıl Nemi	60				
Buharlaşma Sıcaklığı	4.3				
Aşırı İsıtma Sıcaklığı	5				
Aşırı Soğutma Sıcaklığı	3				
Soğutucu Akışkan	R407C				
	Buharlaştırıcı Çıktıları				
Kapasite	8095	8010	W		
Soğutucu Akışkan Debisi	167	181	kg/h		
Soğutucu Akışkan Basınç Kaybı	25.71	24	kPa		
Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	244259	258000	J/kg		
Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	418501	420000	J/kg		
Hava Çıkış KT Sıcaklığı	6.1	5.8	°C		
Hava Çıkış Bağıl Nemi	91.56	96.32	%		
Duyulur Isı Oranı	0.77	0.8			
Soğutucu Akışkan Miktarı	0.228	-	kg		
Çift Faz Bölge Oranı	78.2	-	%		
Kızgın Buhar Bölge Oranı	21.8	-	%		

Tablo 4.4. Buharlaştırıcı modellerinin karşılaştırması

Buharlaştırıcı çıktıları karşılaştırıldığında buharlaştırıcı kapasite sonuçları arasındaki sapma miktarının %1.16 olduğu görülmektedir. Soğutucu akışkan basınç kayıpları arasındaki sapma miktarı %0.78 olmaktadır. Duyulur ısı oranları arasındaki sapma miktarı %3.6 olduğundan hava çıkış KT sıcaklıkları arasında %5.8, hava çıkış bağıl nemi arasında %4.6 oranında sapma görülmektedir. Sonuçlar arasındaki en büyük fark kütlesel debiden kaynaklıdır. Çalışmadaki matematiksel modelde buharlaştırıcıdaki çift faz ve kızgın buhar bölge oranı hesaplanabilmektedir. Hesaba bağlı olarak faz bölümlerinde soğutucu akışkanın boru hacmindeki ortalama yoğunluk ile bataryadaki toplam soğutucu akışkan kütlesi hesaplanıp 0.21 kg olarak elde edilmiştir.

Yoğuşturucu karşılaştırılmasında FrtCoils yazılımında yoğuşma sıcaklığı, kızgınlık alma sıcaklığı ve aşırı soğutma sıcaklığı bilgisi gerekmektedir. Bu çalışmadaki yoğuşturucu modellemesinde kompresör yoğuşturucu soğutucu akışkan giriş sıcaklığı, giriş basıncı ve kütlesel debisi girdi parametreleridir. Yoğuşturucu model karşılaştırılmasında da çalışmada simülasyon programından elde edilen çıktı verileri FrtCoils yazılımında girdi parametresi olarak kullanılmıştır.

Yoğuşturucu Girdileri					
	Simülasyon Yazılımı	Friterm FrtCoils			
Boru Sayısı	16	5			
Devre Sayısı	8				
Sıra Sayısı	4				
Boru Uzunluğu	44	0	mm		
Boru Dış Çapı	9.52	25	mm		
Boru İç Çapı	8.92	25	mm		
Boru Dizilimi	25.42	x22	mm		
Boru Malzemesi	Bak	(1r			
Kanat Hatvesi	2.1	1	mm		
Kanat Kalınlığı	0.	1	mm		
Kanat Malzemesi	Alümin	nyum			
Hava KT Sıcaklığı	9.1	2	°C		
Hava Bağıl Nemi	42.7				
Yoğuşma Sıcaklığı	40.98				
Yoğuşturucu Giriş Sıcaklığı	71.44				
Aşırı İsıtma Sıcaklığı	5				
Aşırı Soğutma Sıcaklığı	3				
Soğutucu Akışkan	R407C				
	Yoğuşturucu Çıktıları				
Kapasite	9803	9750	W		
Soğutucu Akışkan Debisi	169.65	165	kg/h		
Soğutucu Akışkan Basınç Kaybı	0.41	2.4	kPa		
Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	460286 462000		J/kg		
Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	249325	247000	J/kg		
Hava Çıkış KT Sıcaklığı	23.2	23.1	°C		
Hava Çıkış Bağıl Nemi	17.25 17.4		%		
Soğutucu Akışkan Miktarı	0.504	-	kg		
Sıvı Faz Bölge Oranı	4.9	-	%		
Çift Faz Bölge Oranı	73.2	-	%		
Kızgın Buhar Bölge Oranı	21.9	-	%		

Tablo 4.5. Yoğuşturucu modellerinin karşılaştırılması

Yoğuşturucu çıktıları karşılaştırıldığında kapasitelerde %0.5 oranında sapma olduğu görülmektedir. Kapasiteler arasındaki %1'den düşük fark enerji parametrelerine bağlı olan diğer çıktı sonuçlarına da yansımıştır. Yoğuşturucu sonuçlarında fark akışkan basınç kaybı sonuçlarında görülmektedir. simülasyon programı sonuçlarında 0.41 kPa olmaktadır. Soğutucu akışkanın yaptığı basınç kaybı FrtCoils programında 1.99 kPa daha fazladır.

4.1.3. Rotor Tip Isı Değiştirici

Rotor tip 1s1 değiştiricisi model algoritmasının doğrulanmasında Heatex online hesaplatıcısı (Heatex 2021b) kullanılmıştır. Karşılaştırmada kullanılan rotor tip 1s1 değiştirici modeli Heatex Model O (Heatex 2021a) olarak seçilmiştir. Karşılaştırılan rotor tip 1sı değiştiricileri kondenzasyon tipindedir. Havanın rotorlu tip 1sı değiştiricisinin levha üzerindeki yoğuşması ihmal edilmiştir.

Sonuçların karşılaştırılmasında hava debisi değişken parametre olarak seçilmiştir. Rotor tip ısı değiştiricisinin geometrik verileri, devir sayısı ve hava giriş koşulları aynı tutulmuştur. Sabit tutulan veriler Tablo 4.6'de gösterilmiştir.

	Sabit Parametreler	Birim
Taze Hava Giriş KT Sıcaklığı	15.2	°C
Taze Hava Giriş Bağıl Nemi	60	%
Geri Dönüş Hava Giriş KT Sıcaklığı	9.2	°C
Geri Dönüş Hava Giriş Bağıl Nemi	42.7	%
Dolgu Yoğunluğu [p]	2700	kg/m ³
Rotor Dış Çapı(Ddış)	0.5	m
Rotor İç Çapı (Diç)	0.05	m
Levha Kalınlığı (t)	6E-05	m
Levha Dalga Yüksekliği (hs)	2E-03	m
Levha Dalga Genişliği (gs)	2.25E-03	m
Rotor genişliği (k)	0.2	m
Rotor devri (N)	12	rpm

Tablo 4.6. Rotor tip 1s1 değiştiricisi sabit tutulan parametreler

Değişken parametre hava debisi olarak verilmiştir. Hava debisi 500 m³/h ile 5000 m³/h arasında tutulmuştur. Hava debileri 500 m³/h arttırılarak her iki yazılıma giriş yapılıp sonuçlar elde edilmiştir. Rotor tip ısı değiştiricisi verim hesabı EN 308 standardına göre yapılmıştır.



Şekil 4.3. Taze hava çıkışı kuru termometre sıcaklıklarının hava debisine göre değişimi



Şekil 4.4. Geri dönüş havası çıkışı kuru termometre sıcaklıklarının hava debisine göre değişimi



Şekil 4.5. Sıcaklık verimlerinin hava debisine göre değişimi



Şekil 4.6. Kapasitelerin hava debisine göre değişimi



Şekil 4.7. Taze hava çıkışı basınç kaybının hava debisine göre değişimi



Şekil 4.8. Geri dönüş hava çıkışı basınç kaybının hava debisine göre değişimi

4.2. Simülasyon Sonuçları

Simülasyonu yapılan sistem %100 taze hava ile çalışan direkt genleşmeli termodinamik çevrim yapmaktadır. Çalışmada rotorlu 1sı geri kazanımlı ve 1sı geri kazanımsız simülasyon sonuçları incelenmiştir.

Hava kanalları ve soğutucu akışkan borularından ısı kaybı ihmal edilmiştir. Kompresör ve genleşme valfindeki ısı kayıpları ihmal edilmiştir.

Rotorsuz ve rotorlu incelemesi yapılan simülasyon modellerinin şematik gösterimi Şekil 4.9'da verilmiştir.



Şekil 4.9. Isı geri kazanımsız ısı pompası sisteminin şematik gösterimi

Simülasyon yazılımında ısı geri kazanımı olmayan hesaplamada yukarıdaki model kullanılmıştır. Isı pompası algoritmasında önemli olan kısım buharlaştırıcıya ve yoğuşturucuya giren havanın sıcaklığıdır. Isı geri kazanımı temelde bataryalara havasının özellikleri değiştirmektedir.



Şekil 4.10. Rotorlu 1sı geri kazanımlı 1sı pompası sisteminin şematik gösterimi

Rotorlu 1sı geri kazanımlı 1sı pompasının şematik gösterimi Şekil 4.10'da verilmiştir. Rotorlu 1sı geri kazanımı sayesinde yaz modunda havanın buharlaştırıcı tarafından soğutulması için daha az enerji gerekecektir. Yaz modunda buharlaştırıcı olarak görev yapan batarya kış modunda yoğuşturucu olacaktır.

Simülasyon yazılımında rotorlu ve rotorsuz ısı pompası şemalarına bağlı kalınarak aşağıda maddeler halinde verilmiş durum şartları için analizler yapılmıştır.

- Mahal ısıtma (kış) ısı geri kazanımsız ısı pompası simülasyonu
- Mahal soğutma (yaz) ısı geri kazanımsız ısı pompası simülasyonu
- Mahal ısıtma (kış) rotorlu ısı geri kazanımlı ısı pompası simülasyonu
- Mahal soğutma (yaz) rotorlu 1s1 geri kazanımlı 1s1 pompası simülasyonu

Aşağıdaki tabloda ısıtma ve soğutma için kullanılacak bataryaların geometrik notasyonları Tablo 4.7'de verilmiştir.

	Soğutma (Yoğuşturucu) Isıtma (Buharlaştırıcı)	Soğutma (Buharlaştırıcı) İsıtma (Yoğuşturucu)	
Boru Sayısı	14	14	
Sıra Sayısı	6	4	
Devre Sayısı	5	7	
Lamel Uzunluğu	5	75	mm
Boru Dış Çapı	9.5	525	mm
Boru İç Çapı	8.7	725	mm
Boru Dizilimi	25.4	mm	
Kanat Hatvesi	2	mm	
Kanat Kalınlığı	0.	mm	

Tablo 4.7. Simülasyonda kullanılan bataryaların geometrik notasyonları

R407C soğutucu akışkanını kullanan Danfoss pistonlu kompresör modeli MTZ032-4 analizlerde kullanılmıştır. Simülasyon için ilgili kompresörün kütlesel debi ve güç tüketimi modelini oluşturan polinom grafikleri bölüm 4.1.1'de verilmiştir.

Mahal ısıtma ve mahal soğutma simülasyonunda cihaza giren hava sıcaklıkları EN 14511-2 standardına göre havadan havaya ünitelerin standart koşullarında, Eurovent şartlarına uygun olarak alınmıştır. Girdi parametreleri tablo Tablo 4.8'da verilmiştir.

	Mah	al Isıtma	Maha	l Soğutma
	Dış Ortam Mahal Dönüş		Dış Ortam	Mahal Dönüş
Hava Debisi [m ³ /h]	2000	2000	2000	2000
Hava Giriş KT [°C]	7	20	35	27
Hava Giriş YT [°C]	6	9.25	24	19
Aşırı Isıtma [°C]	5		8	
Aşırı Soğutma [°C]	3		5	

Tablo 4.8. Mahal ısıtma ve mahal soğutma için simülasyon girdileri

Isıtma ve soğutma ısı geri kazınım durumunda kullanılan rotor tip ısı değiştiricisini tanımlayan sabit parametreler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Dolgu Yoğunluğu [p]	2700	kg/m ³
Rotor Dış Çapı(Ddış)	0.7	m
Rotor İç Çapı (Diç)	0.05	m
Levha Kalınlığı (t)	6E-05	m

2E-03

2.25E-03

0.2

12

m

m

m

rpm

Levha Dalga Yüksekliği (hs)

Levha Dalga Genişliği (gs)

Rotor genişliği (k)

Rotor devri (N)

Tablo 4.9. Rotor tip 1s1 değiştiricisi notasyonu

Sonuçların kütle ve enerji eşitliği doğrulamasında CoolSelector (Danfoss 2021) ve Solkane (Solvay n.d.) yazılımları kullanılmıştır. Doğrulamada kullanılan yazılımlara veri girişi için bataryaların kapasiteleri, soğutma çevrimindeki yoğuşma, buharlaşma, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma sıcaklıkları gerekmektedir. CoolSelector yazılımı veri giriş ara yüzü aşağıda verilmiştir.

Ça Ge	ışma koşulları reken kapasite:				Evaporasyon:				Kondenzasyon:			
	Soğutma kapasitesi:		\sim	7.914 kW	Çiy noktası sıcaklığı:	\sim	4.0	°C	Çiy noktası sıcaklığı:	\sim	41.1	°C
	Tüm modelleri göste		•		Faydalı aşırı kızdırma:		5.0	к	Aşırı soğıtma:		3.0	к
	Göster:	1	÷	modeller	İlave aşırı kızdırma:		0	к	İlave aşırı soğutma:		0	к
De	ğerlendirme koşulları:				Dönüş gazı sıcaklığı:		9.0	°C	Toplam aşırı soğutma:		3.0 K	¢
	Özel			•					Likit sıcaklığı:		33.0 9	°C

Şekil 4.11. CoolSelector yazılımı veri giriş ara yüzü

CoolSelector yazılımında bataryalarda meydana gelen basınç düşümleri ihmal edilmektedir. Solkane yazılımında kompresör hesaplatıcı modül yoktur. Bunun yerine izantropik verim ile kompresörün özellikleri tanımlanarak termodinamik çevrim yapılmaktadır. Solkane yazılımında bataryalarda meydana gelen basınç düşümleri programa girilebilmektedir, yazılımın veri giriş ara yüzü aşağıda verilmiştir.

SOLKANE®	□□	🗰 🧵 🔶 Properties	
Evaporator	Condenser	Compressor	Suction line
Temperature 10.76 °C	Temperature 49.80 °C	Isentr. efficiency 0.610 C Auto	Superheat 0.00 K
Superheating 8.00 K	Subcooling 5.00 K		Pressure drop 0.00 bar
Pressure drop 0.03 bar	Pressure drop 0.05 bar		Discharge line
Refrigerating cap. 9.17 kW	Calculation		Temperature loss 0.00 K
	Calculation		Pressure drop 0.00 bar

Şekil 4.12. Solkane yazılımı veri giriş ara yüzü

Soğutucu akışkanların termofiziksel özelliklerinin hesaplanmasında Solkane ve CoolSelector programları kendi yazılım kütüphanesinden yararlanmaktadır. Bu çalışmada soğutucu akışkanların termofiziksel özelliklerinin hesabında CoolProp yazılım kütüphanesi kullanılmıştır. CoolProp (Bell 2021) yazılım kütüphanesi simülasyon yazılımına gömülü olarak çalışmaktadır.

Yoğuşma, buharlaşma, aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklıkları bilindiğinden, soğutma çevrimindeki sonuçların doğrulanmasında doğrulama yazılımlarından elde edilen kütlesel debi, kompresör güç tüketimi ve kızgınlık alma sıcaklığı karşılaştırması yapılmıştır.

Özellik	Simülasyon Sonuçları	Birim
Aşırı İsıtma	5.00	°C
Aşırı Soğutma	3.00	°C
Buharlaşma Sıcaklığı	5.29	°C
Buharlaştırıcı Akışkan Basınç Kaybı	20.77	kPa
Buharlaştırıcı Faz Oranı (Buhar Faz)	10.97	%
Buharlaştırıcı Faz Oranı (Çift Faz)	89.03	%
Buharlaştırıcı Giriş Buhar Kalitesi	0.17	
Buharlaştırıcı Hava Basınç Kaybı	122.19	Ра
Buharlaştırıcı Hava Giriş Bağıl Nem	20.00	%
Buharlaştırıcı Hava Giriş KT Sıcaklığı	20.00	°C
Buharlaştırıcı Hava Çıkış Bağıl Nem	48.04	%
Buharlaştırıcı Hava Çıkış KT Sıcaklığı	6.58	°C
Buharlaştırıcı Kapasitesi	9042.23	W
Buharlaştırıcı SHR (Duyulur Isı Oranı)	1.00	
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	241120.58	J/kg
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Miktarı	0.31	kg
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	419213.19	J/kg
Kompresör Gücü	1981.82	W
Kompresör İzentropik Verim	0.60	
Kütlesel Debi	182.78	kg/h
Yoğuşma Sıcaklığı	36.12	°C
Yoğuşturucu Akışkan Basınç Kaybı	0.88	kPa
Yoğuşturucu Faz Oranı (Buhar Faz)	18.16	%
Yoğuşturucu Faz Oranı (Sıvı Faz)	4.53	%
Yoğuşturucu Faz Oranı (Çift Faz)	77.31	%
Yoğuşturucu Giriş	63.54	°C
Yoğuşturucu Hava Basınç Kaybı	80.00	Ра
Yoğuşturucu Hava Giriş Bağıl Nem	86.80	%
Yoğuşturucu Hava Giriş KT Sıcaklığı	7.00	°C
Yoğuşturucu Hava Çıkış Bağıl Nem	32.16	%
Yoğuşturucu Hava Çıkış KT Sıcaklığı	22.36	°C
Yoğuşturucu Kapasitesi	10833.11	W
Yoğuşturucu Kızgınlık Alma Sıcaklığı	27.42	°C
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	454779.56	J/kg
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Miktarı	0.54	kg
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	241120.58	J/kg

4.2.1. Isı geri kazanımsız ısıtma simülasyonu sonuçları

Tablo 4.10. Isı geri kazanımsız ısıtma simülasyonu sonuçları

	Kütlesel Debi[kg/h]	Kompresör Güç Tüketimi [W]	Kızgınlık Alma Sıcaklığı [°C]
Simülasyon Yazılımı	182.78	1981.82	27.42
CoolSelector	185.90	1982	28.80
Solkane	185.34	1970	27.74

Tablo 4.11. Isı geri kazanımsız ısıtma simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması

4.2.2. Rotorlu ısı geri kazanımlı ısıtma simülasyonu sonuçları

Özellik	Simülasyon Sonucları	Birim
Asırı Isıtma	5.00	°C
Asırı Soğutma	3.00	°C
Buharlasma Sıcaklığı	-0.79	°C
Buharlastırıcı Akıskan Basınç Kaybı	13.52	kPa
Buharlastirici Faz Orani (Buhar Faz)	19.85	%
Buharlastırıcı Faz Oranı (Cift Faz)	80.15	%
Buharlastırıcı Giris Buhar Kalitesi	0.24	
Buharlastırıcı Hava Basınc Kaybı	123.78	Pa
Buharlastirici Hava Giris Bağıl Nem	37.23	%
Buharlastırıcı Hava Giris KT Sıcaklığı	10.34	°C
Buharlastırıcı Hava Çıkıs Bağıl Nem	70.02	%
Buharlaştırıcı Hava Çıkış KT Sıcaklığı	1.23	°C
Buharlaştırıcı Kapasitesi	6347.62	W
Buharlaştırıcı SHR (Duyulur Isı Oranı)	1.00	
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	249256.74	J/kg
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Miktarı	0.20	kg
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	416117.45	J/kg
Buharlaştırıcı Tarafı Rotor Basınç Kaybı	133.41	Pa
Buharlaştırıcı Tarafı Rotor Giriş Hava KT	20.00	°C
Buharlaştırıcı Tarafı Rotor Giriş Hava RH	20.00	%
Kompresör Gücü	2001.47	W
Kompresör İzentropik Verim	0.61	
Kütlesel Debi	136.95	kg/h
Rotor Kapasite	6506.86	W
Rotor Sıcaklık Verimi	74.28	%
Yoğuşma Sıcaklığı	41.15	°C
Yoğuşturucu Akışkan Basınç Kaybı	0.54	kPa
Yoğuşturucu Faz Oranı (Buhar Faz)	21.32	%
Yoğuşturucu Faz Oranı (Sıvı Faz)	5.07	%
Yoğuşturucu Faz Oranı (Çift Faz)	73.61	%
Yoğuşturucu Giriş	75.95	°C
Yoğuşturucu Hava Basınç Kaybı	78.98	Pa
Yoğuşturucu Hava Giriş Bağıl Nem	47.14	%
Yoğuşturucu Hava Giriş KT Sıcaklığı	16.22	°C
Yoğuşturucu Hava Çıkış Bağıl Nem	22.69	%
Yoğuşturucu Hava Çıkış KT Sıcaklığı	28.22	°C
Yoğuşturucu Kapasitesi	8195.89	W
Yoğuşturucu Kızgınlık Alma Sıcaklığı	34.81	°C
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	465287.55	J/kg

Tablo 4.12. Rotorlu 1s1 geri kazanımlı 1s1tma simülasyonu sonuçları

Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Miktarı	0.56	kg
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	249256.74	J/kg
Yoğuşturucu Tarafı Rotor Basınç Kaybı	132.27	Pa
Yoğuşturucu Tarafı Rotor Giriş Hava KT	7.00	°C
Yoğuşturucu Tarafı Rotor Giriş Hava RH	86.80	%

Tablo 4.13. Isı geri kazanımlı ısıtma simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması

	Kütlesel	Kompresör Güç	Kızgınlık Alma
	Debi[kg/h]	Tüketimi [W]	Sıcaklığı [°C]
Simülasyon Yazılımı	136.95	2001.47	34.81
CoolSelector	139.40	2002	36.60
Solkane	138.92	2000	35.26

4.2.3. Isı geri kazanımsız soğutma simülasyonu sonuçları

Özellik	Simülasyon Sonuçları	Birim
Aşırı İsıtma	8.00	°C
Aşırı Soğutma	5.00	°C
Buharlaşma Sıcaklığı	13.84	°C
Buharlaştırıcı Akışkan Basınç Kaybı	5.88	kPa
Buharlaştırıcı Faz Oranı (Buhar Faz)	19.57	%
Buharlaştırıcı Faz Oranı (Çift Faz)	80.43	%
Buharlaştırıcı Giriş Buhar Kalitesi	0.23	
Buharlaştırıcı Hava Basınç Kaybı	77.08	Pa
Buharlaştırıcı Hava Giriş Bağıl Nem	40.30	%
Buharlaştırıcı Hava Giriş KT Sıcaklığı	35.00	°C
Buharlaştırıcı Hava Çıkış Bağıl Nem	83.50	%
Buharlaştırıcı Hava Çıkış KT Sıcaklığı	21.49	°C
Buharlaştırıcı Kapasitesi	9996.03	W
Buharlaştırıcı SHR (Duyulur Isı Oranı)	0.87	
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	263782.17	J/kg
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Miktarı	0.19	kg
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	426033.40	J/kg
Kompresör Gücü	2756.11	W
Kompresör İzentropik Verim	0.60	
Kütlesel Debi	221.79	kg/h
Yoğuşma Sıcaklığı	51.76	°C
Yoğuşturucu Akışkan Basınç Kaybı	4.10	kPa
Yoğuşturucu Faz Oranı (Buhar Faz)	17.02	%
Yoğuşturucu Faz Oranı (Sıvı Faz)	7.28	%
Yoğuşturucu Faz Oranı (Çift Faz)	75.71	%
Yoğuşturucu Giriş	84.10	°C
Yoğuşturucu Hava Basınç Kaybı	120.60	Pa
Yoğusturucu Hava Giris Bağıl Nem	46.97	%

Tablo 4.14. Isı geri kazanımsız soğutma simülasyonu sonuçları

Yoğuşturucu Hava Giriş KT Sıcaklığı	27.00	°C
Yoğuşturucu Hava Çıkış Bağıl Nem	16.61	%
Yoğuşturucu Hava Çıkış KT Sıcaklığı	45.96	°C
Yoğuşturucu Kapasitesi	12505.16	W
Yoğuşturucu Kızgınlık Alma Sıcaklığı	32.35	°C
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	467496.66	J/kg
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Miktarı	0.99	kg
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	263782.17	J/kg

Tablo 4.15. Isı geri kazanımsız soğutma simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması

	Kütlesel	Kompresör Güç	Kızgınlık Alma
	Debi[kg/h]	Tüketimi [W]	Sıcaklığı [°C]
Simülasyon Yazılımı	221.79	2756.11	32.35
CoolSelector	225.80	2756	33.20
Solkane	224.70	2740	32.57

4.2.4. Rotorlu ısı geri kazanımlı soğutma simülasyonu sonuçları

Özellik	Simülasyon Sonuçları	Birim
Aşırı İsıtma	8.00	°C
Aşırı Soğutma	5.00	°C
Buharlaşma Sıcaklığı	11.85	°C
Buharlaştırıcı Akışkan Basınç Kaybı	4.77	kPa
Buharlaştırıcı Faz Oranı (Buhar Faz)	27.78	%
Buharlaştırıcı Faz Oranı (Çift Faz)	72.22	%
Buharlaştırıcı Giriş Buhar Kalitesi	0.28	
Buharlaştırıcı Hava Basınç Kaybı	77.46	Pa
Buharlaştırıcı Hava Giriş Bağıl Nem	56.74	%
Buharlaştırıcı Hava Giriş KT Sıcaklığı	28.95	°C
Buharlaştırıcı Hava Çıkış Bağıl Nem	87.29	%
Buharlaştırıcı Hava Çıkış KT Sıcaklığı	19.82	°C
Buharlaştırıcı Kapasitesi	8576.78	W
Buharlaştırıcı SHR (Duyulur Isı Oranı)	0.70	
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	270412.18	J/kg
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Miktarı	0.15	kg
Buharlaştırıcı Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	425017.17	J/kg
Buharlaştırıcı Tarafı Rotor Basınç Kaybı	137.76	Pa
Buharlaştırıcı Tarafı Rotor Giriş Hava KT	35.00	°C
Buharlaştırıcı Tarafı Rotor Giriş Hava RH	40.30	%
Kompresör Gücü	2865.81	W
Kompresör İzentropik Verim	0.60	
Kütlesel Debi	199.71	kg/h
Rotor Kapasite	3888.85	W
Rotor Sıcaklık Verimi	75.57	%

Tablo 4.16. Rotorlu 1sı geri kazanımlı soğutma simülasyonu sonuçları

Yoğuşma Sıcaklığı	55.57	°C
Yoğuşturucu Akışkan Basınç Kaybı	3.38	kPa
Yoğuşturucu Faz Oranı (Buhar Faz)	18.48	%
Yoğuşturucu Faz Oranı (Sıvı Faz)	7.89	%
Yoğuşturucu Faz Oranı (Çift Faz)	73.63	%
Yoğuşturucu Giriş	91.59	°C
Yoğuşturucu Hava Basınç Kaybı	119.96	Pa
Yoğuşturucu Hava Giriş Bağıl Nem	33.47	%
Yoğuşturucu Hava Giriş KT Sıcaklığı	32.90	°C
Yoğuşturucu Hava Çıkış Bağıl Nem	13.41	%
Yoğuşturucu Hava Çıkış KT Sıcaklığı	50.21	°C
Yoğuşturucu Kapasitesi	11201.95	W
Yoğuşturucu Kızgınlık Alma Sıcaklığı	36.02	°C
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Giriş Entalpisi	473454.10	J/kg
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Miktarı	1.02	kg
Yoğuşturucu Soğutucu Akışkan Çıkış Entalpisi	270412.18	J/kg
Yoğuşturucu Tarafı Rotor Basınç Kaybı	137.75	Pa
Yoğuşturucu Tarafı Rotor Giriş Hava KT	27.00	°C
Yoğuşturucu Tarafı Rotor Giriş Hava RH	46.97	%

Tablo 4.17. Isı geri kazanımlı soğutma simülasyon sonuçlarının karşılaştırılması

	Kütlesel		Kızgınlık Alma
	Debi[kg/h]	Tüketimi [W]	Sıcaklığı [°C]
Simülasyon Yazılımı	199.71	2865.81	36.02
CoolSelector	203.50	2866	36.02
Solkane	202.53	2850	36.03

4.2.5. Enerji verimliliği COP/EER

Rotorlu 1s1 geri kazanımlı ve 1s1 geri kazanımsız şekilde kurulan 1s1 pompası sistemlerinnin enerji verimliliği, COP (performans katsayısı) ve EER(enerji verimlilik oranı) değerleri EN 14511-3 ve EN 14825 standartları kullanılarak hesaplanmıştır.

Sistemin soğutma verimini ifade eden EER sayısı toplam soğutma kapasitesinin sistemde harcanan toplam güce oranını ifade etmektedir. COP sayısı ısıtma verimini tanımlamaktadır. COP sayısı sistemin toplam ısıtma kapasitesinin sistemde harcanan toplam güce oranını ifade eder.

$$EER = \frac{\dot{Q}_{buharlaştırıcı} + \dot{Q}_{rotor} - \dot{P}_{buharlaştırıcı fanı}}{\dot{P}_{kompresör} + \dot{P}_{buharlaştırıcı fanı} + \dot{P}_{yoğuşturucu fanı} + \dot{P}_{diğer}}$$
(4.1)
$$COP = \frac{\dot{Q}_{yoğuşturucu} + \dot{Q}_{rotor} + \dot{P}_{yoğuşturucu fanı}}{\dot{Q}_{yoğuşturucu} + \dot{Q}_{rotor} + \dot{P}_{yoğuşturucu fanı}}$$
(4.2)

$$COP = \frac{Q_{yoğuşturucu} + Q_{rotor} + P_{yoğuşturucu fanı}}{\dot{P}_{kompresör} + \dot{P}_{buharlaştırıcı fanı} + \dot{P}_{yoğuşturucu fanı} + \dot{P}_{diğer}}$$
(4.2)

 \dot{P}_{diger} ifadesi 1sı geri kazanımda kullanılan rotorlu 1sı değiştiricisinin hareketi için kullanılan gücü kapsamaktadır, değer rotorlu sistem hesabında 90 W(Klingenburg 2021) olarak alınmıştır.

Yoğuşturucu ve buharlaştırıcı fan seçimi cihaz iç basıncına ek olarak EN 14511-3 standardında yer alan tabloya göre cihaz kapasitesine karşılık gelen dış basıncı karşılayan hava debisinde seçilmiştir.

Simülasyonu yapılmış olan cihazların maksimum basınç kaybı ısı geri kazanımlı soğutma modunda 270.2 Pa olarak bulunmuştur. Bu durumda sistemin basınç kaybını karşılayacak fan, EBM geriye eğik EC santrifüj fan serisinin R3G310RO38A1 modeli olarak seçilmiştir. Simülasyonu yapılan bütün sistemlerin yoğuşturucu ve buharlaştırıcı tarafında ilgili fan kullanılmıştır. Seçilen fanın çalışma eğrisi Şekil 4.13'de verilmiştir.



Şekil 4.13. Simülasyon verimlilik hesabında kullanılan fanın çalışma eğrisi

Tablo 4.18'da oluşturulan sistemlerin ısıtma durumunda enerji verimliliğini ifade eden COP değerleri verilmiştir.

Isıtma	Qbuharlaştırıcı[W]	Qyoğuşturucu[W]	Q _{rotor} [W]	Protor[W]	Pbuharlaştırıcı fanı[W]	Pyoğuşturucu fanı[W]	Pkompresör[W]	COP
Isı Geri Kazanımsız	9042.23	10833.11	0	0	188.6	157.8	1981.82	4.72
Isı Geri	6217 62	9105 90	6506 96	00	280.5	2627	2001 47	5 66

6506.86

6347.62

Kazanımlı

8195.89

Tablo 4.18. COP sonuçları

Tablo 4.19'de oluşturulan sistemlerin soğutma durumunda enerji verimliliğini ifade eden EER değerleri verilmiştir.

90

289.5

262.7

2001.47

5.66

Tablo 4.19. EER sonuçları

Soğutma	Qbuharlaştırıcı[W]	Qyoğuşturucu[W]	Q _{rotor} [W]	Protor[W]	Pbuharlaştırıcı fanı[W]	Pyoğuşturucu fanı[W]	Pkompresör[W]	EER
Isı Geri Kazanımsız	9960.3	12505.16	0	0	155.7	197.2	2756.11	3.17
Isı Geri Kazanımlı	8576.78	11201.95	3888.95	90	265.5	270.2	2865	3.47

4.2.6. Enerji verimliliği SCOP/SEER

Mahal iklimlendirme enerji verimliliğinin daha doğru hesaplanabilmesi için Avrupa Birliği tarafından sunulan 2016/2281(European Commission 2016) yönetmeliğince yıl boyunca iklimlendirme cihazlarının insanların ihtiyaç duyduğu ısıtma yükünün tüketilen enerjiye oranı SCOP ve soğutma yükünün tüketilen enerjiye oranı SEER değerleri tanımlanmıştır. Değerlerin hesabı 2010/30/EU (European Commission 2011) direktifine ve EN 14825 standardına göre yapılmaktadır. 2010/30/EU direktifine göre hesaplanmıştır.

Bölüm 4.2'de verilen sistem için EN 14825 standardında verilen hava koşullarında SCOP ve SEER analizi yapılmıştır. Tablo 4.20'de ısı geri kazanımlı ve ısı geri kazanımsız sistemler için SEER sonuçları verilmiştir.

		Dış Ortam KT [°C]	Mahal Dönüş KT (YT) Sıcaklıkları [°C]	Isı Geri Kazanım	Soğutma Kapasitesi [kW]	EER	SEER IGK var	SEER IGK yok
	٨	35		+	12.47	3.47		
	А	55		-	10	3.17		
SEED	в	30		+	9.8	2.92		
JEEK Hava	Б	50	27(10)	-	8.89	2.99	2 65	2 20
Kosulları	C	25	27(19)	+	9.16	2.92	2.05	2.29
Koşunan	C	23		-	7.81	2.8		
	р	20		+	11.63	3.96		
	D	D 20		-	6.82	2.59		

Tablo 4.20.	SEER	sonuçları
-------------	------	-----------

Tablo 4.21'de 1sı geri kazanımlı ve 1sı geri kazanımsız sistemler için SCOP sonuçları verilmiştir.

Tablo 4.21. SCOP sonuçları

		Dış Ortam KT (YT) Sıcaklıkları [°C]	Mahal Dönüş KT Sıcaklığı [°C]	Isı Geri Kazanım	Isıtma Kapasitesi [kW]	СОР	SCOP IGK var	SCOP IGK yok
SCOP Hava Koşulları	A	-7(-8)	20	+	19.66	9.05	5.81	4.42
				-	11.56	6.02		
	В	2(1)		+	16.39	6.75		
				-	11.1	5.14		
	C	7(6)		+	14.7	5.66		
				-	10.83	4.72		
	D	12(11)		+	12.94	4.72		
				-	10.57	4.31		

4.3. Değerlendirme

Simülasyonda kullanılan batarya modellerinin doğrulaması FrtCoils yazılımda yapılmıştır. Yoğuşturucu model karşılaştırılması sonuçları arasında soğutucu akışkan basınç kaybı haricindeki sonuçların hata oranları %1'den düşük çıkmaktadır. Soğutucu akışkan basınç kaybı sonuçları deneysel yöntemlerle desteklenip kontrol edilmelidir. Deneysel yöntemlerin desteği sonucunda akışkan basınç kayıpları uygulanan koşullara göre bir katsayı fonksiyonu kullanılarak düzeltilmelidir. Buharlaştırıcı karşılaştırılmasında hava yoğuşması durumunda duyulur ısı oranlarında ve çıkış havasının termofiziksel özelliklerinde fark olmaktadır. Gözlemlenen bu farklar havanın yoğuşma hesabındaki farklardan kaynaklandığı ön görülmektedir.

Kompresör seçimi modelinde güç tüketimi ve kütlesel debilerin polinom katsayıları ARI 540 ve EN 12900 standartlarına göre üreticiler tarafından verildiğinden elde edilen sonuçlar net ve tutarlı olmaktadır. Fakat verilen kompresör polinom katsayıları sadece tek bir aşırı ısıtma ve aşırı soğutma sıcaklığı için geçerli olmaktadır. Bu durumda simülasyon programında eğri uydurma yöntemi ile farklı koşullar için yaklaşık %2 hata oranlarına sahip sonuçlar elde edilmiştir.

Batarya model sonuçlarında bataryanın içinde hangi oranda çift faz veya tek faz durumunun oluştuğu gözlemlenebilmektedir. Oranların doğruluğu çıkan sonuçlardaki kapasitelerin doğruluğu ile kanıtlanmaktadır. Bu çalışmada simülasyon sonucunda elde edilen en önemli parametrelerden birisi de bataryalar için gereken soğutucu akışkanın miktarıdır. Soğutucu akışkanın batarya içinde olması gereken kütlesel miktarı bu şekilde fazların kapladığı hacim ve fazdan kaynaklı ortalama yoğunluğun net bir şekilde bilinmesiyle tayin edilebilmektedir.

Simülasyon sonuçlarının değerlendirilmesinde doğrulama programları sonuçlarında karşılaştırılan soğutucu akışkan kütlesel debi, kompresör güç tüketimi ve kızgınlık alma sıcaklıklarında %1'den küçük hata oranlarıyla benzer sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu durumda elde edilen sonuçlar güvenilir ve kullanılabilirdir.

Çalışmada simülasyon yazılımınına ek olarak EN 14511-2 standardına göre kurulan rotorlu ısı geri kazanımlı ve ısı geri kazanımsız sistemlerin enerji verimliliği karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmada rotorlu ısı geri kazanımlı sistemin enerji verimliliğinin ısı geri kazanımlı sisteme göre COP değerleri %16.3, EER değerleri %8.6 yüksek çıkmıştır. Enerji verimliliğinin mevsimsel karşılaştırılması yapıldığında ısı geri kazanımlı sistemler yüksek kapasitesine ek olarak enerji verimliliği bakımından da bütün sıcaklık analiz değerlerinde ısı geri kazanımsız sisteme göre daha verimli olduğu görülmüştür.

Isı pompası komponentlerinin her bir modelinin seçiminde ayrı paket programların kullanılması ve el ile termodinamik dengenin kurulması sistem tasarımında zaman almaktadır. Bu çalışmada tüm komponentlerin aynı anda doğru bir şekilde hesaplayabilen ve bununla birlikte simülasyonu için termodinamik dengeyi kurabilen bir yazılım yapılmıştır.

4.4. Öneriler

İlerleyen çalışmalarda sistem güç tüketimleri yazılım tarafından otomatik bir şekilde hesaplanacak bir yazılım yapısı geliştirilebilir.

Bu çalışma sonucunda oluşturulmuş yazılım, soğutma ve ısıtma ihtiyacına göre istenen sistemi otomatik bir şekilde en ucuz ve mevsimsel olarak en fazla verimi sağlayacak komponentlerin seçimini yapıp optimum sistemi tasarlayabilecek bir yazılımın temelini oluşturmaktadır.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- **AHRI**. 2020. Performance Rating of Positive Displacement Refrigerant Compressors AHRI Standard 540.
- Atalay, Halil. 2011. "Soğutucu Akışkan ve Çevrimlerin Termodinamik ve Termofiziksel Modellenmesi."
- Bell, I. 2017. "ACHP Documentation." Achp 1.5.
- ——. 2021. "CoolProp: Thermophysical Properties for the Masses." https://github.com/CoolProp/CoolProp (December 8, 2021).
- Beuth Verlag. 1997. "VDI 2071 Wärmerückgewinnung in Raumlufttechnischen Anlagen." Berlin. https://www.vdi.de/richtlinien/details/vdi-2071-waermerueckgewinnung-in-raumlufttechnischen-anlagen (July 22, 2021).
- Braun, J. E. 1988. "Methodologies for the Design and Control of Chilled Water Systems.": 434.
- **Brent, R. P.** 1971. "An Algorithm with Guaranteed Convergence for Finding a Zero of a Function." The Computer Journal 14(4): 422–25.
- **Brownlee, Jason**. 2020. "How to Choose an Optimization Algorithm." https://machinelearningmastery.com/tour-of-optimization-algorithms/ (July 22, 2021).
- Bulgurcu, Hüseyin, Necati Koçyiğit, and Mustafa Konuk. 2020. "Isı Değiştiriciler." Konuk Isı (1).
- **Churchill, S.W.** 1977. "Friction Factor Equation Spans All Fluid Flow Regimes." Chemical Engineering 84: 91–92.
- **Coban, Mustafa Turhan**. 2015. Soğutma Sistemlerinin Modellenmesi.

——. 2021. "SCO1." http://www.turhancoban.com/kitap/index.html (December 8, 2021).

- **Dabiri, Ali, and C Keith Rice**. 1981. "A Compressor Simulation Model with Corrections for the Level of Suction Gas Superheat." ASHRAE Transactions 87: 771–82.
- Danfoss. 2021. "CoolSelector." https://www.danfoss.com/en/service-andsupport/downloads/dcs/coolselector-2/ (November 22, 2021).

KAYNAKLAR DİZİNİ(devam)

- **European Commission**. 2011. "Directive 2010/30/EU." Official Journal of the European Union.
 - ——. 2016. "Commission Regulation (EU) 2016/2281 of 30 November 2016 Implementing Directive 2009/125/EC of the European Parliament and of the Council Establishing a Framework for the Setting of Ecodesign Requirements for Energy-Related Products, with Regard to Ecodes." Official Journal of the European Union L(346): 1–50.
- **Friterm**. 2021. "Isı Eşanjörleri Tasarım Programı Friterm Frtcoils FRİTERM." https://www.friterm.com/tr-TR/isi-esanjorleri-tasarim-programi-fritermfrtcoils/13022 (November 24, 2021).
- **Gnielinski, V.** 1976. "New Equation for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow." International Chemical Engineering 16: 359–68.
- **Heatex**. 2021a. "Model O Rotary Air-to-Air Heat Exchanger | Heatex." https://www.heatex.com/products/rotary-flow/model-e/model-o/ (November 25, 2021).
- ------. 2021b. "Performance Calculation | Heatex Select." https://heatexselect.heatex.com/calculate/Rotating/O?withdata=False (November 25, 2021).
- Hong, Kwang Taek, and Ralph L. Webb. 1996. "Calculation of Fin Efficiency for Wet and Dry Fins." HVAC and R Research 2(1): 27–41.
- Kaya, Orhan, and Serhan Küçüka. 2014. "Havadan Havaya Isı Geri Kazanım Cihazlarının TS EN 308 Standartına Göre Verim Testlerinin Yapılması."
- Kays,W.M. ,London, A.L. 2018. Handbook of Thermal Science and Engineering *Compact Heat Exchangers*. Krieger Pub. Co.
- Klingenburg. 2021. "Regenerative Heat Recovery with Rotary Heat Exchangers · KLINGENBURG."
- Kocaman, Yasin, and Hatice Tosun. 2013. "Fin and Tube Heat Exchangers." Mühendis ve Makina 54(646): 27–36.
- Lockhart, R.W., and R.C. Martinelli. 1949. "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in Pipes." Chemical Engineering Progress 45: 39–48.

KAYNAKLAR DİZİNİ(devam)

- Maria, Anu. 1997. "Introduction to Modeling and Simulation." In Winter Simulation Conference Proceedings, IEEE, 7–13.
- Nelder, J. A., and R. Mead. 1965. "A Simplex Method for Function Minimization." The Computer Journal 7(4): 308–13. https://academic.oup.com/comjnl/article/7/4/308/354237 (December 26, 2021).
- Nocedal, Jorge, and Stephen J. Wright. 2006. "Numerical Optimization." In Springer Series in Operations Research and Financial Engineering, Springer Series in Operations Research and Financial Engineering, Springer New York, 1–664. http://link.springer.com/10.1007/978-0-387-40065-5 (July 22, 2021).
- Seyam, Shaimaa. 2018. "Types of HVAC Systems." HVAC System.
- Shah, M. 1979. "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes." International Journal of Heat and Mass Transfer 22(4): 547–56.
- Shah, M. 1976. "A New Correlation for Heat Transfer during Boiling Flow through Pipes." ASHRAE Transactions 82: 66–86.
- Solvay. "SOLKANE® | Solvay." https://www.solvay.com/en/brands/solkane (December 26, 2021).
- Wang, Chi Chuan, Yu Min Tsai, and Ding Chong Lu. 1998. "Comprehensive Study of Convex-Louver and Wavy Fin-and-Tube Heat Exchangers." Journal of Thermophysics and Heat Transfer 12(3): 423–30.
- Worsoe-Schmidt, P. 1991. "Effect of Fresh Air Purging on the Efficiency of Energy Recovery from Exhaust Air in Rotary Regenerators." International Journal of Refrigeration 14(4): 233–39.
- Yaşar, Soykan. 2019. "Investigation of Compressor Cycle Operating Point for Various Air Conditions." Engineering and Science of İzmir Institute of Technology.
- Yilmaz, T. 1990. "General Equations for Pressure Drop for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross Sections." Journal of Energy Resources Technology, Transactions of the ASME 112(4): 220–23.
- **Yilmaz, T., and E. Cihan**. 1993. "General Equation for Heat Transfer for Laminar Flow in Ducts of Arbitrary Cross-Sections." International Journal of Heat and Mass Transfer 36(13): 3265–70.

KAYNAKLAR DİZİNİ(devam)

Yilmaz, Tuncay, and Orhan Büyükalaca. 2003. "Design of Regenerative Heat Exchangers." Heat Transfer Engineering 24(4): 32–38.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma sürecinde kıymetli desteklerini esirgemeyen danışman hocam Doç. Dr. M. Turhan Çoban'a ve her zaman benim yanımda olan aileme teşekkür ederim.

ÖZGEÇMİŞ

Arda SAVTAK, 29 Temmuz 1996 yılında İzmir'de doğdu. İlköğretimini ve ortaöğretimini Türk Alman Kültür Eğitim Vakfında, lise öğretimini Cihat Kora Anadolu Lisesinde tamamladı. 2019 yılında, Ege Üniversitesi Makina Mühendisliği bölümünden mezun olduktan sonra Doğu İklimlendirme A.Ş. Ar-Ge bölümünde "Ar-Ge Mühendisi" pozisyonunda göreve başladı. 2022 yılından beri VESTEL A.Ş. Buzdolabı Fabrikası Ar-Ge bölümünde, "Kıdemli Laboratuvar Uzmanı" pozisyonunda çalışmalarına devam etmektedir.