

Rollbond Buharlaştırıcı Tasarımının Doğrudan Genleşmeli Isı Pompası Performansına
Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Emine Mutlu

DOKTORA TEZİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık 2010

Investigation of the Effect of Rollbond Evaporator Design on the Performance of Direct
Expansion Heat Pump Experimentally

Emine Mutlu

DOCTORAL DISSERTATION

Department of Mechanical Engineering

December 2010

Rollbond Buharlaştırıcı Tasarımının Doğrudan Genleşmeli Isı Pompası Performansına
Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi

Emine Mutlu

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Lisansüstü Yönetmeliği Uyarınca
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Termodinamik Bilim Dalında
DOKTORA TEZİ
Olarak Hazırlanmıştır

Danışman: Prof. Dr. L. Berrin Erbay

Aralık 2010

ONAY

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora öğrencisi Emine Mutlu'nun DOKTORA tezi olarak hazırladığı "Rollbond Buharlaştırıcı Tasarımının Doğrudan Genleşmeli Isı Pompası Performansına Etkisinin Deneysel Olarak İncelenmesi" başlıklı bu çalışma, jürimizce lisansüstü yönetmeliğin ilgili maddeleri uyarınca değerlendirilerek kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. L. Berrin Erbay

İkinci Danışman : -

Doktora Tez Savunma Jürisi:

Üye : Prof. Dr. L. Berrin Erbay

Üye : Prof. Dr. Nuri Yücel

Üye : Doç. Dr. Haydar Aras

Üye : Yrd. Doç. Dr. Necati Mahir

Üye : Yrd. Doç. Dr. Mustafa Ertunç Tat

Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. Nimetullah BURNAK

Enstitü Müdürü

ÖZET

Bu tez çalışmasında, su ısıtmada verimliliği yüksek olan ısı pompaları ve geleneksel güneş enerjisi destekli su ısıtıcılarının sahip olduğu avantajları tek bir üniteye toplayan doğrudan-genleşmeli güneş destekli ısı pompaları (DG-GDIP) ele alınmıştır.

Literatürde, rollbond kollektör-buharlaştırıcıların tasarlanması ve farklı buharlaştırıcı tasarımlarının sistem performansına etkisinin belirlenmesi konusunda yeterli bilgi bulunmadığından, bu tez çalışmasında, DG-GDIP su ısıtıcısı için en yüksek performansı katsayısını sağlayan rollbond kollektör-buharlaştırıcı geometrisinin deneysel olarak belirlenmesi amacıyla üç ayrı sistem kurularak sistem performansı deneysel olarak araştırılmıştır. Kurulan üç deney düzeneği kollektör-buharlaştırıcı geometrileri dışında özdeştir. Deney aşamasından önce, deneysel olarak performansı gözlenecek üç farklı tasarımın belirlenebilmesi için yedi farklı buharlaştırıcı tasarımı oluşturularak ticari bir CFD yazılımı olan FLUENT kullanılarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma ile literatüre,

- Şaşırtmalı giriş manifoldlu, iki gövde geçişli, tek karışım bölgesi, simetrik tip bir buharlaştırıcı; düz giriş manifoldlu, sekiz gövde geçişli ve iki karışım bölgesi, simetrik tip bir buharlaştırıcı ve şaşırtmalı giriş manifoldlu, dört gövde geçişli, üç karışım bölgesi, simetrik bir buharlaştırıcı tipi kullanılarak kurulan üç özdeş düzende, aynı şartlarda gerçekleştirilen deneylerde toplanan veriler,
- En yüksek performansın elde edildiği 1 numaralı sistem için COP değerinin güneş ışınımı ve hava sıcaklığına bağlı olarak değişimini veren ampirik bir bağıntı,
- Rollbond buharlaştırıcılar için bir isimlendirme sistematigi önerisi

kazandırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Rollbond, Buharlaştırıcı, Isı pompası, Güneş

SUMMARY

In this study, direct-expansion solar assisted heat pumps (DX-SAHP) which combine the advantages of both heat pumps and solar assisted water heaters have been studied.

In this study, the rollbond collector-evaporator design which gives maximum coefficient of performance for the DX-SAHP water heater is investigated experimentally on the three separate heat pump systems due to the lack of studies on the effect of collector-evaporator design to the system performance. Three DX-SAHP systems are identical except collector-evaporator design. Before the experimental phase, numerical analysis of seven different evaporator designs was carried out using commercial CFD software, FLUENT to determine the three designs which will be used in the experiments.

This study, brings following results to the literature;

- The experimental data obtained from the three identical heat pump system except evaporators namely; an evaporator with staggered manifold, two body-pass, single mixing zone, symmetrical type and an evaporator with flat manifold, eight body-pass and two mixing zone, symmetrical type and an evaporator with staggered manifold, four body-pass, three mixing zone, symmetrical type evaporator at the same conditions,
- An empirical correlation for the system COP of the system 1 with an evaporator with flat manifold, eight body-pass and two mixing zone, which provides highest COP, has been found using the experiments conducted during the thesis study. The correlation gives the COP value of the system with respect to the solar radiation and outdoor temperature,
- A systematic nomenclature was proposed for the rollbond evaporators.

Key words: Rollbond, Evaporator, Heat Pump, Solar

TEŞEKKÜR

Doktora çalışmam süresince; gerek derslerimde, gerekse tez çalışmamda desteğini, güvenini, yardımlarını esirgemeyen değerli hocam, Sayın Prof. Dr. L. Berrin Erbay'a,

Tez izleme jürimde bulunan ve önerileriyle çalışmalarına katkıda bulunan Sayın Prof. Dr. Nuri Yücel'e ve Yrd. Doç. Dr. Necati Mahir'e,

Tez çalışmasının Türk Demirdöküm Fb. A.Ş.'de yapılması konusunda desteklerini esirgemeyen değerli yöneticilerim Sayın Sait Korkmaz'a, Sayın Dr. Metin Kaya'ya, Sayın Ahmet Şen'e ve Sayın Hakan Güzer'e,

Deney tesisatının kurulmasından devreye alınmasına kadar her aşamada büyük katkıları bulunan Sayın Şahin Bayatlıoğlu'na, Sayın Selçuk Kaya'ya, Sayın Sinan Yücedağ'a ve tüm çalışma arkadaşlarıma katkılarından dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam süresince maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme ve eşim Ayberk Cerit'e teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	v
SUMMARY.....	vi
TEŞEKKÜR.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	x
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xviii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xix
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	5
3. ISI POMPASI SİSTEMLERİ.....	26
4. İSİMLENDİRME SİSTEMATİĞİ	32
5. SAYISAL ANALİZ.....	35
5.1 Problemin Tanımlanması.....	35
5.2 Geometrik Modeller.....	36
5.3. Matematik Modelin Oluşturulması.....	36
5.4. Sayısal Modelleme ve Benzetim.....	37
5.5 Sonuçların Değerlendirilmesi.....	41
5.6 Sonuçların Doğrulanması.....	81
6. DENEYSEL ÇALIŞMA.....	83
6.1 Deney Düzenegi.....	83
6.2 Ölçüm Sistemi.....	88
6.3 Belirsizlik Analizi.....	91
7. DENEY SONUÇLARI.....	95
7.1 Deney Sonuçları.....	95
7.2 Deneysel Verilerin Analizi.....	107
8. SONUÇLAR.....	109

İÇİNDEKİLER (devam)

Sayfa

KAYNAKLAR DİZİNİ.....111

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1	ISAHP için tasarlanan kollektör yüzeyi.....6
2.2	Entegre tip Güneş destekli ısı pompasının şematik resmi.....7
2.3	ISAHP için tasarlanan kollektör yüzeyi.....8
2.4	Entegre tip Güneş destekli ısı pompasının şematik resmi.....9
2.5	ISAHP için hazırlanan prototip.....9
2.6	Çeşitli su ısıtıcılar için ölçülen elektrik tüketim değerleri10
2.7	DG-GDIP sisteminin şematik görünümü11
2.8	Farklı soğutkanlar için COP değerlerinin karşılaştırılması.....12
2.9	Farklı soğutkanlar için Güneş ışınımının(I), ortam sıcaklığının (Ta) ve su sıcaklığının günlük değişimi13
2.10	Benzetimi gerçekleştirilen DG-GDIP sisteminin şematik görünümü14
2.11	DG-GDIP için benzetimden elde edilen aylık ortalama çalışma performansı.....14
2.12	COP değerinin farklı kollektör alanları için ışınlama değişimi 16
2.13	Cycle_D ekran görüntüsü.....17
2.14	55°C yoğuşma sıcaklığı için basınç oranları.....18
2.15	55°C yoğuşma sıcaklığı için COP değerleri.....18
2.16	(a) R22’li sistemin COP değerine göre COP değerleri, (b) Ara ısı değiştirici kullanılması durumundaki COP’nin temel çevrim COP’sine göre değişimi.....21
2.17	EP0229037 numaralı patent dokümanına ait şekil.....22
2.18	CN201152627 numaralı patent dokümanına ait şekil.....23
2.19	US4220138 numaralı patent dokümanına ait şekil.....24
2.20	US4798056 numaralı patent dokümanına ait şekil.....25
3.1	İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı.....27
3.2	Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin düzeni ve T-s diyagramı.....29
4.1	1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı.....32
4.2	2 numaralı buharlaştırıcı tasarımı.....32
4.3	3 numaralı buharlaştırıcı tasarımı.....33

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
4.4	4 numaralı buharlaştırıcı tasarımı.....33
4.5	5 numaralı buharlaştırıcı tasarımı.....33
4.6	6 numaralı buharlaştırıcı tasarımı.....34
4.7	7 numaralı buharlaştırıcı tasarımı.....34
5.1	1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için GAMBİT'te hazırlanan ağ yapısı39
5.2	Ağ yapısının yakından görünümü.....39
5.3	1 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....41
5.4	1 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....42
5.5	1 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]42
5.6	1 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]43
5.7	1 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....43
5.8	1 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....43
5.9	1 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması.....44
5.10	1 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....45
5.11	1 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....45
5.12	2 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....46
5.13	2 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....46

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.14 2 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....	47
5.15 2 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....	47
5.16 2 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....	47
5.17 2 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....	48
5.18 2 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması.....	48
5.19 2 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	49
5.20 2 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	49
5.21 3 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....	50
5.22 3 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....	50
5.23 3 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....	51
5.24 3 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....	51
5.25 3 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....	52
5.26 3 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....	52
5.27 3 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması.....	53

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.28 3 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	53
5.29 3 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	54
5.30 4 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....	55
5.31 4 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....	55
5.32 4 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....	56
5.33 4 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....	56
5.34 4 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....	57
5.35 4 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için	57
5.36 4 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması.....	58
5.37 4 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	58
5.38 4 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	59
5.39 5 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....	60
5.40 5 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....	60
5.41 5 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]	61

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.42	5 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....61
5.43	5 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için62
5.44	5 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....62
5.45	5 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması.....63
5.46	5 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....63
5.47	5 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....64
5.48	6 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....65
5.49	6 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....65
5.50	6 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....66
5.51	6 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....66
5.52	6 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....67
5.53	6 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....67
5.54	6 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması.....68
5.55	6 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....68

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.56 6 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	69
5.57 7 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....	70
5.58 7 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....	70
5.59 7 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s].....	71
5.60 7 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa].....	71
5.61 7 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için.....	71
5.62 7 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için	72
5.63 7 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması.....	72
5.64 7 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	73
5.65 7 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı.....	73
5.66 Sıvı fazında gerçekleştirilen benzetim sonuçlarına göre farklı buharlaştırıcı tasarımları için elde edilen basınç düşümü değerleri [Pa].....	74
5.67 Buhar fazında gerçekleştirilen benzetim sonuçlarına göre farklı buharlaştırıcı tasarımları için elde edilen basınç düşümü değerleri [Pa].....	75
5.68 Çalışılan tüm buharlaştırıcı tasarımları için sıvı fazında giriş manifoldlarında elde edilen hız dağılımları [m/s].....	77

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
5.69 Çalışılan tüm buharlaştırıcı tasarımları için buhar fazında giriş manifoldlarında elde edilen hız dağılımları [m/s].....	78
5.70 Çalışılan tüm buharlaştırıcı tasarımları için sıvı fazında çıkış manifoldlarında elde edilen hız dağılımları [m/s].....	79
5.71 Çalışılan tüm buharlaştırıcı tasarımları için buhar fazında çıkış manifoldlarında elde edilen hız dağılımları [m/s].....	80
5.72 Deneysel olarak elde edilen basınç düşüşü değerleri.....	81
6.1 Deney düzeneğinin şematik görünümü.....	84
6.2 Deney düzenekleri genel görünümü.....	85
6.3 Deney düzenekleri genel görünümü.....	85
6.4 1 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi.....	86
6.5 1 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi için giriş ve çıkış manifoldları.....	86
6.6 2 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi.....	86
6.7 2 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi için giriş ve çıkış manifoldları.....	87
6.8 3 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi.....	87
6.9 3 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi için giriş ve çıkış manifoldları.....	87
6.10 SC15GHH kompresör.....	88
6.11 AlfaLaval CBH-30 tip plakalı ısı değiştirici.....	88
6.12 Deney düzenekleri üzerindeki ölçüm noktaları.....	89
6.13 Deney düzeneklerinde kullanılan GRANT SQ 2020 model veri kayıt cihazı.....	90
6.14 Siemens QBE2001-P25U marka basınç algılayıcısı.....	91
6.15 IFM PI2692 tip basınç algılayıcısı.....	91
7.1 1 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi.....	95
7.2 2 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi.....	98
7.3 3 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi.....	99
7.4 4 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi.....	100

ŞEKİLLER DİZİNİ (Devam)

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
7.5	5 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi.....101
7.6	6 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi.....102
7.7	7 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi.....104
7.8	1 numaralı sistem için COP değerinin güneş ışıınıımı ile değişimi.....105
7.9	1 numaralı sistem için COP değerinin güneş ışıınıımı ile değişimi.....105
7.10	1 numaralı sistem için COP değerinin güneş ışıınıımı ile değişimi.....106
7.11	a) 1 numaralı buharlaştırıcı için, (b) 2 numaralı buharlaştırıcı için, (c) 3 numaralı buharlaştırıcı için giriş-çıkış manifoldlarında karlanma.....107
7.12	Deneysel ve hesaplanan COP değerlerinin karşılaştırılması.....108

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
1.1 Su ısıtıcılarının karşılaştırılması.....	2
2.1 Çeşitli soğutkanların tahmini ısı iletim performansı.....	15
2.2 Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin analizde kullanılan parametreler.....	19
2.3 500 W kapasiteli bir soğutucuda farklı soğutucu akışkanlar kullanılması durumunda bazı çalışma parametrelerinin değerleri	20
2.4 Standart su soğutucu test şartlarında soğutkan verimliliklerinin karşılaştırılması.....	20
5.1 R134a-sıvı fazında yapılan analizler için sınır şartları.....	39
5.2 R134a-buhar fazında yapılan analizler için sınır şartları.....	40
5.3 Çözüm Şeması.....	40
5.4 R134a soğutkanına ait fiziksel özellikler.....	40
6.1 Deney düzenekleri üzerinde belirtilen ölçüm noktalarına ait açıklamalar.....	90
7.1 1 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışıınım değerlerinin zamanla değişimi.....	96
7.2 2 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışıınım değerlerinin zamanla değişimi.....	97
7.3 3 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışıınım değerlerinin zamanla değişimi.....	99
7.4 4 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışıınım değerlerinin zamanla değişimi.....	100
7.5 5 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışıınım değerlerinin zamanla değişimi.....	101
7.6 6 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışıınım değerlerinin zamanla değişimi.....	103
7.7 7 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışıınım değerlerinin zamanla değişimi.....	104

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
C_p :	Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)
h	Entalpi (J / kgK)
k	Isı iletim katsayısı ($W / m.K$)
\dot{m}	Kütleli debi (kg/s)
Re	Reynolds sayısı
u_x, u_y, u_z	Akışkanın ortalama hız bileşenleri
U	Akışkan hızı (m/s)
v	Özgül hacim (m^3 / kg)
x, y, z	Kartezyen koordinatlar
μ	Akışkanın dinamik viskozitesi (Ns / m^2)
ρ	Akışkanın yoğunluğu (kg / m^3)

<u>Kısaltmalar</u>	<u>Açıklama</u>
et al	Ve diğerleri
mm	Milimetre
μm	Mikrometre
K	Kelvin
Pa	Pascal
vd.	Ve diğerleri

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Sıcak su ihtiyacı günümüz modern yaşamında önemli bir yer tutmaktadır. Su ısıtmak için kullanılan enerji, evsel enerji tüketiminin %12'sini ticari enerji tüketiminin %7'sini oluşturmaktadır (www.aceee.org/topics/water-heating).

Su ısıtma sistemleri; depolu su ısıtıcılar, ani su ısıtıcıları, ısı pompası su ısıtıcıları ve güneş enerjisi destekli su ısıtıcılar olmak üzere dört temel grupta sınıflandırılabilir.

Depolu su ısıtıcılarında, 75-300 litre arasındaki kapasitelerdeki yalıtımlı depolarda sıcak su her zaman kullanıma hazırdır. Elektrik, doğalgaz, yağ gibi birçok yakıt seçeneği bulunmaktadır. Bu tip cihazların en önemli dezavantajı suyun sürekli sıcak tutulması için enerji kullanılmasıdır.

Ani su ısıtıcılarında, gaz yada elektrik kullanılarak sadece talep olduğunda su ısıtılır. Suyu sürekli sıcak tutan bir depolama tankı yoktur. Bu teknolojiye aynı anda sıcak su kullanabilecek nokta sayısı sınırlı olmasına rağmen, limitsiz sıcak su sağlanabilmektedir ve bekleme kayıpları yoktur.

Isı pompası su ısıtıcılarında, ısı kaynak ortamdan su deposundaki tanka aktarılır. Bu su ısıtıcıları, ılıman iklimlerde elektrikli ısıtıcılara göre çok daha verimlidir.

Güneş enerjisi destekli su ısıtıcılarda, ilk yatırım maliyeti yüksek olmasına rağmen maliyet avantajlı olabilir çünkü güneş enerjisi işletme maliyetini %90 oranında azaltabilir. Güneş enerjisi destekli su ısıtıcılar, güneş olmadığı zaman sıcak su sağlanabilmesi için ilave olarak geleneksel bir su ısıtıcı gerektirmektedirler (www.energystar.gov).

Enerji kaynaklarının hızla tükeniyor olması, fosil yakıtlarının çevreyi kirletmesi ve beraberinde getirdiği enerji maliyetlerindeki artış nedeniyle enerji verimliliğinin önemi giderek artmaktadır.

Bu su ısıtıcıların karşılaştırılması aşağıdaki tabloda görülebilir. Tabloya göre en verimli su ısıtıcı tipleri sırasıyla %65 ve %70-90 oranında enerji kazanımıyla ısı pompaları ve güneş destekli su ısıtıcılarıdır.

Tablo 1.1 Su ısıtıcılarının karşılaştırılması (www.energystar.gov).

Su Isıtıcı Tipi	Enerji kazanımı	En uygun iklim	Ekipman ömrü süresince beklenen enerji kazanımı	Beklenen ömür	Temel avantajları
Depolu su ısıtıcılar	%10-20	Tüm iklimler	500 \$'a kadar	8-10 yıl	Düşük ilkyatırım maliyeti
Ani su ısıtıcıları	%45-60	Tüm iklimler	1800 \$'a kadar	20 yıl	Limitsiz sıcak su temini
Isı pompası su ısıtıcıları	%65 (Elektrikli ısıtıcıya göre)	Ilıman-sıcak	900 \$'a kadar	10 yıl	En verimli elektrikli cihaz alternatifi
Güneş enerjisi destekli su ısıtıcılar	%70-90	Ilıman-sıcak	2200 \$'a kadar	20 yıl	Yenilenebilir enerji kullanımı ile en yüksek enerji kazanımı

Bu tez çalışmasında, su ısıtmada verimliliği yüksek olan ısı pompaları ve geleneksel güneş enerjisi destekli su ısıtıcılarının sahip olduğu avantajları tek bir üniteye toplayan güneş enerjisi destekli ısı pompaları ele alınmıştır.

Güneş enerjisi destekli ısı pompaları iki ayrı sınıfta incelenebilir. Bunlardan biri, geleneksel güneş enerjisi sistemleri ile hava kaynaklı ısı pompasının entegre edildiği uygulamalardır. Bu uygulamalarda hava kaynaklı ısı pompası aracılığı ile ortamdan çekilen ısı enerjisi depodaki suya aktarılırken; su deposuna yerleştirilmiş ayrı bir serpantin, kollektörde ısınan aracı akışkanın ısısının depodaki suya aktarılmasını sağlar. Diğeri ise, buharlaştırıcının kollektör ile birleştirildiği doğrudan-genleşmeli güneş destekli ısı pompalarıdır (DG-GDIP). Bu ısı pompalarında buharlaştırıcı-kollektör ile ortam havasından ve güneş ışınımından ısı çekilerek suya aktarır. Bu ısı pompaları; buharlaşma sıcaklığı ortam sıcaklığından düşükse çift, değilse tek kaynaklı olarak çalışabilmektedir.

Doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompaları, geleneksel güneş destekli ısı pompalarına göre bazı avantajlara sahiptir. Isı pompası bakımından, güneş enerjisi nedeniyle kollektör-buharlaştırıcı ortam sıcaklığından daha yüksek sıcaklıklarda çalışabilir, bu ise COP değerini artırmaktadır. Güneş enerjisi bakımından ise kollektörde çalışan akışkanın bir soğutkan olması nedeniyle daha düşük sıcaklıklarda faz değişimi gerçekleşir. Bu ise, ortam ile kollektör arasındaki sıcaklık farkını azaltarak kollektörden ortama olan kayıpları azalttığından, sıradan bir güneş enerjisi sistemine göre daha yüksek kollektör verimi sağlanmaktadır. Ayrıca, soğutkan kullanımı korozyon problemini ortadan kaldırarak, akışkan olarak su kullanılan ve korozyon nedeniyle ömrü 10 yıl olan kollektörlere kıyasla kollektör ömrünü uzatmaktadır. Diğer bir avantajı ise, soğutkanların çok düşük donma sıcaklıkları nedeniyle donma probleminin ortadan kalkmasıdır. Su ile çalışan kollektörlerde ilave olarak etilen glikol-su karışımı gibi bir kollektör sıvısı kullanılmadığı durumda sistemde donma problemi gerçekleşebilmektedir. Geleneksel güneş destekli ısı pompalarında ihtiyaç duyulan ara ısı değiştiricinin kaldırılmış olması DG-GDIP verimini artırmaktadır (Kuang ve Wang, 2006; Chata vd., 2005) .

Bu nedenlerden dolayı, bu tür sistemlerden geleneksel ısı pompalarına ve geleneksel güneş enerjisi sistemlerine oranla daha yüksek performans beklenmektedir.

Literatürde, rollbond kollektör-buharlaştırıcıların tasarlanması ve farklı buharlaştırıcı tasarımlarının sistem performansına etkisinin belirlenmesi konusunda bir kaynağa rastlanmadığından, bu tez çalışmasında, doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcısı için en yüksek performansı katsayısını sağlayan rollbond kollektör-buharlaştırıcı geometrisinin deneysel olarak belirlenmesi amacıyla üç ayrı sistem kurularak sistem performansı deneysel olarak araştırılmıştır. Kurulan üç deney düzeneği kollektör-buharlaştırıcı geometrileri dışında özdeştir. Çalışma ile, deneylerden elde edilen veriler analiz edilerek, sistemin COP değerini veren ampirik bir bağıntı elde edilmiştir. Elde edilen bağıntı, sistemin hava sıcaklığı ve ışınım şiddetine bağlı olarak sistem için COP değerini vermektedir.

Tez çalışması sekiz temel bölümden oluşmaktadır. Bölüm 1’de, çalışma konusunun önemi vurgulanarak, tez çalışması kapsamında yapılan çalışmalar özetlenmiştir. Konuyla ilgili yapılmış araştırmalara Bölüm 2’de yer verilmiştir. Bölüm 3’de, hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin çalışma prensibi açıklanarak, DG-GDIP sistemlerinin sahip olduğu avantajlar, ısı pompalarının ısı verimi hesaplanmalarında kullanılan formüller aktarılmıştır. Çalışmada ele alınan rollbonf buharlaştırıcılar Bölüm 4’de tanıtılarak, bu tip buharlaştırıcılar için bir isimlendirme sistematiği önerilmiştir. Deneysel olarak performansı gözlenecek üç farklı tasarımın belirlenebilmesi için gerçekleştirilen CFD analizlerine Bölüm 5’de yer verilmiştir. Bölüm 6’da, deneysel çalışmada kullanılan DG-GDIP su ısıtıcısı sistemlerinin deneysel düzeneği tarif edilerek, kullanılan bileşenler tanımlanarak, deneysel çalışmanın doğruluğunu etkileyebilecek hataların belirlenebilmesi için belirsizlik analizi yapılmıştır. Bölüm 7’de deney sonuçları aktarılarak, en yüksek COP değerini sağlayan sistemin belirlenmesi için elde edilen veriler analiz edilmiş ve bu sistem için COP değerinin güneş ışıını ve hava sıcaklığına bağlı olarak değişimini veren ampirik bir bağıntı elde edilmiştir. Tez çalışmasından elde edilen sonuçlar ise Bölüm 8’de özetlenmiştir.

BÖLÜM 2

ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Bu bölümde, tez çalışmasında faydalanılmak üzere literatürde yer alan, hava kaynaklı ısı pompaları ve doğrudan-genleşmeli güneş destekli ısı pompaları ile ilgili yapılmış çalışmaların yanı sıra, soğutkan seçimi ile ilgili olarak çeşitli soğutkanların karşılaştırılması ile ilgili çalışmalara yer verilmiştir.

Hepbaşlı ve Kalıncı (2009), ısı pompaları ile ilgili genel bir tarama çalışması yapmışlardır, çalışma ısı pompası su ısıtıcıların tarihsel gelişimi, sınıflandırılmaları ve enerji ve ekserji analizi yöntemleri ile performans değerlendirilmesi konularını kapsamaktadır. Özgener ve Hepbaşlı (2007) tarafından gerçekleştirilen bir diğer tarama çalışmasında ise 2004 yılı sonuna kadar Türkiye ve dünyada güneş destekli ısı pompası sistemleri için enerji ve ekserji analizi üzerine yapılan çalışmalara yer verilmiştir. Chua vd. (2010), temel olarak üç bölüme ayrılan tarama çalışmasında; ısı pompalarının performansı geliştirme yöntemleri, hibrit ısı pompası sistemleri ve yeni ısı pompası uygulamalarına yer vermişlerdir. Kara vd. (2008) çalışmalarında, DG-GDIP sistemleri ile ilgili bir tarama çalışması ile birlikte yerden ısıtma sistemi ile birlikte kullanılan bir örnek bir sistemin matematik modelini sunmuşlardır.

Isıl sistemlerin analizlerinde en çok incelenen konuların başında verimlilik gelmektedir. Enerji sistemlerinin termodinamik analizi, özellikle ikinci yasa analizleri sistemlerin iyileştirilmesinde gereklidir. Bilgen ve Takahashi (2002), Szargut (2002), Guo vd. (2006) ve El-Din (2001) gibi araştırmacılar bu konu ile ilgili çalışmalar yapmışlardır.

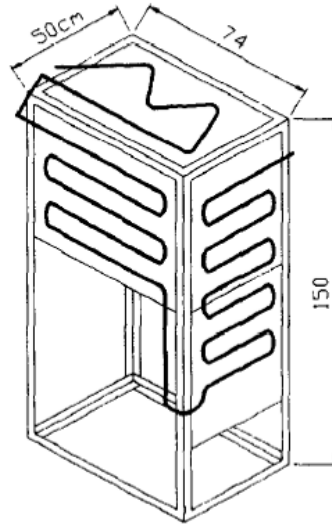
Güneş enerjisi destekli ısı pompaları üzerine literatürde yer alan çalışmalardan bazıları şu şekildedir. Kaygusuz (2000), çalışmasında güneş destekli bir ısı pompası ısıtma sistemi performansını teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Kuang vd. (2003), düzlem kollektörler kullanılan güneş destekli bir ısı pompası sistemi için temel bileşenleri ve sistem performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Dikici ve Akbulut

(2008), düzlem kollektörlü güneş destekli bir ısı pompasını ortam ısıtması için test ederek, elde ettikleri sonuçları sunmuşlardır.

Morrison vd. (2004), su ısıtıcıları için mevsimsel değerlendirme yöntemlerini tarayarak hava kaynaklı bir su ısıtıcı ısı pompası için değerlendirme yöntemi sunmuşlardır.

Huang ve Chyng (1999), çalışmalarında entegre tip bir ısı pompası su ısıtıcı geliştirilmesi üzerinde çalışmışlardır. 24 ve 37 °C olarak iki ayrı başlangıç sıcaklığında testler gerçekleştirilmiştir. Deneylerde buharlaşma sıcaklığının ortam sıcaklığından 10-16 °C aşağıda olduğunu gözlemişlerdir.

Güneş ışınımı, 5581 kJ/m² ile en yüksek değerine ulaştığında, yoğuşma basıncının 1,78 Mpa'a ve su sıcaklığının 2,54 COP değeri ile 52 °C ye ulaştığını belirtmişlerdir. Testlerde en yüksek COP değerini, Güneş ışınımının 1282 kJ/m² ve yoğuşma sıcaklığının 45,6 °C olduğu durumda 3,83 olarak elde etmişlerdir.



Şekil 2.1 ISAHP için tasarlanan kollektör yüzeyi (Huang ve Chyng, 1999)

Bu çalışmada kullanılan deney düzeneğine ait bileşenler şu şekildedir:

Akışkan :R134a

Kollektör Tipi: Levha borulu

Toplam yüzey alanı: 1,44 m²

Kompresör: Pistonlu Hermetik Tip Kompresör (Giriş gücü 150 W)

Depolama Hacmi: 120 Litre

Huang ve Chyng (2001), çalışmalarında entegre tip bir ısı pompası su ısıtıcısının (ISAHP) karakteristiklerini araştırmışlardır. ISAHP bir Rankine soğutma çevrimi ve termosifon döngüsünü içermektedir ve entegre edilerek paket bir ısıtıcı oluşturmuşlardır. Bu çalışmada ele alınan ISAHP için, dış ortam deneyleri gerçekleştirmiş ve ısı pompasını ortam sıcaklığından düşük bir buharlaşma sıcaklığında çalışmak üzere tasarlamışlardır. Deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu görülen bir performans modeli geliştirilmiştir. Su sıcaklığının 61°C , ortam sıcaklığının 36°C olduğu durumda COP değerini 2.52; su sıcaklığının 25°C , ortam sıcaklığının 27°C olduğu durumda COP değerini 3.71 olarak belirtmişlerdir.

Çalışmada kullanılan deney düzeneğine ait bileşenler şu şekildedir:

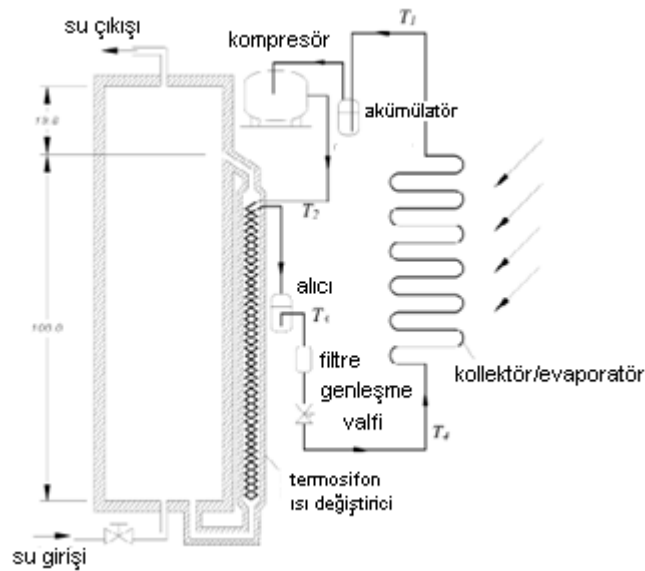
Akışkan :R134a

Kollektör Tipi: Levha borulu (bakır boru çapı 6 mm, bakır levha kalınlığı 0,4 mm)

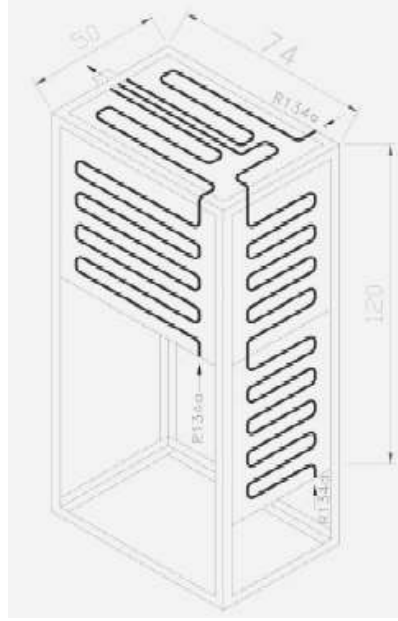
Toplam yüzey alanı: $1,44\text{ m}^2$

Kompresör: Pistonlu Hermetik Tip Kompresör (Giriş gücü 250 W, 3520 d/d, 5,29 cc süpürme hacmi)

Depolama Hacmi: 105 Litre



Şekil 2.2 Entegre tip Güneş destekli ısı pompasının şematik resmi (Huang ve Chyng, 2001)



Şekil 2.3 ISAHP için tasarlanan kollektör yüzeyi (Huang ve Chyng, 2001)

Huang ve Lee (2003), entegre tip güneş-destekli bir ısı pompası su ısıtıcısı (ISAHP) için uzun-dönem güvenilirlik testleri gerçekleştirmişlerdir. Prototip, 5 yıl süresince 13 000 saatten fazlası aralıksız olarak 20 000 saatten fazla süre çalıştırılmıştır. Su sıcaklığı istenilen değere ulaştığında ısı pompasının durdurulması için bir sıcaklık kontrolörü kullanarak, test sırasında su sıcaklığını 57 °C ye ayarlamışlardır. 57 C’de sıcak su için, enerji tüketimi değerini 0.019 kWh/l olarak ölçmüşlerdir, bu değer geleneksel güneş destekli su ısıtıcıların elektrik enerjisi tüketiminden daha düşük olduğunu belirtmişlerdir.

Çalışmada kullanılan deney düzeneğine ait bileşenler şu şekildedir:

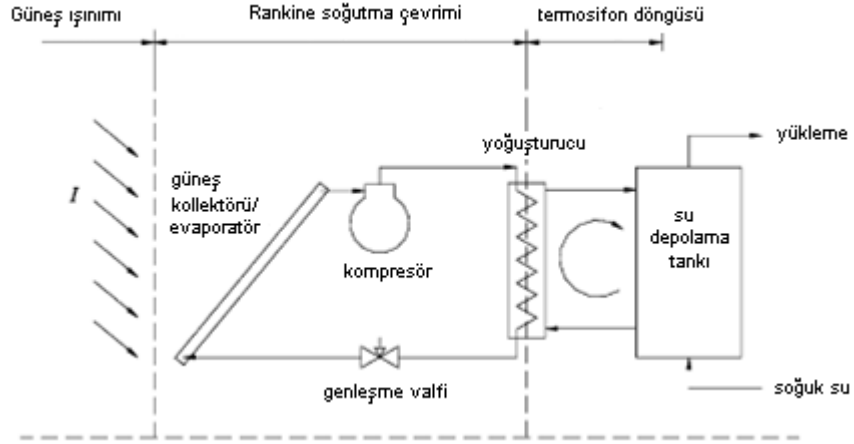
Akışkan :R134a

Kollektör Tipi: Levha borulu (bakır boru çapı 6 mm, bakır levha kalınlığı 0,4 mm)

Toplam yüzey alanı: 1,44 m²

Kompresör: Pistonlu Hermetik Tip Kompresör (Giriş gücü 250 W, 3520 d/d, 5,29 cc süpürme hacmi)

Depolama Hacmi: 105 Litre

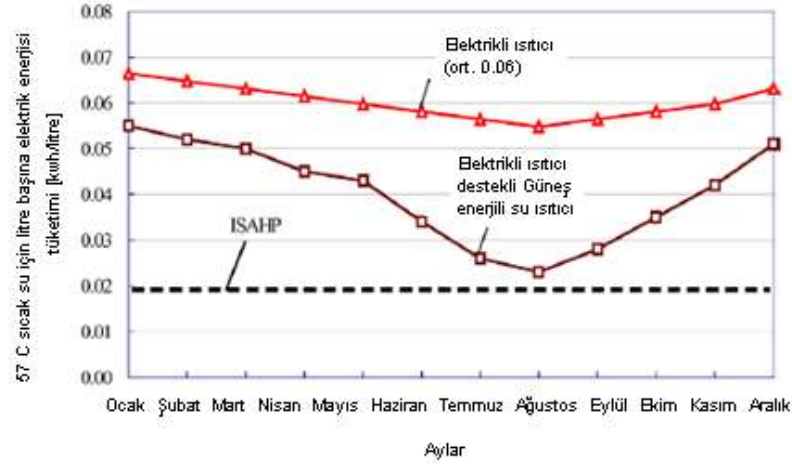


Şekil 2.4 Entegre tip Güneş destekli ısı pompasının şematik resmi (Huang ve Lee, 2003)



Şekil 2.5 ISAHP için hazırlanan prototip (Huang ve Lee, 2003)

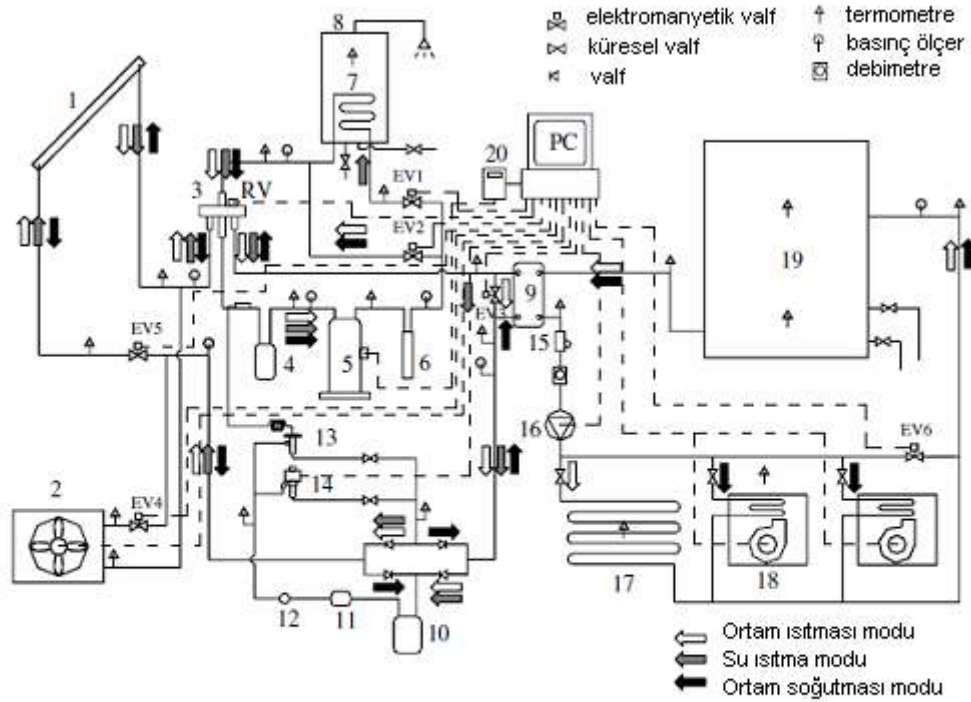
Test sırasında hiçbir mekanik arıza gerçekleşmediğini, bu durumun tek hareketli parçası olan kompresörün ve bütün bileşenlerin iyi boyutlandırıldığı bir tasarımdan kaynaklandığını belirtmişlerdir. Şekil 2.6'da çeşitli su ısıtıcılar için ölçülen elektrik tüketim değerleri yer almaktadır.



Şekil 2.6 Çeşitli su ısıtıcılar için ölçülen elektrik tüketim değerleri (Huang ve Lee, 2003)

Kuang ve Wang [2006], kış aylarında ortam ısıtması, yaz aylarında iklimlendirme ve tüm yıl boyunca sıcak su sağlanması gibi evsel kullanımlar için kullanılacak, doğrudan genişmeli güneş destekli bir ısı pompası (DX-SAHP) sisteminin uzun-dönem performansının araştırılması üzerinde çalışmışlardır. Sistem bileşenleri; düşük maliyetli-düzlem kollektör dizisi, değişken hızlı bir kompresör, bir soğutkan-su ısı değiştiricisi, yerden ısıtma sistemi, ısı depolama tankı, yoğurturucu sarmal batırılmış sıcak su tankı, iki hava soğutmalı ısıtıcı ünitesi, hava zorlanmış bir ısı değiştirici, bir su sirkülasyon pompası ve borulardır. Ortam ısıtması modu için günlük-ortalama COP değerinin 2.6 ile 3.3 arasında değiştiğini ve su ısıtma modu için Şangay’da çeşitli hava şartları altında, suyun 50 °C’ye ısıtıldığı durumda sistemin günlük 200 -1000 litre sıcak su sağlayabildiğini belirtmişlerdir. Ortam soğutması modunda, kompresörün yalnızca gece çalışarak gün içindeki iklimlendirme için depodaki suyu soğutması amaçlanmıştır. Çok fonksiyonlu DG-GDIP sisteminin çeşitli hava şartları altında, tüm yıl boyunca oldukça düşük çalışma maliyeti ile uzun-dönem çalışabileceğini belirtmişlerdir.

Sistemde soğutkan olarak R22 gazı, buharlaştırıcı olarak boru iç çapı 8 mm, kanallar arası mesafesi 40 mm olan kollektörler kullanmışlardır. Toplam kollektör yüzey alanı 10.5 m² ‘dir. Dönel tip hermetik bir kompresör ve değişken sistem yükü ile sabit kompresör kapasitesi problemini aşmak için, kompresör hızını ayarlama kullanılan “variable frequency drive” (VFD) teknolojisinden faydalanmışlardır.



1-Güneş kolektörü/evaporatör, 2-hava kaynaklı ısı değiştirici, 3-dört yollu vana, 4-akümülatör, 5-kompresör, 6-yağ ayırıcı, 7-yoğuşturucu sarmal, 8-sıcak su tankı, 9-plakalı ısı değiştirici, 10- alıcı, 11- kurutucu filtre, 12- gözlem camı, 13- termostatik genleşme valfi, 14- elektronik genleşme valfi, 15- filtre, 16- su pompası, 17- zemin ısıtma devresi, 18- fancoil, 19- ısı depolama tankı, 20- transduser

Şekil 2.7 DG-GDIP sisteminin şematik görünümü (Kuang ve Wang, 2006)

Isı pompası iki yoğuşturucuya sahiptir, bunlardan biri 200 litre su tankına batırılmış bakır boru sarmalı diğeri ise sudan soğutkana plakalı bir ısı değiştiricidir. Güneş ışınımının az olduğu zamanlar için yedek buharlaştırıcı olarak hava-zorlanmış bir ısı değiştirici güneş kolektörlerine ilave edilmiştir. Plakalı yoğuşturucudan atılan ısı kiş aylarında yerden ısıtma sistemine, yaz aylarında binanın soğutma yükünü taşımak için yerleştirilen iki adet hava soğutmalı ısıtıcıya destek sağlamaktadır. Depolama Tankı kapasitesi 1 m³'tür ve kapalı devre olarak yerden ısıtma sistemi ve plakalı ısı değiştiriciye bağlıdır.

Chata vd. [2005] çalışmalarında, çıplak ve kapaklı olmak üzere iki tip kolektör ile farklı soğutkanlar için doğrudan genleşmeli güneş destekli bir ısı pompasının ısı performansının analizini gerçekleştirmişlerdir. Kolektör içindeki enerji dengesine göre soğutkan özelliklerini REFPROP isimli program kullanılarak tahmin etmişlerdir. COP

ile karakterize edilen ısı performans, çeşitli saf soğutkanlar ve soğutkan karışımları için belirlenmiştir. Bu çalışmanın amaçları:

- Doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompası uygulamaları için en uygun soğutkanın belirlenmesi ve ısı performansında, yeni soğutkanların (R134a, R404a, R410a ve R407c) kullanımından kaynaklanan düşüşün derecesinin analiz ve karakterize edilmesi;
- Doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompası sistemi için seçilen kompresör kapasitesi ile eşleşen kollektör boyutunu belirlemek için basit bir grafiksel prosedür geliştirilmesi

şeklinde belirtilmiştir.

Sonuç olarak; en yüksek performansın sırasıyla R12, R22 ve R134a gazlarına ait olduğu, karışım gazları arasında ise R410a'nın R407c ve R404a'ya göre daha etkin olduğunu ifade etmişlerdir (Şekil 2.8). Fakat R410a'nın performansının R134a'ya göre %15-20 oranında düşük olduğunu belirtmişlerdir. R12 gazının R134a ile değiştirilmesi durumunda performanstaki azalmanın %2-4 dolayında olduğunu bulmuşlardır.

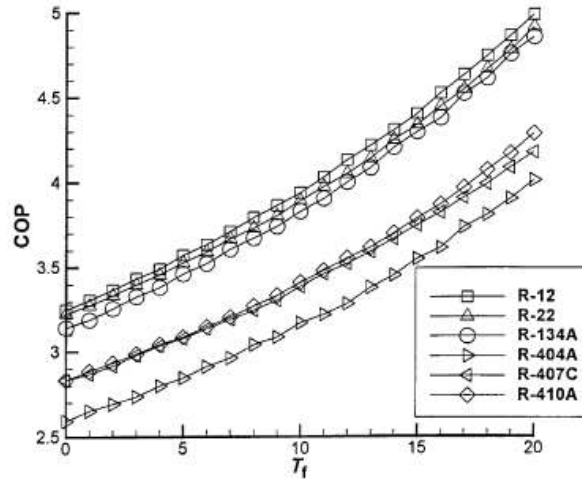
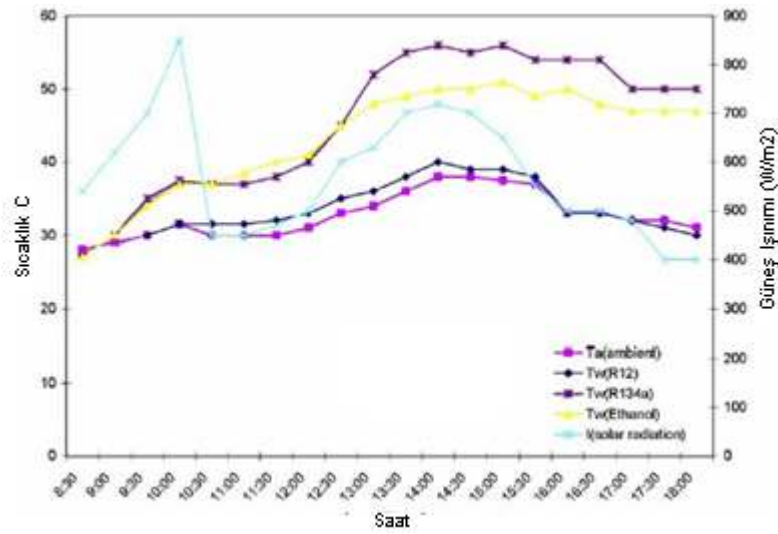


Fig. 3. Comparison of COP_H for different refrigerants at 60 °C.

Şekil 2.8 Farklı soğutkanlar için COP değerlerinin karşılaştırılması (Chata vd., 2005)

Enaburekhan ve Yakasai (2009), çalışmalarında çok sayıda güneşli ve bulutlu güne ait verileri kullanarak Nijerya'da uygulanabilirliğini göstermek için soğutkanlı entegre tip bir güneş destekli su ısıtıcının ısı performansını analiz etmişlerdir. Bu ünite,

R134a, R12 ve etanol kullanılan üç özdeş su ısıtıcıya sahiptir ve çeşitli çevresel şartlar altında test edilmiştir. R12, R134a ve etanol için sırasıyla maksimum su sıcaklığını 28 °C, 40 °C, 37 °C ve maksimum toplama verimlerini %40,63, %56,59, %50,78 olarak belirlemişlerdir. R134a kullanıldığında en iyi performans elde edilmesini; yüksek gizli ısı, ısı iletkenliği ve kılcal akışı iyileştiren yüksek yüzey gerilimi ile düşük viskozitesine bağlamışlardır. Güneş ışınımı bazı dalgalanmalar göstermesine rağmen, su sıcaklığında zamanla artış görüldüğünü ifade etmişlerdir.



Şekil 2.9 Farklı soğutkanlar için Güneş ışınımının(I), ortam sıcaklığının (Ta) ve su sıcaklığının günlük değişimi (Enaburekhan ve Yakasai, 2009)

Guoying vd.(2006), çalışmalarında Güneş-Hava kaynaklı ısı pompası su ısıtıcının işletme performansı üzerine bir benzetim çalışması sunmuşlardır. Hem güneş ışınımından hem de ortam havasından enerji elde etmek için spiral-kanatlı borular ile özel tasarlanmış düzlem plakalı bir kollektör/buharlaştırıcı kullanılmıştır. Çin, Nanjing bölgesi için meteorolojik veriler kullanılarak bir yıl boyunca gerçekleştirilen benzetim sonuçları 150 Litre suyun 55 °C'ye ısıtılabilmesini belirtmişlerdir. DG-GDIP; güneş kaynaklı ısı pompası konumu, güneş ve hava kaynaklı ısı pompası konumu ve hava kaynaklı ısı pompası konumu olmak üzere farklı konumlarda çalışmaktadır. DG-GDIP için çalışma performansını tahmin etmek için bir matematik model geliştirmişlerdir.

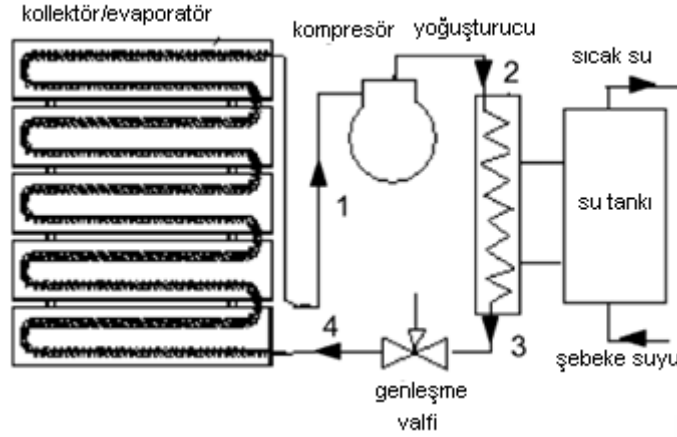
Sistem bileşenleri aşağıdaki şekildedir:

Soğutkan: R22

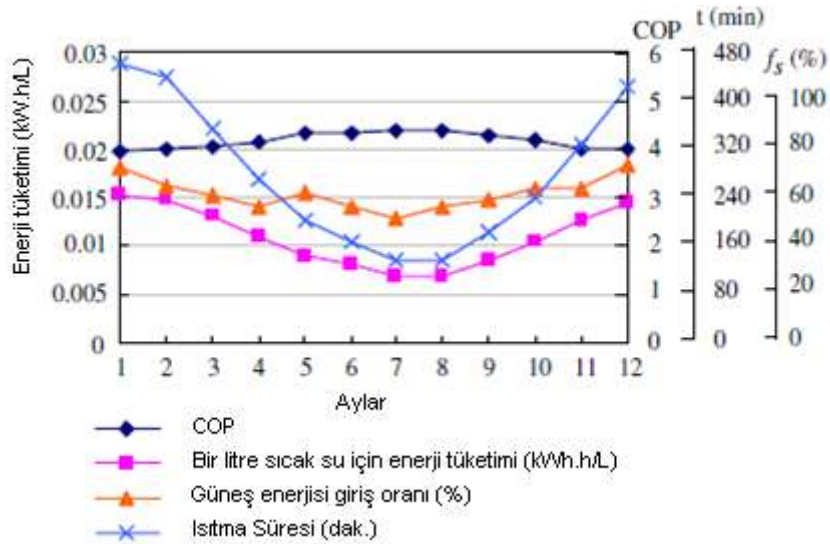
Kollektör Alanı: 2,2 m² (1,1x2m) (Alüminyum kanatlı bakır borular (9,5x5 mm), Alüminyum kanat yüksekliği 10,25 mm, kanat aralığı 4 mm)

Kompresör Tipi: Dönel tip (Giriş gücü 400 W)

Depolama Hacmi: 150 Litre



Şekil 2.10 Benzetimi gerçekleştirilen DG-GDIP sisteminin şematik görünümü (Guoying vd., 2006)



Şekil 2.11 DG-GDIP için benzetimden elde edilen aylık ortalama çalışma performansı (Guoying vd., 2006)

Simülasyon çalışmasında, güneş ışınımı, ortam sıcaklığı ve kompresör kapasitesinin sistem performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. Genel çalışma performansını artırmak için,değişken-kapasiteli kompresör kullanılmasını önermişlerdir.

Keogh (2005), çalışmasında R22, R134a, R407c ve R410a soğutkanlarını karşılaştırarak, R410a kullanımının getirdiği farklılıklara odaklanmıştır. Isı iletim performansının tahmin edilmesi için Dittus-Boelter eşitliğinden (Denklem 2.1) elde edilen sonuçlar kullanılmıştır. Tablo 2.1'de bir grup soğutucu akışkan için hesaplanmış ısı iletim katsayıları gösterilmiştir. Bu hesaplamalara göre, R410A'nın özellikle yüksek özgül ısı kapasitesi ve düşük akışkanlığı ile en uygun performansı gösterdiği ifade edilmiştir.

$$h \approx k^{0,6} \left(\frac{c_p}{\mu} \right)^{0,4} \rho^{0,8} \quad (2.1)$$

Bu formülde;

h: ısı iletim katsayısı (W/m²K)

k: Sıvının ısı iletkenliği(W/mK)

c_p: Sabit basınçta özgül ısı (kJ/kgK)

μ: Akışkanlık(uPas)

ρ: Yoğunluk (kg/m³)

olarak belirtilmiştir.

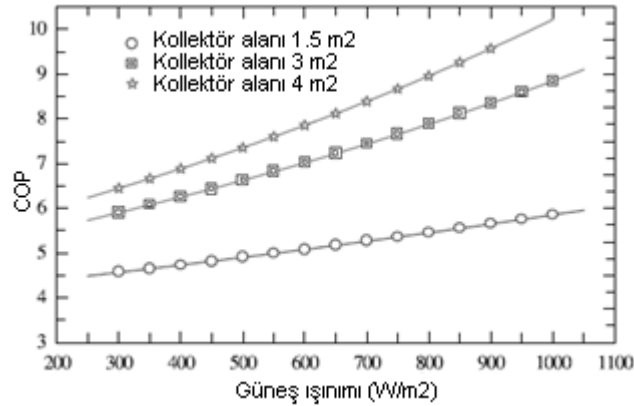
Tablo 2.1 Çeşitli soğutkanların tahmini ısı iletim performansı (Keogh, 2005)

Soğutucu Akışkan	R140a	R407c	R22	R134a
k (W/mK)	0,100	0,102	0,100	0,093
C _p (kJ/kgK)	1,472	1,371	1,152	1,337
μ (uPas)	166	230	234	270
ρ (kg/m ³)	1170	1235	1285	1295
h (W/m ² K)	10,80	9,74	9,17	8,87

R410A soğutkanının, R32 ve R125 den oluşan ikili bir karışım olduğu (% 50, % 50) ve R410A'nın bileşenlerinin kaynama noktaları arasında sadece 3,6 °C fark olduğundan pratikte tek bileşenli bir soğutucu akışkan gibi davrandığı belirtilmiştir. Faz değişimi sırasında belirgin bir bileşim değişimi olmaması nedeni ile R410A mükemmel temel ısı iletim karakteristiği gösterdiği ifade edilmiştir.

Hawlder vd. (2001) çalışmalarında, düz camlı, düzlem kollektörlerin R134a soğutkanı için buharlaştırıcı olarak görev yaptığı güneş destekli ısı pompası su ısıtıcının performansını analitik ve deneysel olarak çalışmışlardır. Sistem, tasarlanarak üretilmiş ve Singapur'un meteorolojik şartları altında test edilmiştir. Benzetimden elde edilen sonuçlar, sistemin optimum tasarımında ve kompresör işinin, solar oranın ve gerekli ilave enerjinin belli bir uygulama için belirlenmesinde kullanılmıştır. Kollektör/buharlaştırıcı ve kompresör kapasitesi arasındaki eşleşmeden emin olmak için değişken kapasiteli bir kompresör kullanılmıştır. Singapur'daki yüksek ortam sıcaklığı nedeni ile, kompresörün tasarım basınç limitini aşmadan, buharlaştırıcının yüksek sıcaklıklarda çalışabildiği bu durumda sistem ısıl performansının arttığı belirtilmiştir.

Sonuç olarak, yoğuşturucu tankındaki su sıcaklığının, aynı zamanda yoğuşma sıcaklığının, zamanla artması ile karşı gelen COP ve kollektör verimlerinin düştüğünü ifade etmişlerdir. Yoğuşturucu tankındaki su sıcaklığının 30-50 °C aralığında değiştiği durumda COP değerinin 4-9 aralığında, kollektör veriminin ise %40-75 aralığında değiştiğini belirtmişlerdir.

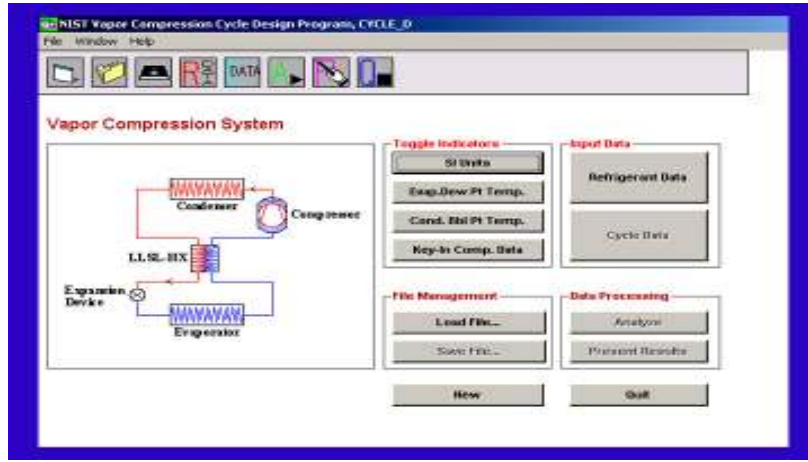


Şekil 2.12 COP değerinin farklı kollektör alanları için ışınlama ile değişimi (Hawlder vd., 2001)

Şekil 2.12'de farklı kollektör alanları için sistem performansının güneş ışınlama ile değişimi gösterilmiştir. Buna göre, belirli bir kollektör alanı için, eğer güneş ışınlama artarsa COP artmaktadır. Bu artışın, yüksek ışınlama nedeniyle kollektördeki akışkan sıcaklığının artması nedeni ile kompresör işinin azalması nedeniyle olabileceği; yine

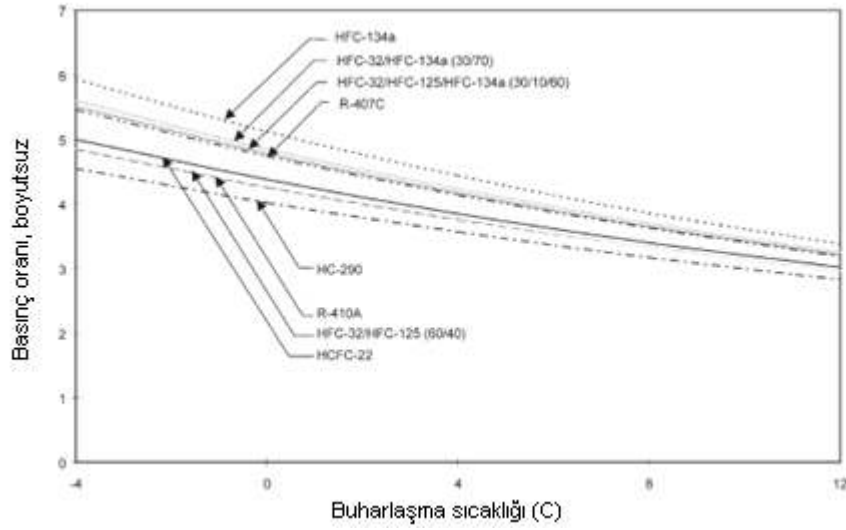
aynı nedenden dolayı, belirli bir kompresör ve güneş ışıını için sistem COP değerinin artan kollektör alanı ile arttığı ifade edilmiştir.

Devotta vd.(2001), çalışmalarında klimalar için R22'ye alternatif olabilecek akışkanları değerlendirmişlerdir. Karşılaştırmalı termodinamik analiz için NIST tarafından geliştirilen CYCLE_D kullanılmıştır.



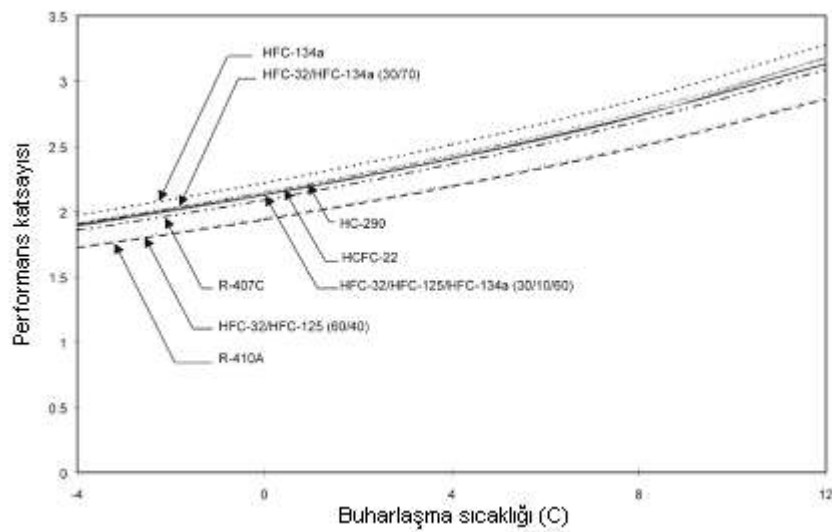
Şekil 2.13 Cycle_D ekran görüntüsü (www.nist.gov)

Çalışmada ele alınan akışkanlar; HFC-134a, HC- 290, R-407C, R-410A ve HFC-32, HFC-134a ile HFC-125'nin üç karışımı şeklindedir. Bunların arasında R134a soğutkanının en yüksek COP değerini sağladığı fakat en düşük kapasiteye sahip olduğu ve daha büyük kompresör gerektirdiğini belirtmişlerdir. HC-290'nin karakteristiklerinin R22'ye yakın olduğu ve kompresörün çok az değişiklik gerektirdiğini ifade etmişlerdir.



Şekil 2.14 55°C yoğuşma sıcaklığı için basınç oranları (Devotta vd., 2001)

Şekil 2.14, 55°C yoğuşma sıcaklığı için basınç oranlarını göstermektedir. R134a için basınç oranı en yüksek ve HC-290 için en düşüktür. Eğer basınç oranı düşükse kompresör veriminin daha yüksek olacağını, bunda sistem verimini önemli ölçüde etkilediğini belirtmişlerdir. Şekil 2.15’de, 55°C yoğuşma sıcaklığı için COP’nin buharlaşma sıcaklığı ile değişimi gösterilmiştir. Buna göre R134a en yüksek, R410a en düşük COP değerine sahiptir.



Şekil 2.15 55°C yoğuşma sıcaklığı için COP değerleri (Devotta vd., 2001)

R134a kullanımının kompresör büyüklüğünü önemli ölçüde artırdığını, kompaktlığın önemli olduğu uygulamalar için bunun dezavantaj olduğu belirtilmiştir.

Ataer vd.(2001) çalışmalarında, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemlerinde kullanılacak ozon tabakasını etkilemeyen soğutucu akışkanları karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma için R 134a, R 404A, R 407A, R 410a, R 507 ve R 290 (Propan) alternatif akışkanlar olarak seçilmiş ve bu soğutucu akışkanlar için tek kademeli bir buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmıştır. Analizde kullanılan çalışma parametreleri Tablo 2.2’de özetlenmiştir.

Tablo 2.2 Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminin analizde kullanılan parametreler (Ataer vd., 2001).

Soğutma Yüğü	500 W
Buharlaştırıcı sıcaklığı çalışma aralığı	-40 °C — 0°C
Aşırı soğutma sıcaklık farkı	10 °C
Aşırı ısıtma sıcaklık farkı	4 °C
Kompresör verimi	0.7
Yoğuşturucu sıcaklığı	40 °C
Emme hattı basınç kaybı	0.02 bar
Basma hattı basınç kaybı	0.01 bar
Alternatif soğutucu akışkanlar	R 134a, R 290, R 404A, R 407A, R 410A, R 507

Analiz sonucunda elde edilen veriler ise aşağıdaki tabloda sunulmuştur. Burada aynı şartlar altında çalışan farklı soğutkanlar için en yüksek performansın R12’den sonra sırasıyla R290, R134a, R407c, R410a, R507 ve R404 ile elde edildiğini göstermişlerdir.

Tablo 2.3 500 W kapasiteli bir soğutucuda farklı soğutucu akışkanlar kullanılması durumunda bazı çalışma parametrelerinin değerleri (Ataer vd., 2001).

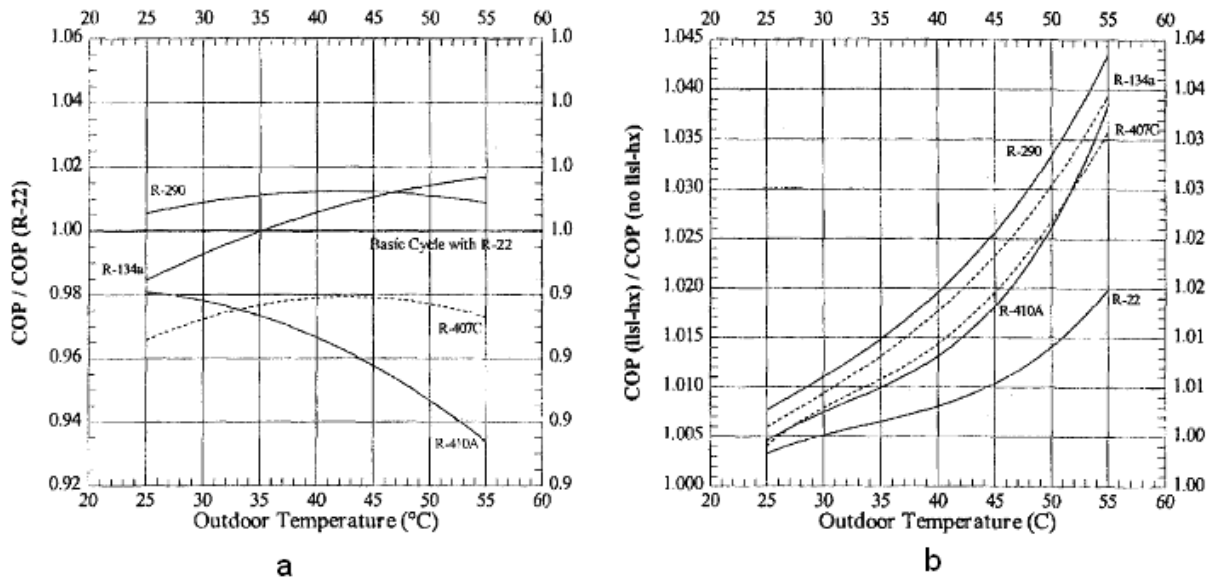
Soğutucu Akışkan	R12	R 134a	R 290	R 404A	R 407A	R 410A	R 507
Buharlaştırıcı basıncı (bar)	0.64	0.52	1.1	1.33	0.98	1.8	1.4
Yoğuşturucu basıncı (bar)	9.62	10.2	13.6	18.2	16.4	23.9	18.8
Yoğuşturucu kapasitesi (W)	849	862	861	921	880	886	886
Kompresör gücü (W)	73.07	94.38	180	80.56	102.08	115.56	82.12
Kütle debisi (kg/s)	4.78	3.84	2.01	5.23	3.72	3.34	4.7
COP	1.43	1.38	1.39	1.19	1.32	1.3	1.3

Calm ve Didion (1997) çalışmalarında, Cycle-D programını kullanarak standart bir su soğutucu için farklı soğutkanları karşılaştırmışlardır. Analiz şartları ve elde ettikleri sonuçlar aşağıdaki tabloda sunulmuştur.

Tablo 2.4 Standart su soğutucu test şartlarında soğutkan verimliliklerinin karşılaştırılması

conditions	ideal cycle ^{a,b}			typical conditions ^{b,c}		
	(°C)	(%)	(°F)	(°C)	(%)	(°F)
average evaporating temperature	6.7		44.0	5.0		41.0
superheat	0.0		0.0	1.0		1.8
average condensing temperature	29.4		85.0	35.0		95.0
subcooling ^d	0.0		0.0	5.0		9.0
isentropic compressor efficiency		100			80	
motor efficiency		100			95	
control and other power use		0			0	
refrigerant	COP (kW/kW)	specific power (kW/ton)	COP (kW/kW)	specific power (kW/ton)	COP (kW/kW)	specific power (kW/ton)
R-11	11.52	0.31	6.60	0.53		
R-12	10.92	0.32	6.26	0.56		
R-22	10.85	0.32	6.19	0.57		
R-113	11.14	0.32	6.41	0.55		
R-114	10.94	0.32	6.30	0.56		
R-123	11.38	0.31	6.54	0.54		
R-134a	10.89	0.32	6.26	0.56		
R-141b	11.25	0.31	6.46	0.55		
R-236fa	10.89	0.32	6.28	0.56		
R-245ca	11.11	0.32	6.39	0.55		
R-245fa	10.97	0.32	6.32	0.56		
R-290 (propane)	10.72	0.33	6.16	0.57		
R-410A	10.51	0.33	5.99	0.59		
R-500	11.27	0.31	6.46	0.55		
R-717 (ammonia)	11.17	0.31	6.26	0.56		
R-744 (carbon dioxide)	6.44	0.55	e	e		

Motta ve Domanski (2000), çalışmalarında hava soğutmalı bir klimada R22 ve olası değişik akışkanlar için sistem performansını incelemişlerdir. Çalışmada, dış ortam sıcaklıklarının sistem kapasitesi ve COP üzerine etkisine odaklanılmıştır. Ele alınan soğutkanlar; R22, R134a, R290, R410a ve R407c'dir. Soğutkanların görece faydaları NIST'in yarı-teorik buhar sıkıştırma modeli CYCLE-11'in UA versiyonu kullanılarak değerlendirilmiştir.

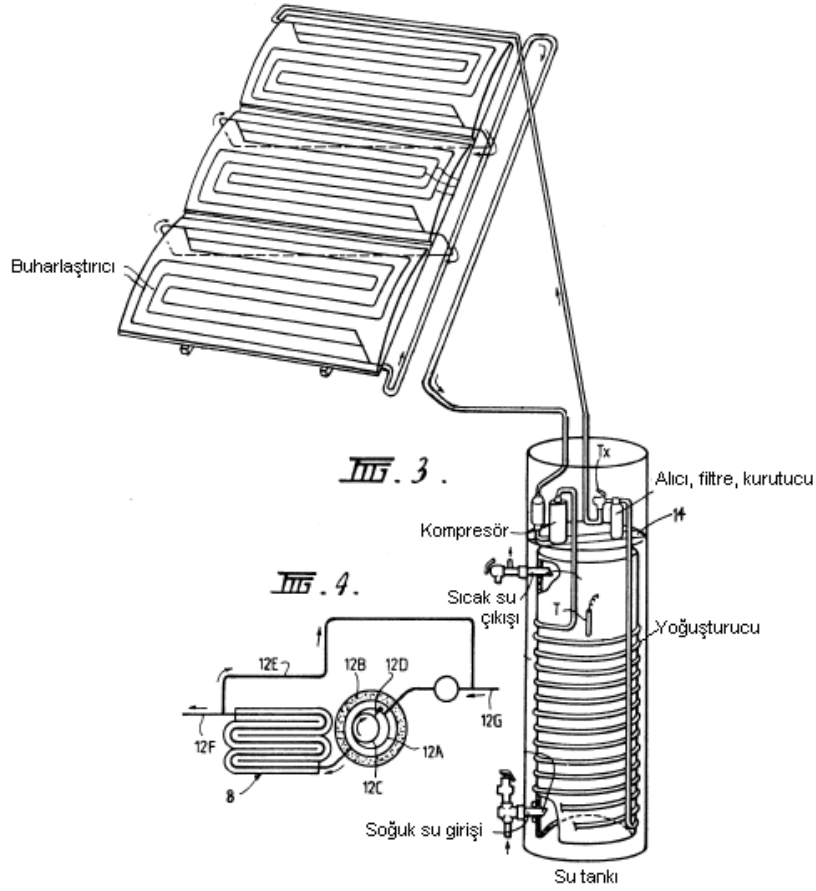


Şekil 2.16 (a) R22'li sistemin COP değerine göre COP değerleri, **(b)** Ara ısı değiştirici kullanılması durumundaki COP'nin temel çevrim COP'sine göre değişimi (Motta ve Domanski, 2000)

Buhar sıkıştırma sisteminin performansının artan dış ortam sıcaklığı ile azaldığı, düşük kritik sıcaklığı nedeni ile en yüksek performans düşüşü R410a'da görüldüğü belirtilmiştir. Benzetimler sonucunda, kompresör güç artışı bütün soğutkanlar için aynı iken, düşük kritik sıcaklığa sahip soğutkanların soğutma kapasitesinde daha büyük azalma olduğunu ifade etmişlerdir.

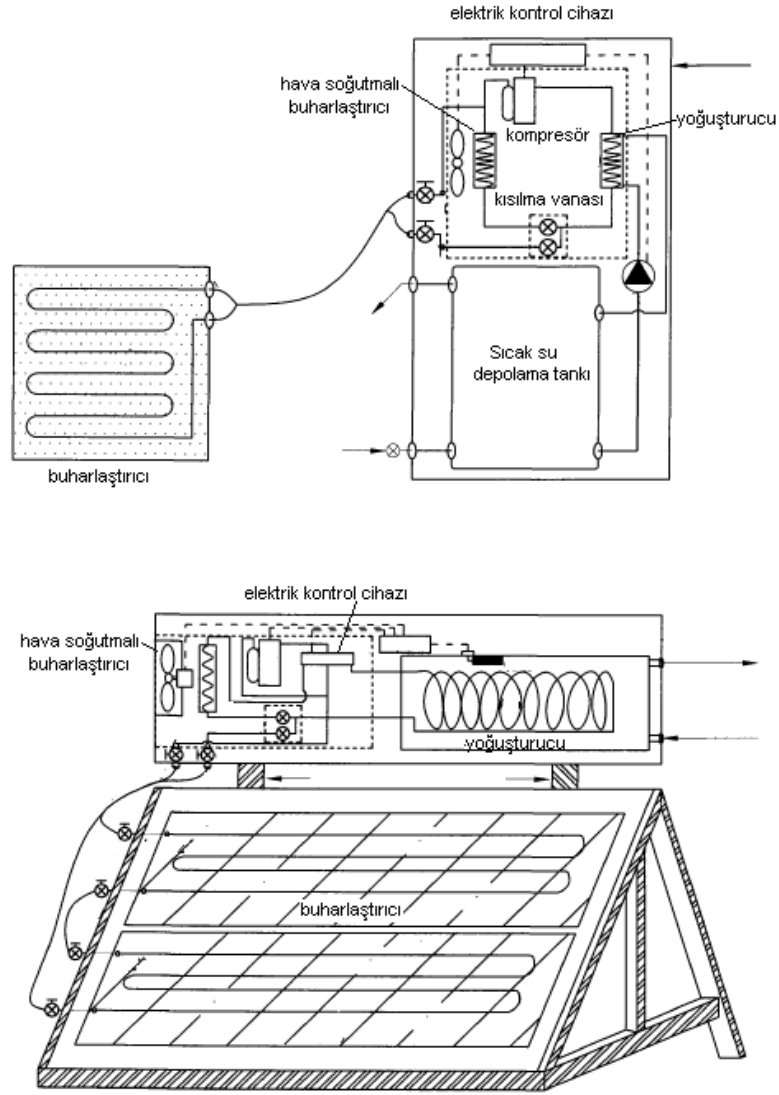
Ara ısı değiştirici kullanımının bütün soğutkanlar için COP'yi iyileştirdiğini gözlemişlerdir.

EP0229037 sayılı Avrupa patent dokümanında, soğuk su girişi alttan sıcak su çıkışı üstten olan bir su tankı ve tankın dış yüzeyine sarılmış boru ile kompresör, alıcı/filtre/kurutucu ve buharlaştırıcı güneş panellerinden oluşan bir ısı değişim sistemi tanımlanmıştır. Tankın dış yüzeyindeki borunun pozisyonu tank yüksekliğinin %75'ini geçmediği ve buharlaştırıcı güneş panellerinin kavisli yapıda olduğu belirtilmiştir.



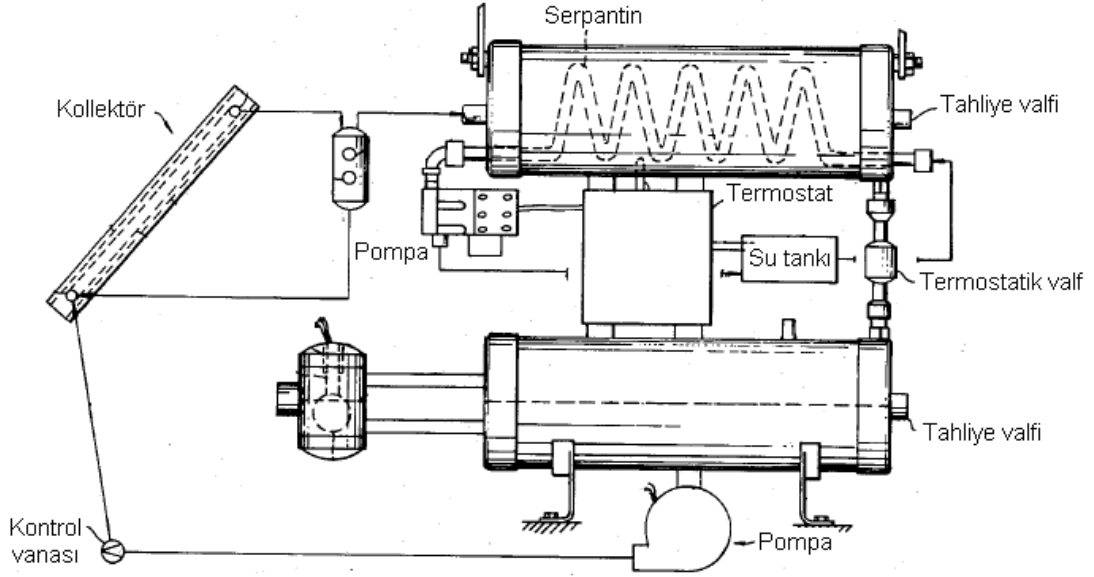
Şekil 2.17 EP0229037 numaralı patent dokümanına ait şekil

CN201152627 sayılı Çin patent dokümanında ısı pompası olarak çalışan güneş enerjisi kullanarak su ısıtan bir sistemden bahsedilmektedir. Sistemde bağımsız çalışabilen hava kaynaklı bir ısı pompası mevcuttur. Bununla beraber güneş enerjisi panellerini bir buharlaştırıcı olarak kullanan ayrı bir düzenek hava kaynaklı ısı pompası ile tümleşik olarak çalışmaktadır.



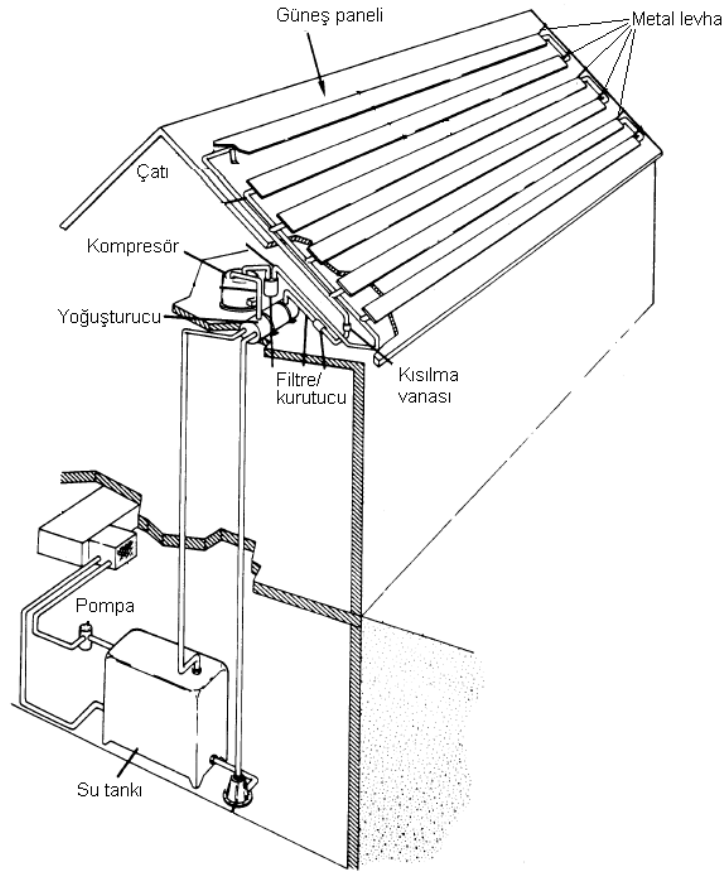
Şekil 2.18 CN201152627 numaralı patent dokümanına ait şekil

US4220138 sayılı patent dokümanında Güneş kaynaklı bir ısıtma sistemi tanıtılmıştır. Sistemde soğutkan kullanılmaktadır. Soğutkanın kollektörde buharlaştığı ve yoğuşturucuda ısını vererek yoğuştuğu belirtilmiştir. Bu sistemlerin, radyatör gibi alan ısıtması sistemlerinde, su ısıtıcılarda ve faz değıştiren malzemeler ile kullanılabileceği ifade edilmiştir. Ayrıca bu sistemlerin sahip olduğu avantaj ve dezavantajlara yer verilmiştir.



Şekil 2.19 US4220138 numaralı patent dokümanına ait şekil

US4798056 sayılı patent dokümanında, doğrudan güneşe maruz metal levhalar ve bu levhalara temas eden borular içeren güneş-destekli bir ısı pompası sisteminden bahsedilmiştir. Bu sistemde kompresör, R-22 gibi bir soğutkanı borulardan buhar halde alarak sıkıştırır ve yoğuşturucuya iletir. Ardından soğutkan kısılma vanasından geçerek kısmen buharlaşır ve borulara dönerek metal levhaların güneş ışınımı, ortam havası ve yağmurdan çektiği ısı ile buharlaşmaya devam eder. Yoğuşturucudan atılan ısı ortam ısıtması için bir su tankına yada faz değıştiren malzemeye aktarılabilir.



Şekil 2.20 US4798056 numaralı patent dokümanına ait şekil

BÖLÜM 3

ISI POMPASI SİSTEMLERİ

Bu bölümde, hava kaynaklı ısı pompası sistemlerinin çalışma prensibi açıklanarak, DG-GDIP sistemlerinin sahip olduğu avantajlara yer verilecektir. Ayrıca, ısı pompalarının ısı verimi ve ısı değiştiricilerde basınç düşüşü hesaplanmalarında izlenen yol anlatılacaktır.

Isı geçişinin her zaman sıcaklığın azaldığı yönde olduğu bilinen bir gerçektir, başka bir deyişle, ısı geçişi yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama olur. Bu yönde ısı geçişi doğada kendiliğinden olur. “Termodinamiğin II yasa ifadelerinden;

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (3.1)$$

$$\Delta S_{\text{sistem}} > (Q/T)_{\text{çevre}} \quad (3.2)$$

Clausius ve entropinin artışı ifadelerinde, bir hal değişimi sırasındaki toplan entropi değişiminin artı bir değere veya sıfıra eşit olabileceği belirtilmektedir. Eşitlik durumu tersinir, eşitsizlik durumu tersinmez hal değişimleri için geçerlidir. Tersinmez hal değişimi sırasındaki entropi değişimi, bu hal değişimi için hesaplanan Q/T integralinden daha büyüktür.

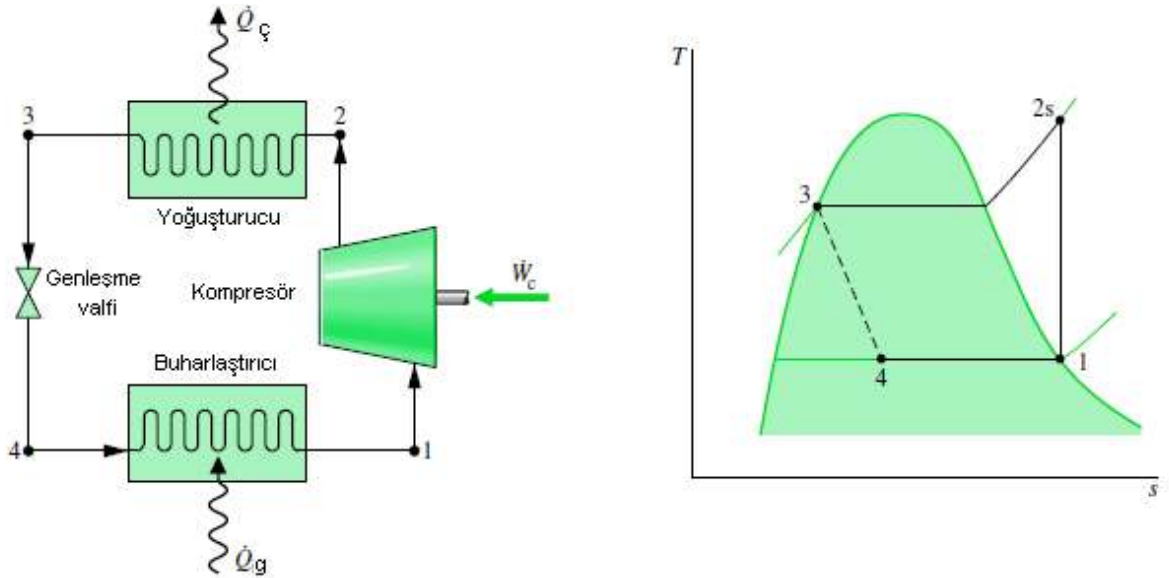
Fakat bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi kendiliğinden olamaz, bunun bir soğutma makinesi aracılığıyla yapılması gerekir. Düşük sıcaklıktaki bir ortamdan, daha yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, ısı pompası aracılığıyla da gerçekleştirilebilir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrime göre çalışırlar, fakat kullanım amaçları farklıdır. Isı pompasının amacı, ısıtılan bir ortamı istenilen sıcaklıkta tutmaktır.

Bir ısı pompasının ısı değerlendirilmesi, etkinlik katsayısı (COP) ile yapılır. Etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$COP_{IP} = \frac{\text{elde edilmek istenen}}{\text{harcanan}} = \frac{\text{ısıtma etkisi}}{\text{iş girişi}} = \frac{Q_H}{W_{net,g}} \quad (3.3)$$

$$COP_{IP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{Q_H}{W_{net,giren}} \quad (3.4)$$

Isı pompaları bir soğutma çevrimini esas alarak çalışır. En yaygın kullanılan soğutma çevrimi, buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimidir ve Şekil 3.1’de gösterilen dört elemanla gerçekleştirilir; kompresör, yoğuşturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı.



Şekil 3.1 İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin düzeni ve T-s diyagramı (Moran ve Shapiro, 2006)

Bu çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil’de verilmiştir. Bu çevrimi oluşturan hal değişimleri şöyledir:

- 1-2 kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ısı geçişi
- 3-4 Kısılma
- 4-1 Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ısı geçişi

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir.

Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcal borulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdaki ısı alarak tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

T-s diyagramında, 4-1 hal değişimi eğrisi altında kalan alan, buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın aldığı ısıyı, 2-3 hal değişimi eğrisi altında kalan alan da yoğuşturucuda soğutucu akışkanın çevreye verdiği ısıyı gösterir.

Buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevriminde içinde sürekli akışın olduğu elemanlar yer alır, bu nedenle çevrimi oluşturan dört hal değişimi de sürekli akışlı açık sistem olarak ele alınabilir. Soğutucu akışkanın kinetik ve potansiyel enerji değişimleri, iş ve ısı geçişi terimlerine oranla küçük olduğu için ihmal edilebilir. Bu durumda sürekli akışlı açık sistemin enerji korunumu denklemi birim akışkan kütlesi için aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

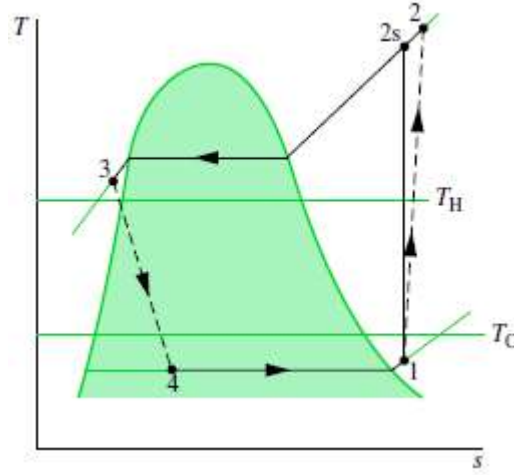
$$q - w = h_c - h_g \quad (3.5)$$

Burada q, w ve h sırasıyla kontrol hacmi sınırlarından olan ısı ve iş geçişi ile entalpiyi ifade etmektedir. Yoğuşturucu ve buharlaştırıcıda iş etkileşimi yoktur. Kompresör adyabatik kabul edilebilir. Bu durumda buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan bir ısı pompası için etkinlik katsayısı aşağıdaki gibi yazılır.

$$COP_{FP} = \frac{q_H}{w_{net,g}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.6)$$

İdeal çevrimde h_1 buharlaştırıcı basıncında doymuş buharın entalpisidir, h_3 ise yoğuşturucu basıncında doymuş sıvının entalpisidir.

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Gerçek bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2 Gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimin düzeni ve T-s diyagramı (Moran ve Shapiro, 2006)

İdeal çevrimde, buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Bu koşul uygulamada gerçekleştirilemez, çünkü soğutucu akışkanın halini hassas bir biçimde kontrol etmek olanaksızdır. Bunun yerine sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak şekilde tasarlanır. Ayrıca, buharlaştırıcıyla kompresör arasındaki bağlantı genellikle uzundur, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı geçişi önem kazanabilir.

İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, başka deyişle izantropiktir. Gerçek sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı geçişi vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı geçişi ise hangi yönde olduğuna bağlı olarak

entropiyi artırır veya azaltır. Sıkıştırmanın izantropik olmaksızın, 1-2' hal değişimine göre olması tercih edilir, çünkü kompresör işi bu durumda daha az olacaktır. Bu bakımdan soğutucu akışkanın sıkıştırma işlemi sırasında soğutulması, ekonomik ve uygulanabilir olduğu sürece yararlıdır.

İdeal çevrimde, soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkış hali, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvıdır. Gerçek çevrimde ise kompresör çıkışıyla kısılma vanası girişi arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın kısılma vanasına girmeden önce tümüyle sıvı olması istenir. Doymuş sıvı halini uygulamada tam bir hassaslıkla gerçekleştirmek zor olduğundan, yoğuşturucudan çıkış hali genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesindedir. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından daha düşük bir sıcaklığa soğutulur, başka bir deyişle aşırı soğutulur.

Isı pompalarının satın alma ve kurma bedelleri, diğer ısıtma sistemlerine oranla genellikle daha yüksektir, fakat uzun dönemde ısıtma faturalarının düşük olması, bu sistemlerin bazı bölgelerde kazançlı olmasını sağlar. Yüksek ilk yatırım giderlerine karşın ısı pompalarının kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır.

Isı pompaları için en çok kullanılan enerji kaynağı çevre havadır. Bu tür sistemler, hava kaynaklı ısı pompası olarak adlandırılır. Isı kaynağı olarak su ve toprak da kullanılabilir. Isı pompalarının etkinlik katsayıları, ısı kaynağına ve kullanılan sisteme bağlı olarak genellikle 1,5 ile 4 arasındadır.

Isı pompalarının ekonomik açıdan en kazançlı olduğu yöreler, yazın soğutma yükünün büyük, kışın ısıtma yükünün küçük olduğu yörelerdir. Bu yörelerde ısı pompası konutların ve işyerlerinin ısıtma ve soğutma yüklerinin tümünü karşılayabilir. Öte yandan, yazın soğutmanın az, kışın ısıtmanın fazla olduğu yörelerde ısı pompasının ekonomik olması zordur (Çengel Y.A ve Boles M.A, 1996; Moran ve Shapiro, 2006).

Güneş enerjisi uygulamalarındaki en önemli parametre şüphesiz güneş ışınımının günlük ve mevsimsel değişimidir. Güneşin pozisyonunun değişimi nedeniyle

yıl boyunca kollektör yüzeyine gelen ışınımın belirlenmesi gerekmektedir. Diğer önemli parametre ise çevre sıcaklığının günlük ve mevsimsel değişimidir.

Güneş kollektörlerindeki ısı kayıpları, kollektör ile çevre sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkının artışı ile fazlaşmaktadır. Güneş kollektörlerinin verimi, çevre sıcaklığı ile kollektörün çalışma sıcaklığı arasındaki farkın ve güneş ışınımının fonksiyonudur.

Bir yüzeye gelen güneş ışınımı, güneşin pozisyonu ve coğrafik enlem derecesi, bulutluluk vb. Faktörler nedeniyle, günden güne, yıldan yıla değişim gösterir. Yatay yüzeye gelen toplam güneş ışınımını, birinci derecede coğrafik enlem derecesine bağlı olarak gün uzunluğu etkilemektedir.

Yıllık güneş ışınımının değişimi, yıllık çevre sıcaklığı profilini de etkilemektedir. Gün boyunca hava sıcaklığının değişimi, birinci derecede bulutlar yardımıyla belirlenir. Çevre sıcaklığı, güneş ışınımı gibi enlem derecesine bağlıdır. Aylık ortalama dış ortam sıcaklığının değişimi coğrafik alanlara ve olaylara göre değişir.

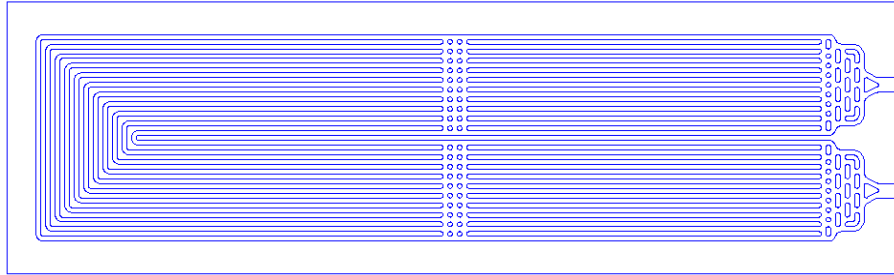
Güneş enerjili su ısıtma sistemleri üretici sayısında artış söz konusudur. Güneş enerjili su ısıtma sistemleri konusunda uzmanlaşmış küçük firmalara artan sayıda büyük firmalar yeni ürünleriyle katılmaktadır. Kollektör modül ebatı, 1.5 m² ile 8 m² arasında değişmektedir. Pazar eğilimi daha büyük ebatlara doğru yönelmektir (Tırıs vd., 1997).

BÖLÜM 4**İSİMLENDİRME SİSTEMATIĞI**

Bu bölümde, çalışmada ele alınan rollbond buharlaştırıcı türleri tanıtılarak, bu buharlaştırıcı tasarımları çerçevesinde bir isimlendirme sistematığı önerisi sunulmuştur.

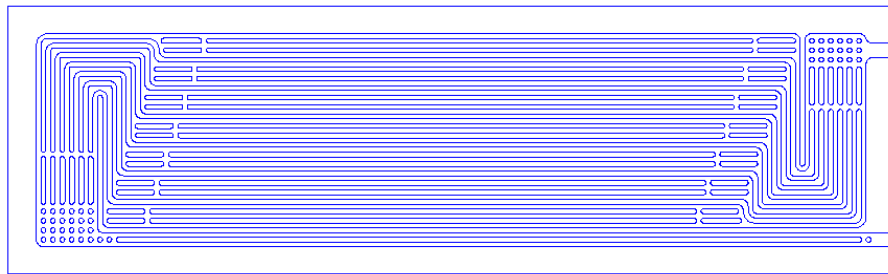
İsimlendirme sistematığında dikakte alınan kriterler ve açıklamaları şu şekildedir.

- Manifold yapısı: Düz, Şaşırtmalı
- Geçiş sayısı: Akışkanın gövdeyi boydan boya geçiş sayısıdır.
- Bir gövde geçişindeki karışım bölgesi sayısı: Bir, İki...
- Simetri durumu: Gövdeyi yatay olarak ikiye kesen eksene göre simetri durumudur. Simetrik, Asimetrik



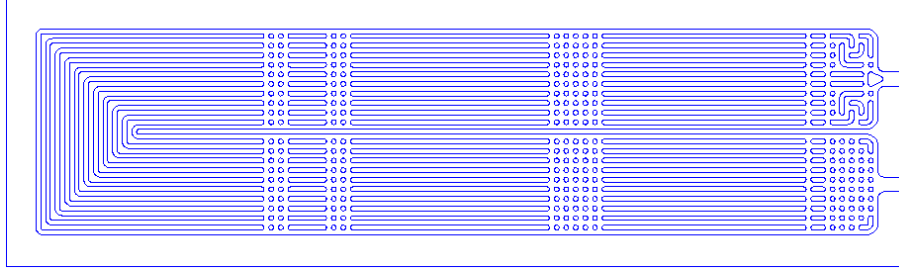
Şekil 4.1 1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı

1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı; şaşırtmalı giriş manifoldlu, iki gövde geçişli, tek karışım bölgesi, simetrik bir buharlaştırıcı olarak isimlendirilmiştir.



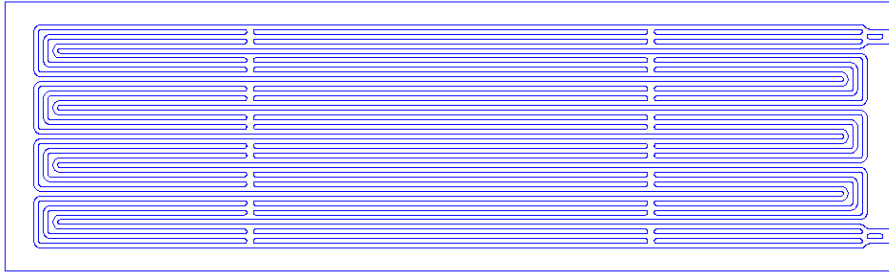
Şekil 4.2 2 numaralı buharlaştırıcı tasarımı

2 numaralı buharlaştırıcı tasarımı; düz giriş manifoldlu, iki gövde geçişli ve iki karışım bölgesi, asimetrik bir buharlaştırıcı olarak isimlendirilmiştir.



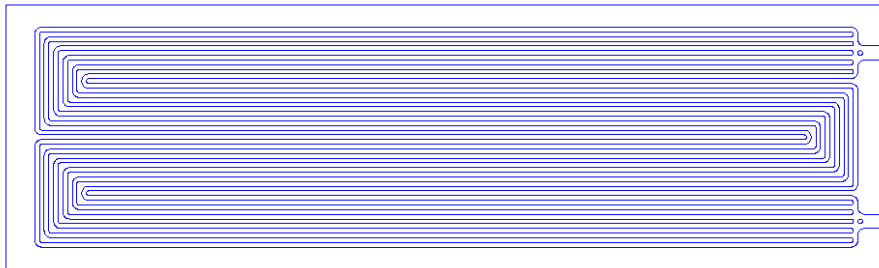
Şekil 4.3 3 numaralı buharlaştırıcı tasarımı

3 numaralı buharlaştırıcı tasarımı; şaşırtmalı giriş manifoldlu, iki gövde geçişli, üç karışım bölgesi ve asimetrik bir buharlaştırıcı olarak isimlendirilmiştir.



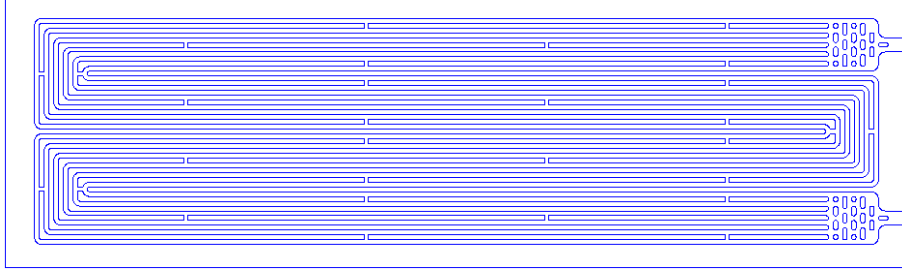
Şekil 4.4 4 numaralı buharlaştırıcı tasarımı

4 numaralı buharlaştırıcı tasarımı; düz giriş manifoldlu, sekiz gövde geçişli ve iki karışım bölgesi, simetrik bir buharlaştırıcı olarak isimlendirilmiştir.



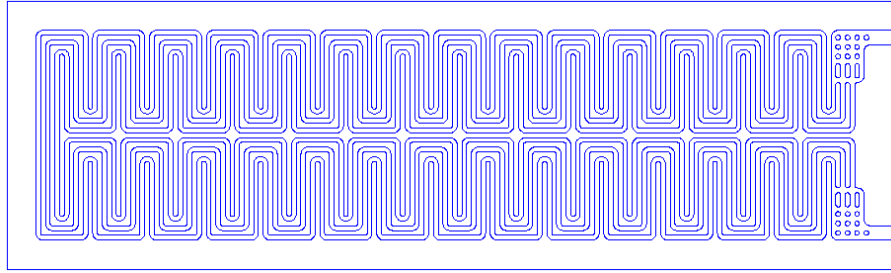
Şekil 4.5 5 numaralı buharlaştırıcı tasarımı

5 numaralı buharlaştırıcı tasarımı; düz giriş manifoldlu, dört gövde geçişli, simetrik bir buharlaştırıcı olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 4.6 6 numaralı buharlaştırıcı tasarımı

6 numaralı buharlaştırıcı tasarımı; şaşırtmalı giriş manifoldlu, dört gövde geçişli, üç karışım bölgesi, simetrik bir buharlaştırıcı olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 4.7 7 numaralı buharlaştırıcı tasarımı

7 numaralı buharlaştırıcı tasarımı; Düz giriş manifoldlu, iki gövde geçişli, simetrik bir buharlaştırıcı olarak isimlendirilmiştir.

BÖLÜM 5

SAYISAL ANALİZ

5.1. Problemin Tanımlanması

Bu bölümde, deneysel olarak performansı gözlenecek üç farklı tasarımın belirlenebilmesi için gerçekleştirilen CFD analizlerine ve elde edilen analiz sonuçlarının deneysel verilerle doğrulanmasına yer verilecektir.

Bu sayısal analiz çalışmasının amacı farklı akış kanalı tasarımlarına sahip buharlaştırıcı alternatifleri arasında seçim yapılabilmesi için temel hazırlanmasıdır. Çalışmada yedi farklı akış kanalı tasarımı ele alınmıştır. Bütün tasarımlar için ortak olan nokta, akış kanallarının yerleştirildiği alanının aynı büyüklükte olması ve akış kanalı hacminin eşit olmasıdır. Buharlaştırıcılarda çift fazlı akış söz konusudur, fakat problemin basitleştirilmesi amacıyla oluşturulan modeller sadece sıvı akışı ve sadece buhar akışı olmak üzere iki ayrı şartta çalıştırılmıştır. Bu sayede, Fluent CFD yazılımı kullanılarak gerçekleştirilecek sayısal benzetimler ile bir akış kanalından yalnızca sıvı ve yalnızca buhar akması durumlarında, akış dağılımı gözlenmiş olacaktır.

Bir sistemin davranışının tahmin edilmesi ile ilgili yöntemler temel olarak üç sınıfa ayrılmaktadır. Bunlardan biri sistem davranışının doğrudan anlaşılmasına olanak sağlayan deneysel yöntemdir. İkinci yöntem sistemin davranışında etkin olan temel fiziksel kavramları temel alan matematiksel bir model kurarak, bu modelin verilen şartlarda çözümü ile bir denklem sistemi ile sonuçlanan matematiksel bir çözüm bulunmasıdır. Bu yöntem “analitik yaklaşım” olarak isimlendirilir. Analitik yaklaşım, çözüm bölgesinin her noktasında fonksiyon değerinin belirlenmesine olanak sağlamakla birlikte basit akış problemleri için uygulanabilir. Üçüncü yöntem ise, sistemi ifade eden diferansiyel denklemlerin ayrık noktalarda denklem setlerine dönüştürülmesi ve bilgisayar yardımıyla çözümünü içeren CFD yöntemleridir (Sayma, 2009; Incropera, 2001).

5.2. Geometrik Modeller

Buharlaştırıcılar temel olarak 600x2000 mm yüzey alanına sahip güneş kolektörlerinden oluşmaktadır. Akış kanalı tasarımının, soğutucu akışkanın basınç düşüşüne ve hız dağılımına etkisinin araştırılmasına olanak sağlayacak şekilde yedi farklı akış kanalı tasarımı türetilmiştir, bu tasarımlara ilişkin geometrik modeller Şekil 4.1, 4.7 'de gösterilmektedir.

5.3. Matematik Modelin Oluşturulması

Matematik model, verilen bir sistemin performans ve davranışını matematiksel denklemler ile ifade eden modeldir. Matematiksel modelleme, verilen süreç yada sistemde baskın unsurları belirlediğinden, tasarım ve en iyileme sürecinin özüdür. Sistemin davranışını karakterize eden bütün denklemlerin toplanması matematik modeli oluşturur. Matematik modeller, sayısal modeller ve benzetimler için temel oluştururlar; böylece sistemin davranış ve karakteristikleri, gerçekten bir prototip üretmeden araştırılabilir. Matematiksel modellemenin temel amacı, verilen bir bileşen, alt sistem, süreç yada sistemin davranış ve karakteristiklerini ifade eden matematiksel denklemleri elde etmektir (Jaluria, 1998).

Bu çalışmada ele alınan sistem için yararlanılan denklemler aşağıda verilmiştir.

Kartezyen koordinatlarda, sürekli rejim halinde, sıkıştırılamaz akışkanlar için süreklilik denklemi aşağıdaki gibi yazılır :

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (5.1)$$

Burada u_x, u_y, u_z sırasıyla U hızının x, y ve z yönündeki bileşenlerini ifade etmektedir.

Reynolds-ortalananmış Navier-Stokes (RONS) denklemleri ortalama akış büyüklüklerinin hareket denklemlerini kapsamaktadır. RONS-tabanlı modelleme yaklaşımı pratikteki mühendislik uygulamaları için yaygın olarak kullanılmaktadır ve bilgisayar kaynağı ve zamanı gereksinimini önemli ölçüde kısaltmaktadır.

Reynolds ortalama yönteminde, anlık Navier-Stokes denklemlerindeki çözüm değişkenleri ortalama ve dalgalanan bileşenler olarak ayrılırlar: Hız bileşenleri için:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (5.2)$$

Burada \bar{u}_i ve u'_i ortalama ve dalgalanan hız bileşenlerini ifade etmektedir.

Benzer olarak, basınç ve diğer skaler büyüklükler aşağıdaki şekilde ayrılabilirler.

$$\phi_i = \bar{\phi}_i + \phi'_i \quad (5.3)$$

Burada ϕ ; basınç, enerji yada konsanrasyon gibi skaler büyüklükleri ifade etmektedir.

Bu ifadeleri anlık süreklilik ve enerji denklemlerinde yerine koyulması ve zaman ortalaması alınması toplu-ortalanan momentum denklemlerini vermektedir. Bu denklemler kartezyen formda aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial \rho}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \bar{u}'_i \bar{u}'_j) \quad (5.5)$$

5.4 ve 5.5 numaralı denklemler Reynolds-ortalanan Navier stokes denklemleridir. Bu denklemler, anlık Navier-Stokes denklemleri ile aynı genel forma sahiptir.

5.4. Sayısal Modelleme ve Benzetim

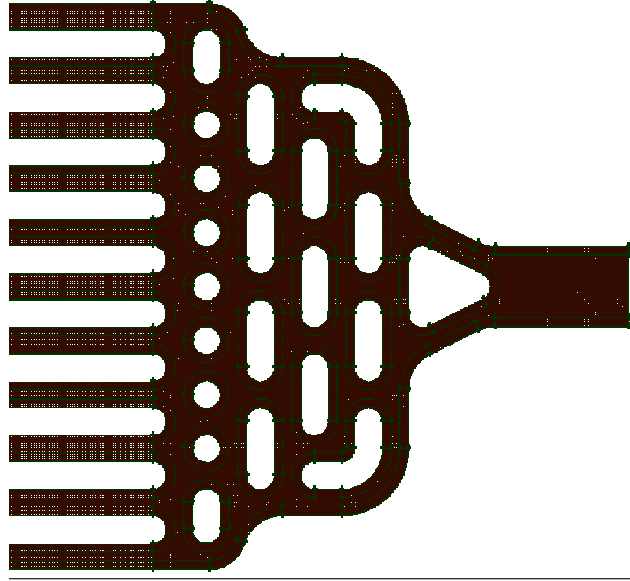
Isıl bir sistemin sayısal modeli, bir bilgisayar üzerinde sistemin ayrıklaştırılmış gösterimini ifade eder ve bu model sistemin davranış ve karakteristiklerini belirlemede kullanılabilir. Model, türetilen matematiksel denklemlere çözüm verecek olan sayısal bir şema yada prosedürle birlikte uygulanan sınır ve başlangıç şartları, ilgili özellik verileri, bileşen karakteristikleri ve diğer gerekli girdilerden oluşur. Sayısal algoritma kadar algoritmanın bu gibi girdilerle bilgisayarda uygulanması sayısal modeli oluşturur.

Model, geçerliliği onaylandıktan sonra tasarım değişkenlerinde ve işletim şartlarındaki değişikliklere maruz kalır. Sistemin davranışının, pahalı ve zaman alan bir uygulama olan prototip üretmiminden ziyade, model yardımıyla çalışılması süreci benzetim olarak bilinmektedir. Elde edilen sonuçlar, birçok farklı tasarım olasılığının ve değişen işletim şartlarının ele alınmasına izin vermektedir.

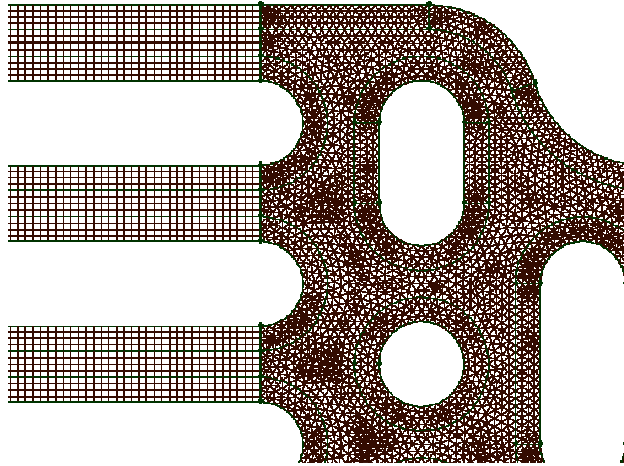
Mevcut bilgisayar yazılımlarının geniş kütüphaneleri nedeniyle verilen bir tasarım probleminin her yönü için sayısal bir şema geliştirilmesi gerekli değildir ve model geliştirme sürecinin basitleştirilmesi için kullanılabilirler. Bu programlar genellikle iyi test edilmiştir ve sayısal model geliştirilmesinde etkin olarak kullanılabilirler. Fluent, Fidap ve Phoneics gibi genel amaçlı kodlar endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılmaktadırlar (Jaluria, 1998).

Bir sayısal analizde ilk önce, çözüm yapılacak alanın küçük hacimlere bölünmesi gereklidir. Bu işlem ağ oluşturma olarak isimlendirilir. Yapısal ağın oluşturulması öncelikle sınır eğrileri boyunca noktaların belirlenmesi ile başlar. Sınır eğrileri üzerindeki nokta dağılımını kullanarak, yüzey ağ yapısı oluşturulur. Fiziksel alanı çevreleyen yüzeylerdeki ağ yapısı temel alınarak, hacim ağ yapısı oluşturulur (Blazek, 2005).

Bu çalışmada ele alınan problem için, geometrinin oluşturulması, sınır şartlarının belirlenmesi ve ağ oluşturulması işlemleri GAMBİT adlı program kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de 1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için GAMBİT'te hazırlanmış geometri ve ağ yer almaktadır.



Şekil 5.1 1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için GAMBİT'te hazırlanan ağ yapısı.



Şekil 5.2 Ağ yapısının yakından görünümü

Ele alınan sistemde akış söz konusudur, bu nedenle yüzeylerde bu sınır şartlarının tanımlanması gerekmektedir. Ele alınan sistem için tanımlanan sınır şartları aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

Tablo 5.1 R134a-sıvı fazında yapılan analizler için sınır şartları

	R134a girişi	R134a çıkışı
Giriş hızı:	0,02596 m/s	-
Türbülans şiddeti:	5.86%	5.86%
Hidrolik çap:	30 mm	30 mm

Tablo 5.2 R134a-buhar fazında yapılan analizler için sınır şartları

	R134a girişi	R134a çıkışı
Giriş hızı:	2,3135 m/s	-
Türbülans şiddeti:	3,83%	3,83%
Hidrolik çap:	30 mm	30 mm

Üç boyutlu, sürekli rejim çalışılmıştır. Kullanılan çözüm şeması aşağıda verilmiştir

Tablo 5.3 Çözüm Şeması

Değişken	Şema
Basınç	Standard
Basınç-Hız çifti	SIMPLE Algoritması
Momentum	Second Order Upwind
Enerji	Second Order Upwind

Her iki faz için sistemde kütleli debinin 23.75 gr/s olduğu varsayılarak, 30 mm giriş kesitindeki Re sayıları hesaplanarak sıvı ve buhar fazları için sırasıyla 3046 ve 92000 olarak belirlenmiştir. Bu durumda her iki faz içinde türbülanslı akış söz konusudur. Türbülanslı akış sayısal çözümlerinde kullanılan parametrelerden biri olan türbülans şiddeti ise aşağıdaki formül yardımıyla sıvı fazı için %5.86, buhar fazı için %3.83 olarak hesaplanmıştır.

$$I_{Turb} = 0.16x(Re)^{-1/8} \quad (5.6)$$

Çalışmada, soğutucu akışkan olarak da R134a tercih edilmiştir. Bu malzemenin sıvı ve gaz fazındaki özellikleri Coolpack isimli paket program yardımıyla belirlenerek Fluent malzeme veri tabanına tanıtılmıştır. Soğutkana ilişkin özellikler Tablo 5.4'da yer almaktadır

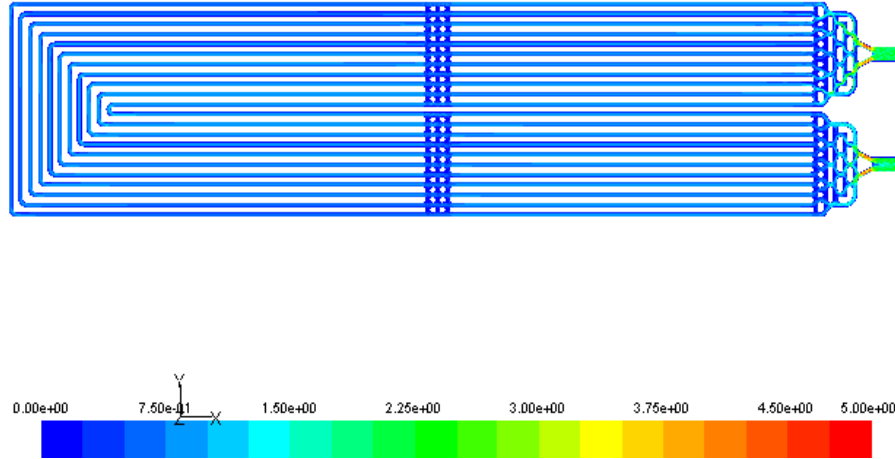
Tablo 5.4 R134a soğutkanına ait fiziksel özellikler (Coolpack)

	R134a-sıvı	R134a-gaz
Yoğunluk (kg/m ³)	1295	14,53
Viskozite (Pa.sn)	0.0003306	0.00001095

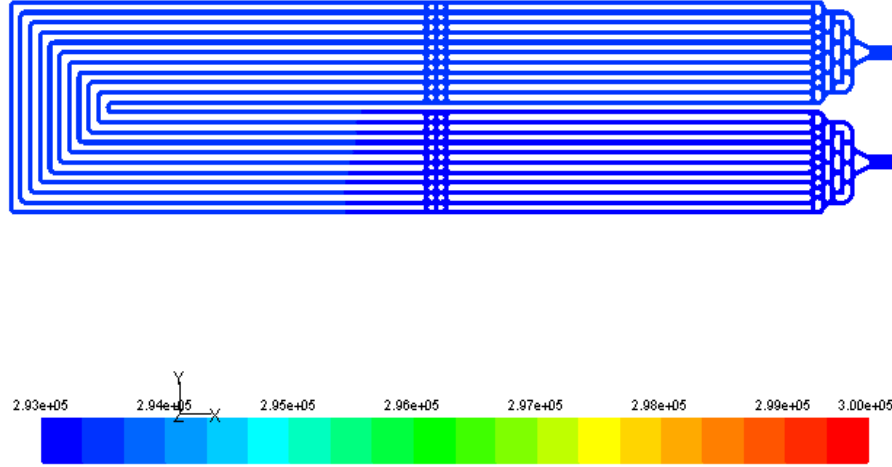
5.5. Sonuçların Değerlendirilmesi

Bu bölümde, farklı akış kanalı tasarımlarına sahip buharlaştırıcı alternatifleri arasında seçim yapılabilmesi amacıyla, sayısal benzetimden elde edilen sonuçlar ve değerlendirmeler yer almaktadır. Sıvı ve gaz fazları için ayrı benzetimler gerçekleştirildiğinden, sonuçlar iki ayrı analizin karşılaştırılması şeklinde incelenecektir.

1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a buhar fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.3'de ve Şekil 5.4'de gösterilmiştir. Burada soğutkan giriş manifoldundan onbir kanala dağıtılmaktadır. Giriş ve çıkış manifoldlarında hız dağılımı Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'de daha detaylı olarak görülebilmektedir.

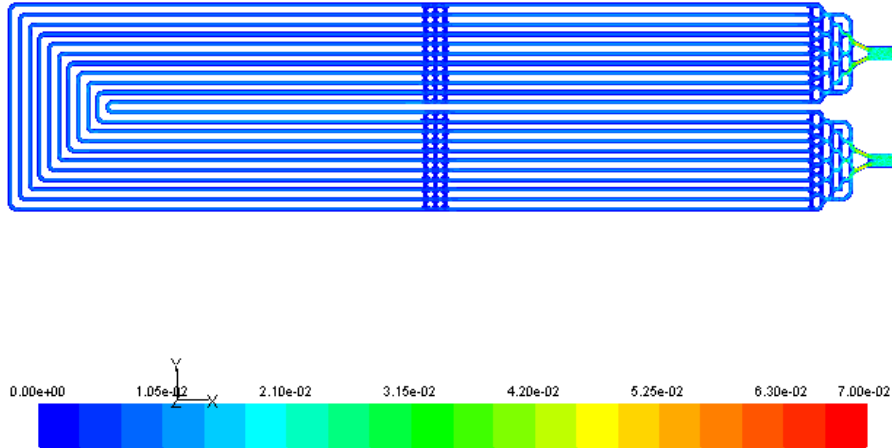


Şekil 5.3 1 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]

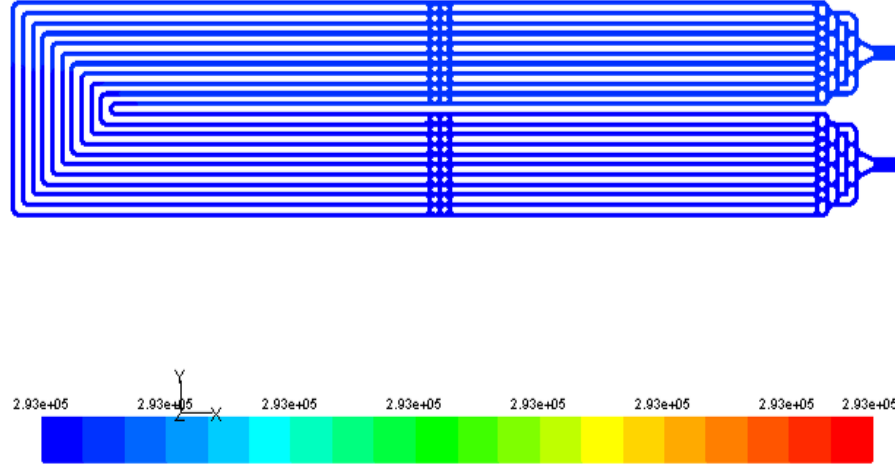


Şekil 5.4 1 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

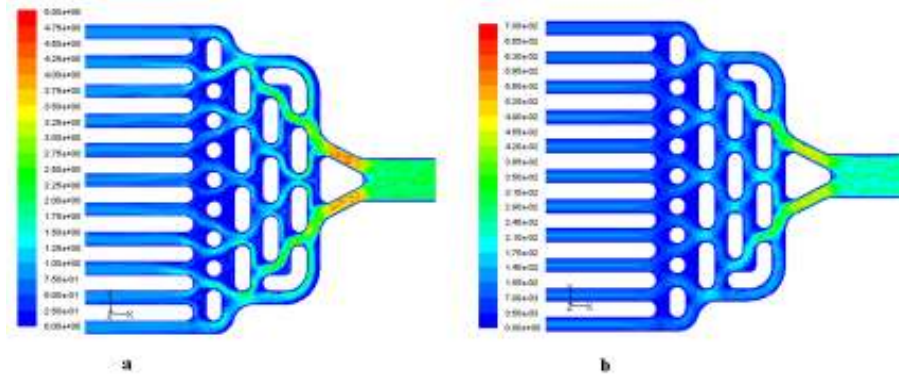
1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a sıvı fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.5’de ve Şekil 5.6’da gösterilmiştir. Giriş ve çıkış manifoldlarında hız dağılımı Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de daha detaylı olarak görülebilmektedir.



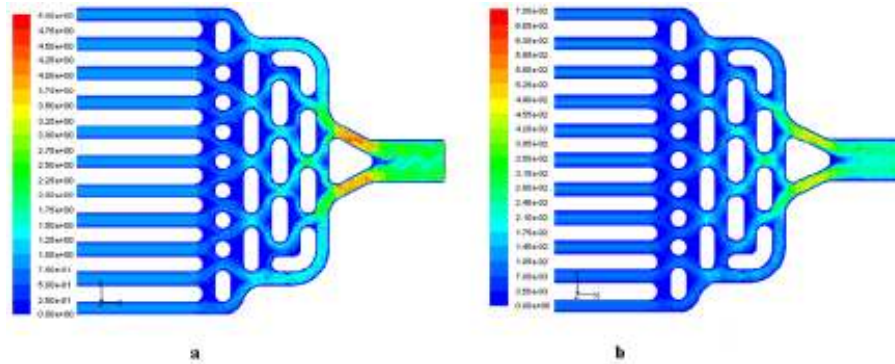
Şekil 5.5 1 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]



Şekil 5.6 1 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]



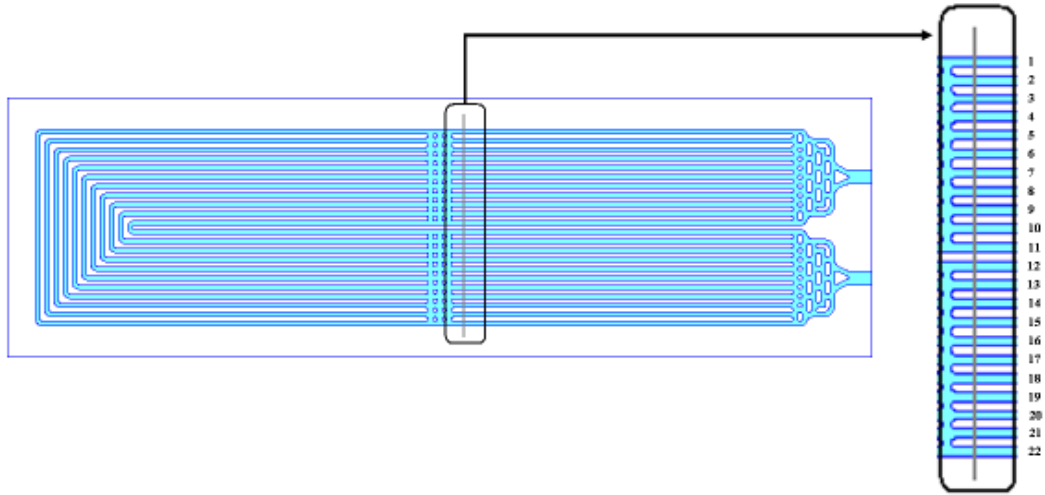
Şekil 5.7 1 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için



Şekil 5.8 1 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için

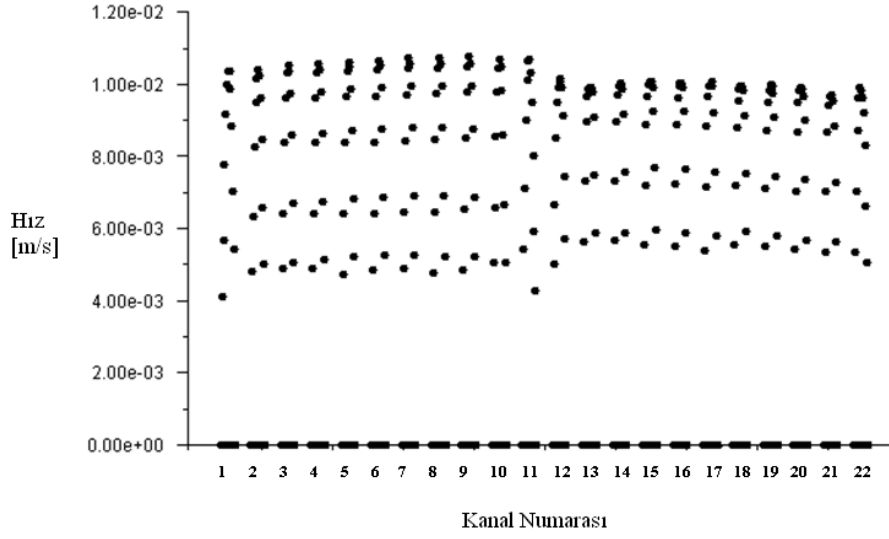
Soğutkan buharlaştırıcıya girdikten sonra iki ana kanala ayrılmaktadır, burada kanal kesitinin daralması nedeniyle hızda artış görülmektedir. Soğutkanın düzgün dağıtılabilmesi için şaşırtmalı bir kanal tasarımı tercih edilmiştir. Sonuç olarak, giriş manifoldunu takip eden kanallarda hızın düzgün dağıldığı görülmektedir. Uygulamada sağlayacağı kolaylık düşünülerek, tasarımda giriş ve çıkış manifoldları geometrik olarak aynı olacak şekilde oluşturulmuştur. Çıkış manifoldunda da benzer olarak onbir kanaldan toplanan soğutkanın kademeli olarak tek kanaldan tahliyesi sağlanmaktadır.

Şekil 5.7 ve Şekil 5.8 incelendiğinde sıvı ve buhar fazları için 1 numaralı buharlaştırıcı tasarımında akış dağılımının benzer olduğu görülmektedir. İki analizin daha doğru olarak değerlendirilebilmesi amacıyla buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlem seçilerek, bu düzlemdeki hız dağılımlarına bakılmıştır (Şekil 5.9).

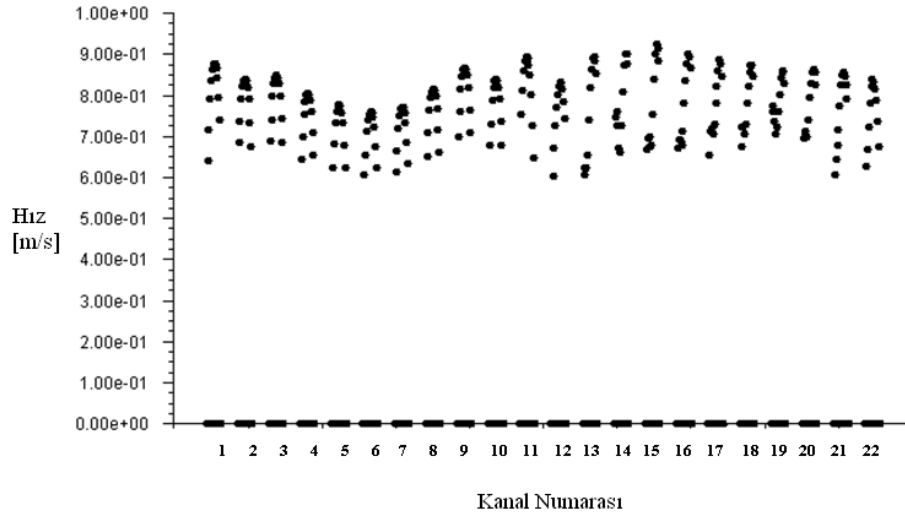


Şekil 5.9 1 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması

Buharlaştırıcının orta kesimlerindeki hız dağılımları incelendiğinde sıvı ve buhar fazları için kanallardaki hız dağılımında farklılıklar olduğu görülmektedir. Sıvı fazında gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre soğutkanı dağıtan onbir kanalda hızlar düzgün dağılmış durumdadır, dönüş hattında ise hızlarda düşüş görülmekle birlikte kanallar arasında eşit dağılım söz konusudur (Şekil 5.10). Buhar fazında gerçekleştirilen benzetimlerde ise elde edilen sonuç daha farklıdır. Burada, soğutkanın dağıtıldığı onbir kanaldan kenarlarda kalanlarda hızın yüksek, iç kısımlarda ise daha düşük olduğu görülmektedir (Şekil 5.11).

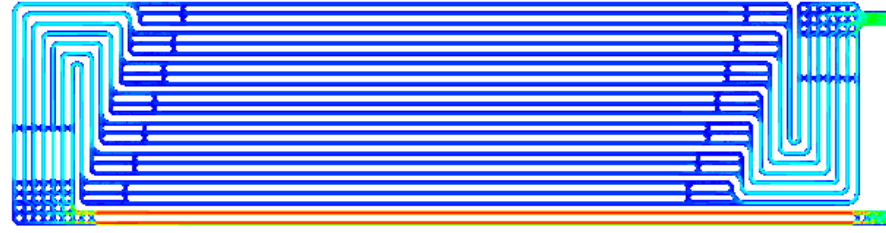


Şekil 5.10 1 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı



Şekil 5.11 1 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı

2 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a buhar fazı benzetimleri sonucu akış kanallarında elde edilen hız ve basınç dağılımı Şekil 5.12’de ve Şekil 5.13’de gösterilmiştir. Burada soğutkan giriş manifoldundan yedi kanala dağıtılmakta ve sonrasında yirmibir kanala genişletilmektedir. yirmibir kanala dağıtılan soğutkan kademeli olarak önce yedi sonra iki kanala yönlendirilir. Genel hız dağılımından da görüleceği üzere dönüş hattındaki bu iki kanalda kesit daralması nedeniyle hız çok artmaktadır.

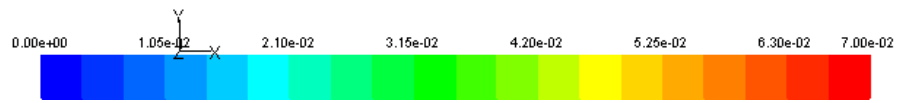
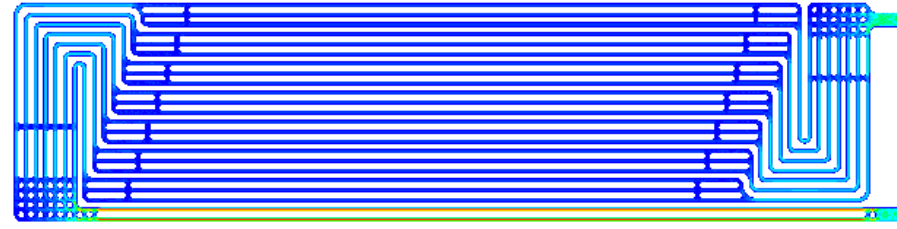


Şekil 5.12 2 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]

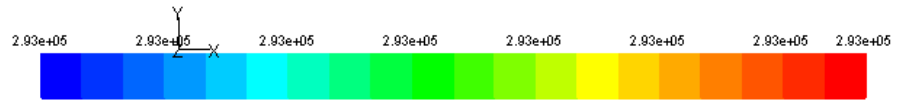
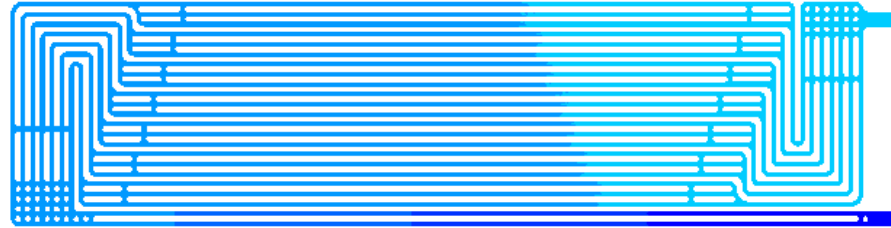


Şekil 5.13 2 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

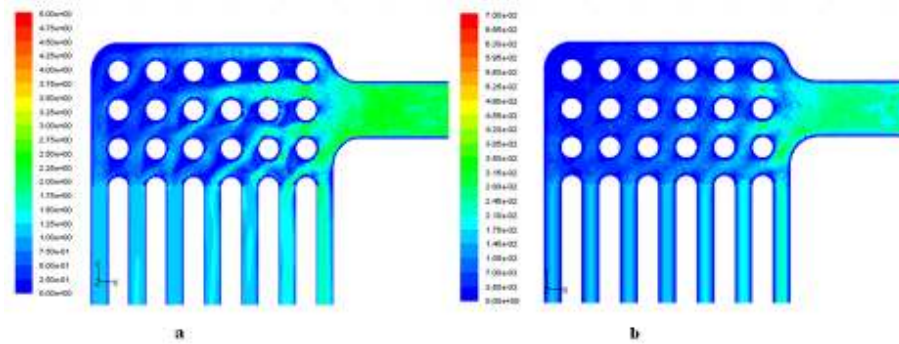
2 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a sıvı fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.14'de ve Şekil 5.15'de gösterilmiştir. Giriş ve çıkış manifoldlarında hız dağılımı Şekil 5.16 ve Şekil 5.17'de daha detaylı olarak görülebilmektedir.



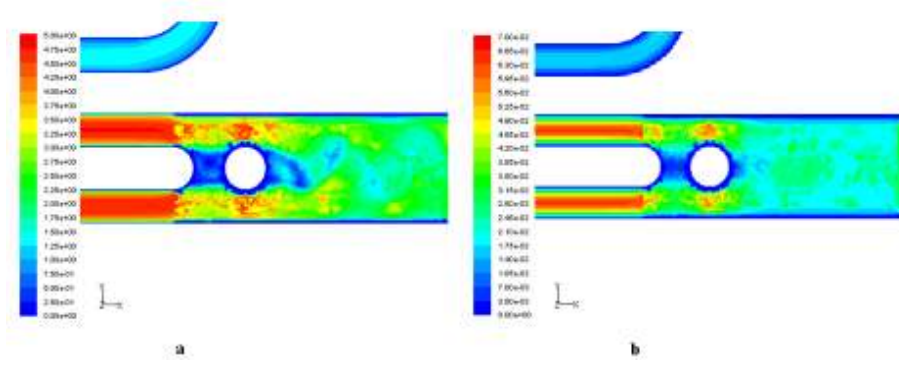
Şekil 5.14 2 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]



Şekil 5.15 2 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]



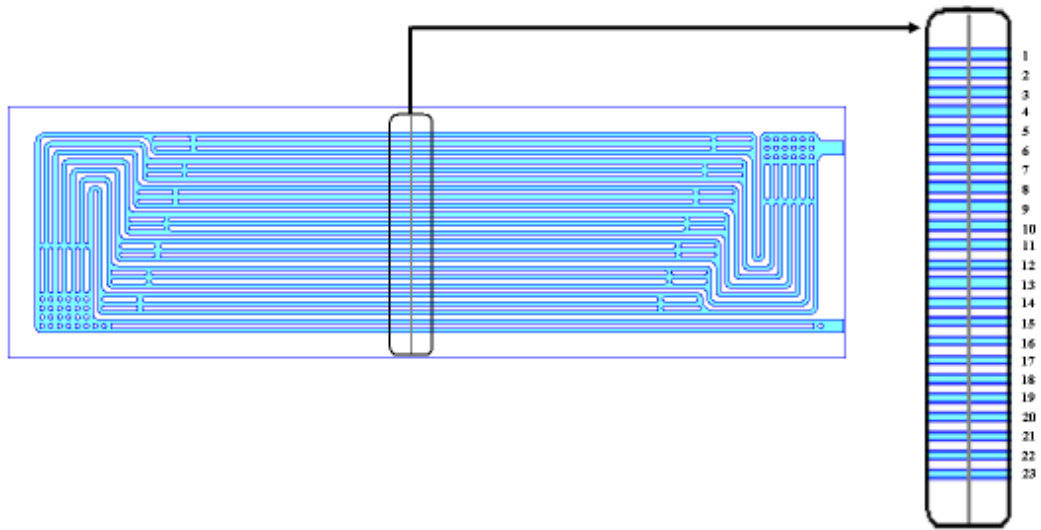
Şekil 5.16 2 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için



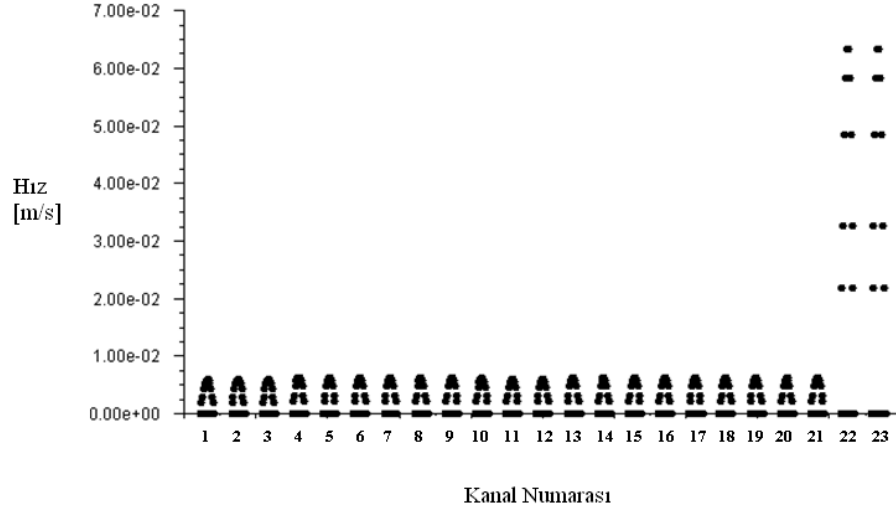
Şekil 5.17 2 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için

2 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için giriş manifoldunda soğutkanın düzgün dağıtılamadığı, girişe yakın kanallarda hızların daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra soğutkan buharlaştırıcıya giriş yaptıktan sonra uç noktalara kadar ilerlemeden kanallara yöneldiğinden ölü bölgeler oluşmaktadır.

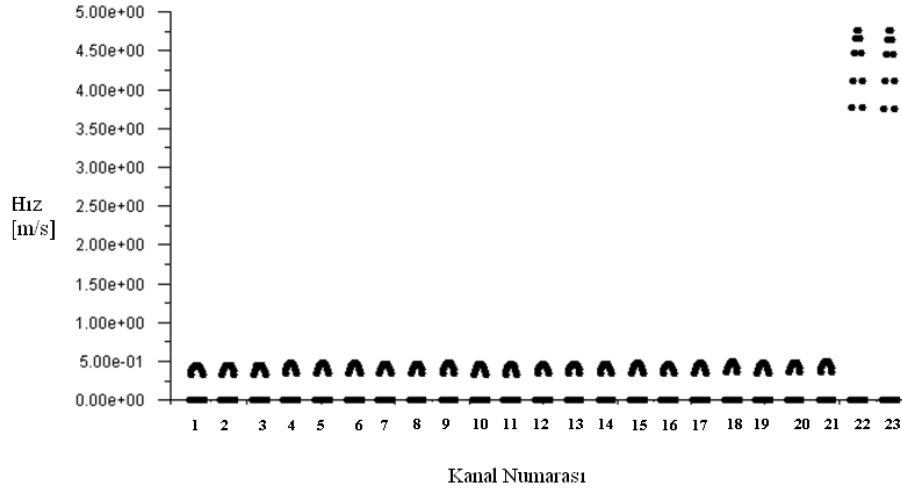
Sıvı ve buhar fazları ile gerçekleştirilen benzetimler sonrası elde edilen sonuçların daha doğru olarak değerlendirilebilmesi amacıyla buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlem seçilerek, bu düzlemdeki hız dağılımlarına bakılmıştır (Şekil 5.18).



Şekil 5.18 2 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması



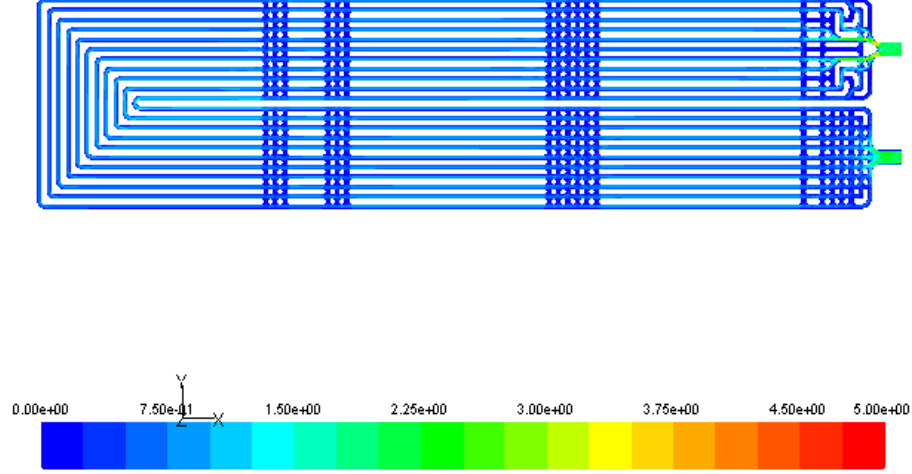
Şekil 5.19 2 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı



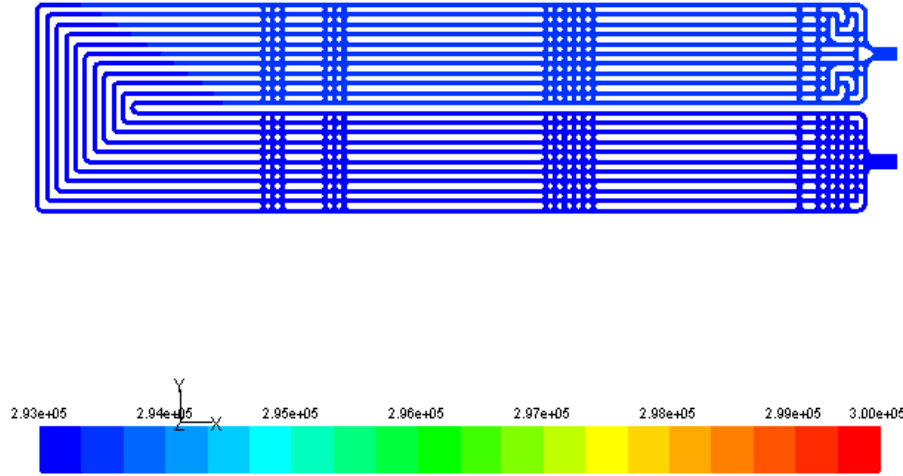
Şekil 5.20 2 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı

Sıvı ve buhar fazlarında buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımına bakıldığında benzer bir dağılım görülmektedir. Her iki durumda da soğutkanı dağıtan kanallarda düzgün dağılım söz konusuysen, dönüş hattında hızlar çok yükselmektedir.

3 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a buhar fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.21'de ve Şekil 5.22'de gösterilmiştir. Burada soğutkan giriş manifoldundan onbir kanala genişletilmektedir. onbir kanala dağıtılan soğutkan buharlaştırıcı yüzeyini taradıktan sonra çıkış manifolduna yönlendirilir.

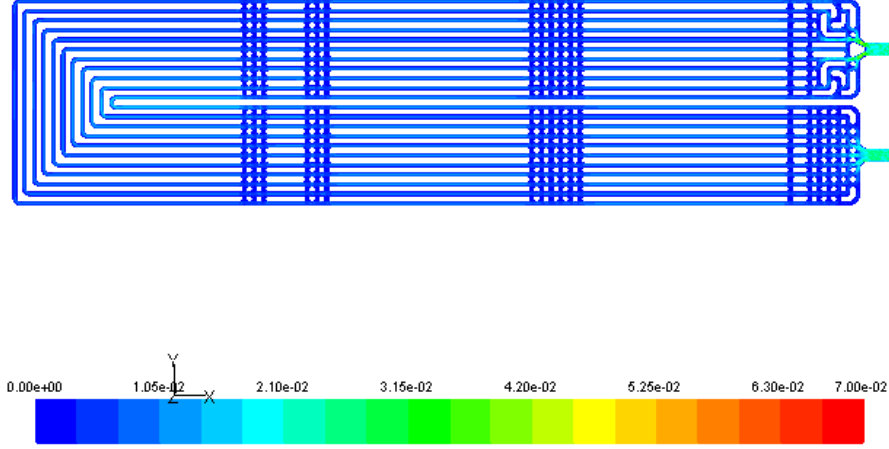


Şekil 5.21 3 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]

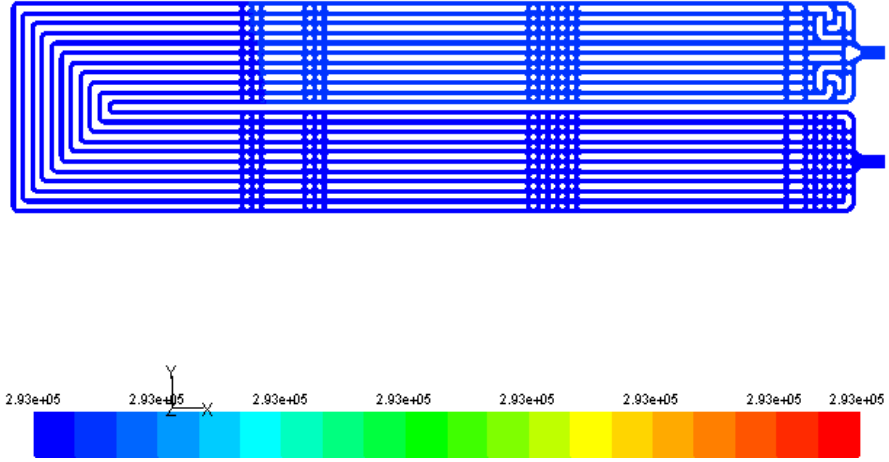


Şekil 5.22 3 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

3 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a sıvı fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.23'de ve Şekil 5.24'de gösterilmiştir.

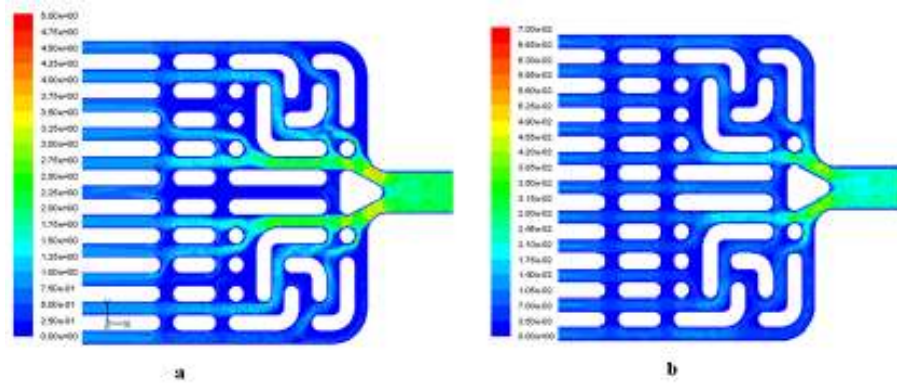


Şekil 5.23 3 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]

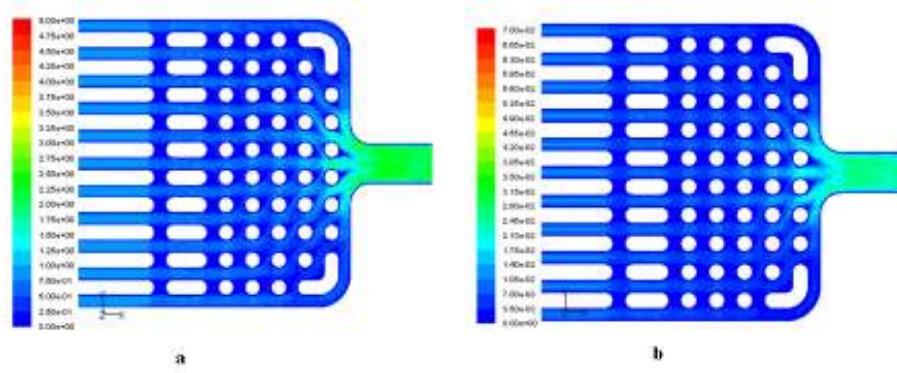


Şekil 5.24 3 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

Giriş ve çıkış manifoldlarında hız dağılımı Şekil 5.25 ve Şekil 5.26'de daha detaylı olarak görülebilmektedir.



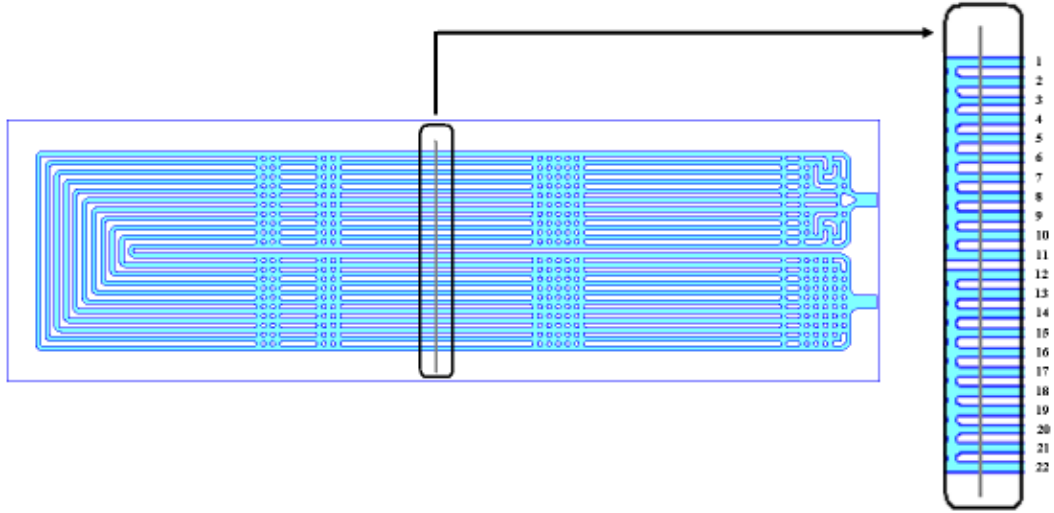
Şekil 5.25 3 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için



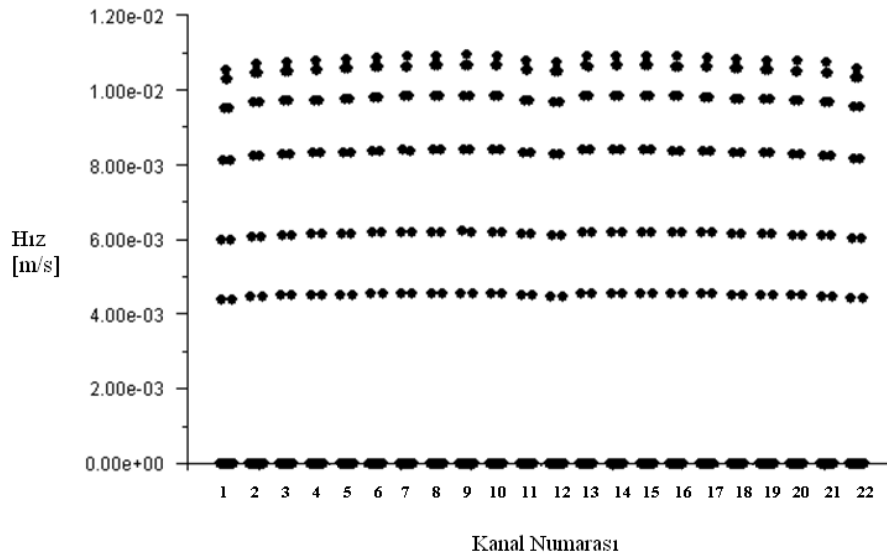
Şekil 5.26 3 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için

3 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için giriş manifoldunda, soğutkanın düzgün dağıtılamadığı, bazı kanallarda soğutkan yüksek hızla dağılırken bazı kanallarda ise ölü bölgeler oluştuğu görülmektedir. Çıkış manifoldunda ise köşe noktalarda yine ölü bölgeler mevcuttur.

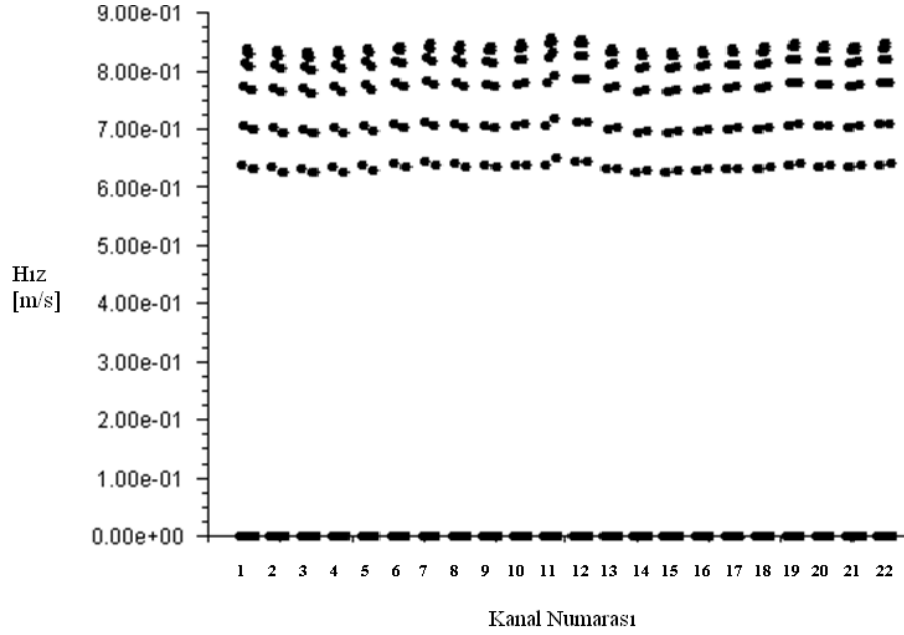
Sıvı ve buhar fazları ile gerçekleştirilen benzetimler sonrası elde edilen sonuçların daha doğru olarak değerlendirilebilmesi amacıyla buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlem seçilerek, bu düzlemdeki hız dağılımlarına bakılmıştır (Şekil 5.27).



Şekil 5.27 3 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması



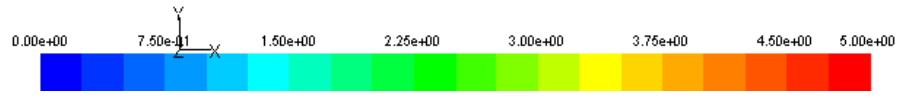
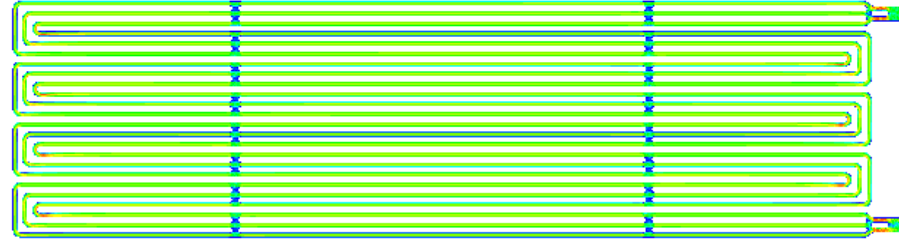
Şekil 5.28 3 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı



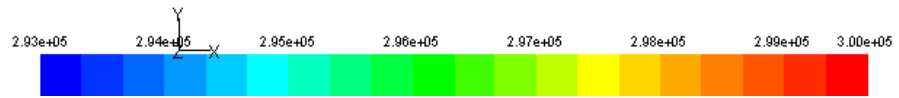
Şekil 5.29 3 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı

3 numaralı buharlaştırıcı için, sıvı ve buhar fazlarında orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı düzgün görülmektedir. Sıvı ve buhar fazları ile gerçekleştirilen benzetimler sonrasında elde edilen hız dağılımlarında farklılıklar söz konusudur. Sıvı fazında gidiş hattındaki kanallardan kenarlarda olanlarda hız daha düşük orta kesimde yüksekken, buhar fazında durum tam tersidir.

4 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a buhar fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.30 ve Şekil 5.31’de gösterilmiştir. Burada soğutkan, giriş manifoldundan 3 kanala dağıtılmakta ve bu kanalların sekiz kere buharlaştırıcı alanını taramasının ardından, giriş manifoldu ile benzer geometrideki çıkış manifolduna yönlendirilmektedir.



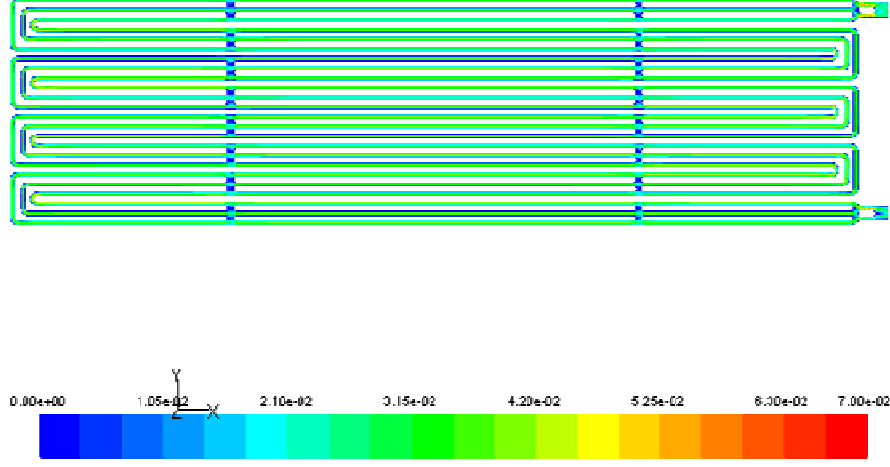
Şekil 5.30 4 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]



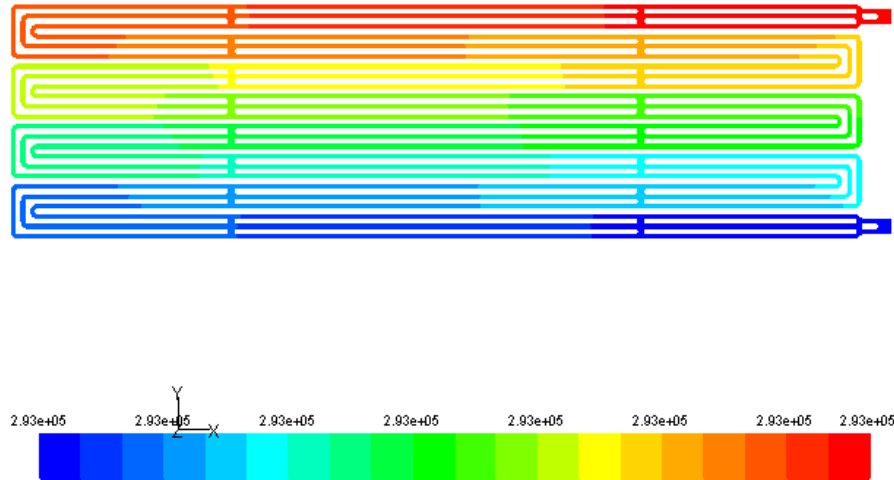
Şekil 5.31 4 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

Bu tasarımda kanal sayısı diğerlerine göre daha az olduğundan soğutkanın dağıtılması daha kolaydır ve karmaşık yapıya sahip bir giriş manifoldundan kaçınılarak, basit bir geometri tercih edilmiştir. Giriş ve çıkış manifoldlarının aynı geometrik yapıda olmasının uygulamada kolaylık sağlayacağı düşünülmektedir.

4 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a sıvı fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.32’de ve Şekil 5.33’de gösterilmiştir.

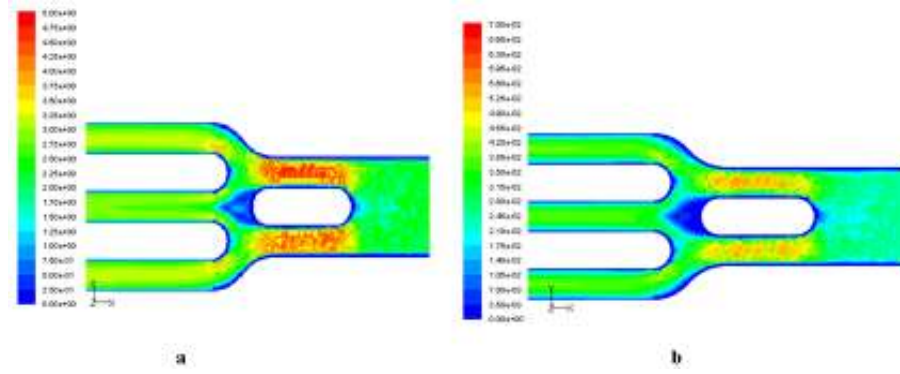


Şekil 5.32 4 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]

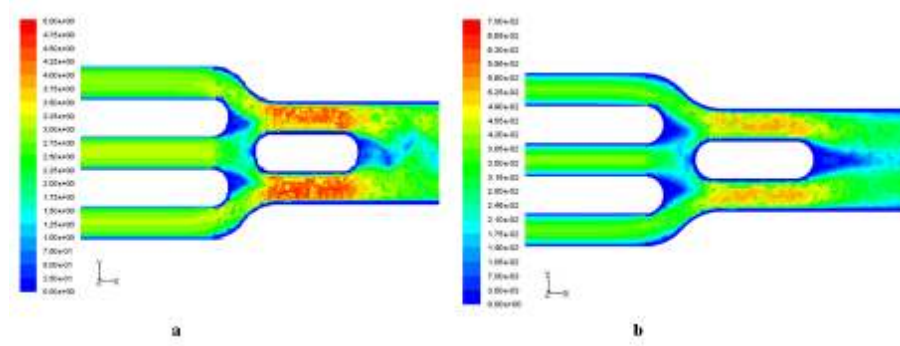


Şekil 5.33 4 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

Giriş ve çıkış manifoldlarında hız dağılımı Şekil 5.34 ve Şekil 5.35’de daha detaylı olarak görülebilmektedir.



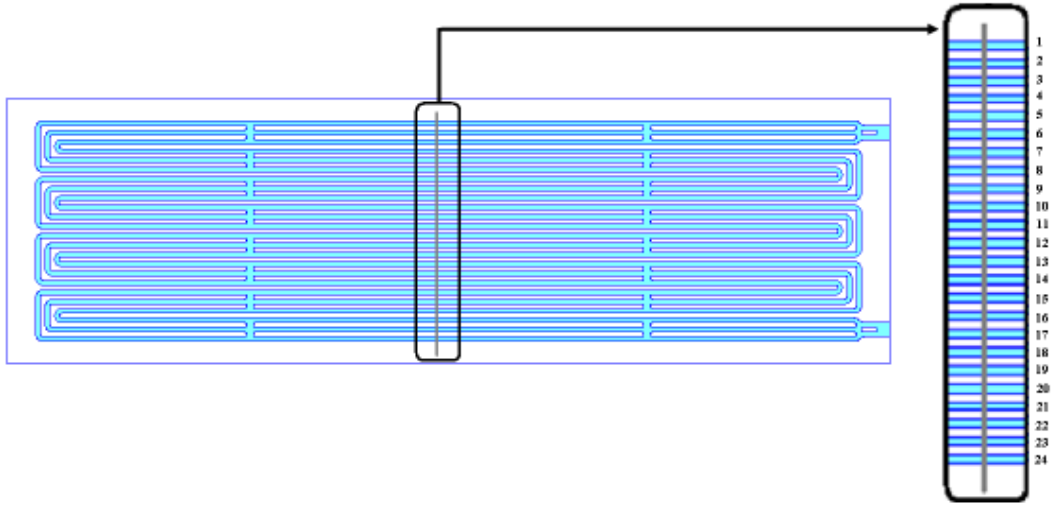
Şekil 5.34 4 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için



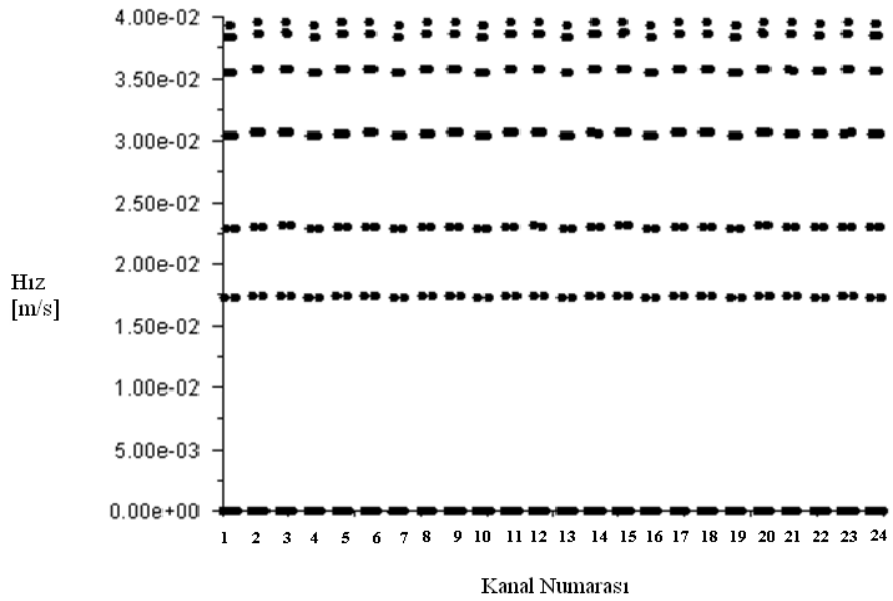
Şekil 5.35 4 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için

4 numaralı buharlaştırıcı tasarımında, soğutkan kanallara düzgün dağıtılmış durumdadır. Çıkış manifoldunda ise buhar fazında soğutkan hızı daha yüksek olduğundan akışta dalgalanma söz konusudur.

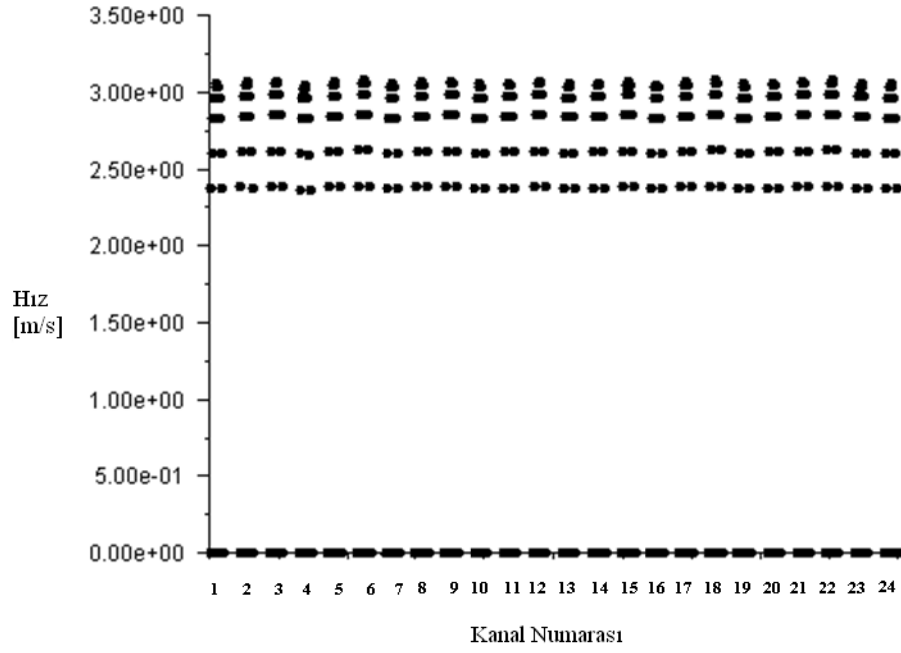
Sıvı ve buhar fazları ile gerçekleştirilen benzetimler sonrası elde edilen sonuçların daha doğru olarak değerlendirilebilmesi amacıyla buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlem seçilerek, bu düzlemdeki hız dağılımlarına bakılmıştır (Şekil 5.36).



Şekil 5.36 4 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması



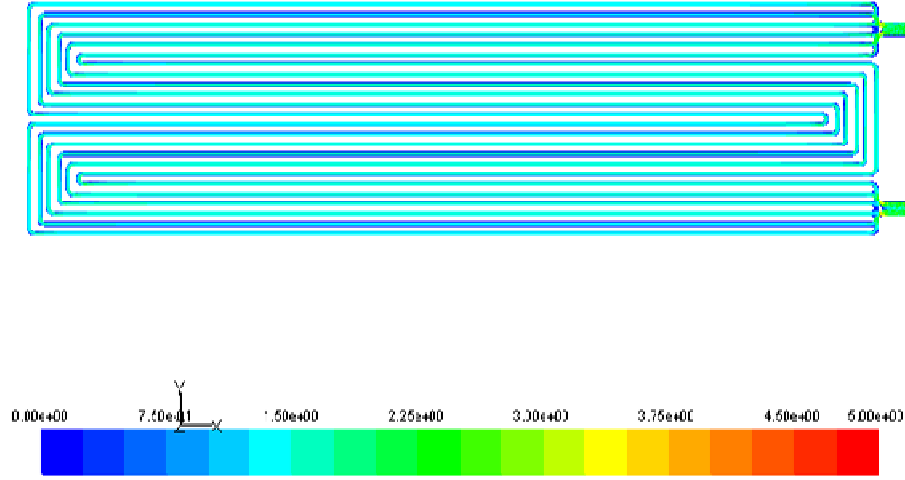
Şekil 5.37 4 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı



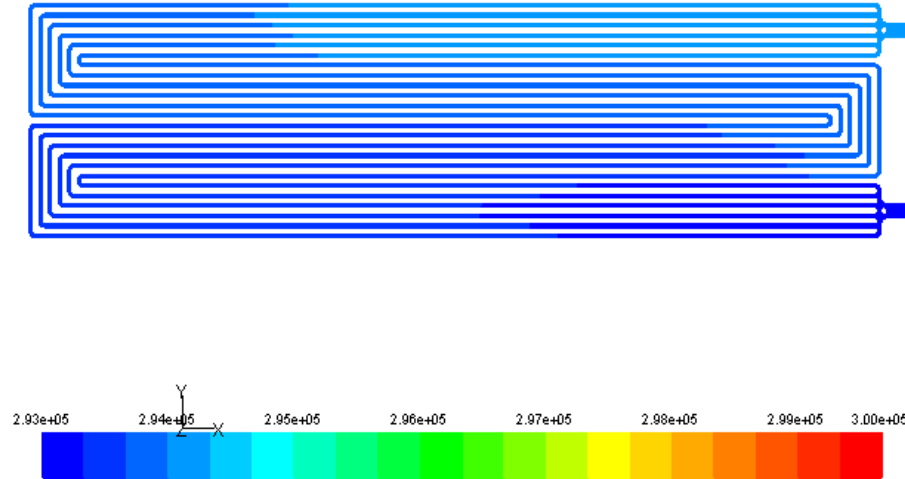
Şekil 5.38 4 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı

Sıvı ve buhar fazlarında buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımına bakıldığında benzer bir dağılım görülmektedir. İki analiz arasındaki farklılık, buhar fazında hızların belirgin derecede yüksek olmasıdır.

5 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a buhar fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.39'da ve Şekil 5.40'da gösterilmiştir. Burada soğutkan, giriş manifoldundan 6 kanala dağıtılmakta ve bu kanalların dört kere buharlaştırıcı alanını taramasının ardından, giriş manifoldu ile benzer geometrideki çıkış manifolduna yönlendirilmektedir.

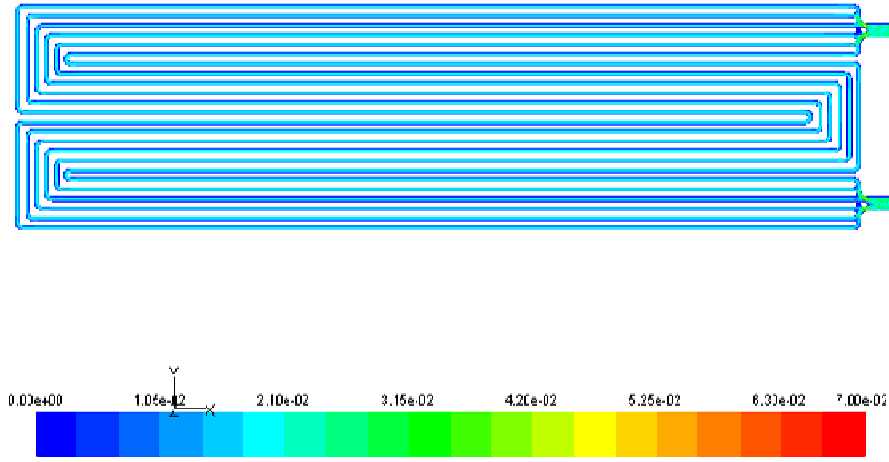


Şekil 5.39 5 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]

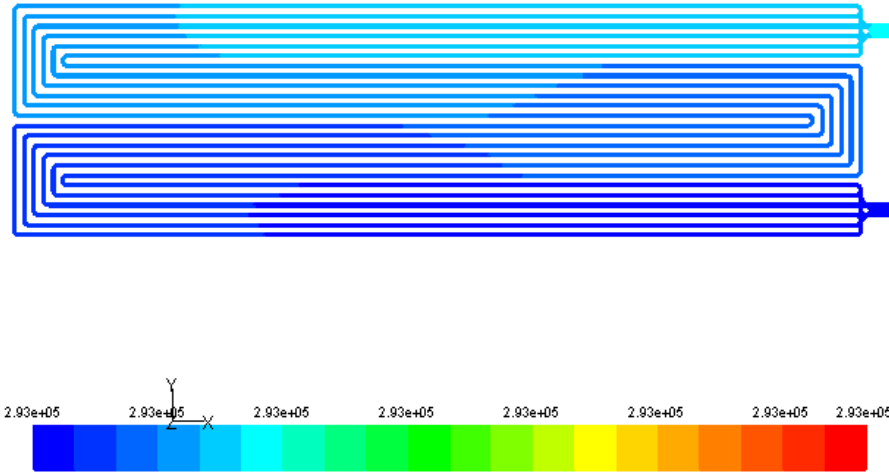


Şekil 5.40 5 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

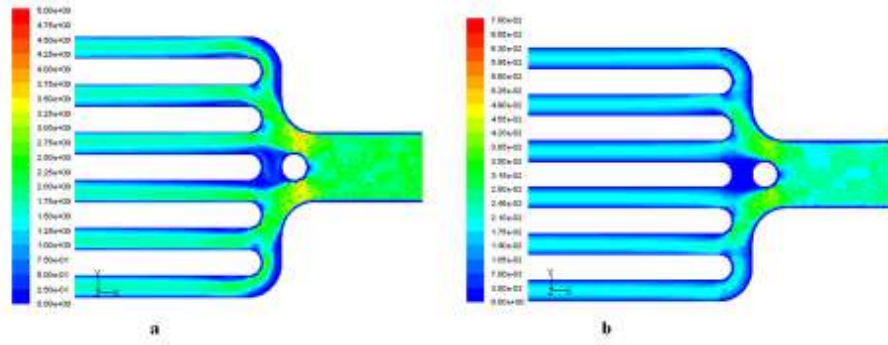
5 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a sıvı fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.41'de ve Şekil 5.42'de gösterilmiştir. Giriş ve çıkış manifoldlarında hız dağılımı Şekil 5.43 ve Şekil 5.44'de daha detaylı olarak görülebilmektedir.



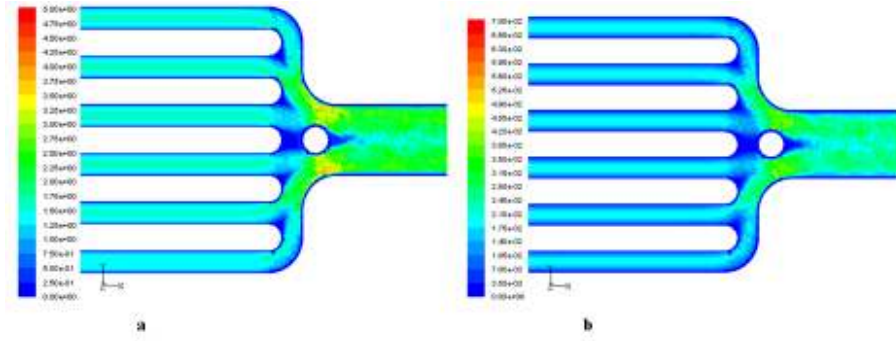
Şekil 5.41 5 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]



Şekil 5.42 5 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]



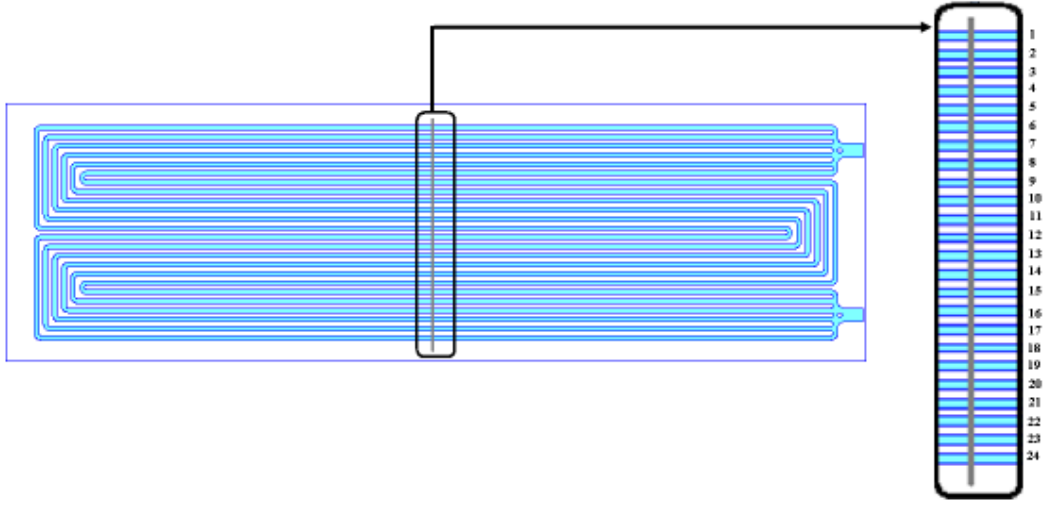
Şekil 5.43 5 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için



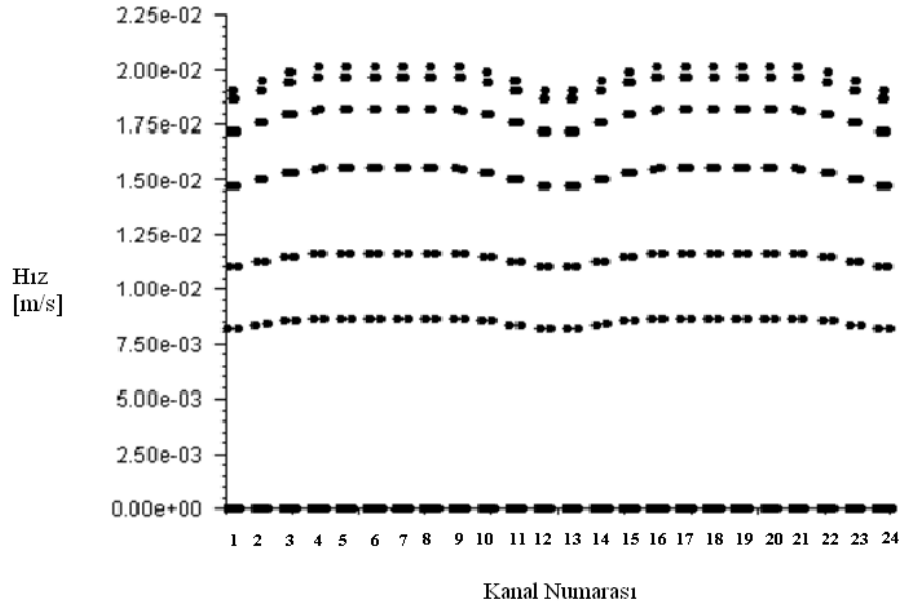
Şekil 5.44 5 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için

5 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için giriş manifoldunda, soğutkanın düzgün dağıtıldığı görülmektedir. Sıvı ve buhar fazları için gerçekleştirilen benzetimler sonrası elde edilen dağılımlar benzerdir. Çıkış manifoldunda ise yine sıvı ve buhar fazları için benzer bir dağılım mevcuttur.

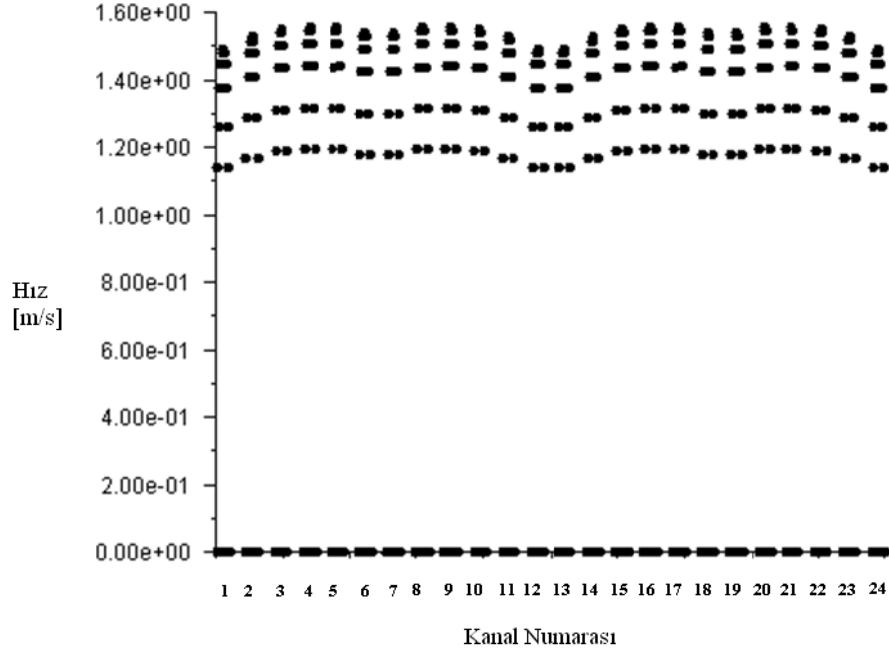
Sıvı ve buhar fazları ile gerçekleştirilen benzetimler sonrası elde edilen sonuçların daha doğru olarak değerlendirilebilmesi amacıyla buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlem seçilerek, bu düzlemdeki hız dağılımlarına bakılmıştır (Şekil 5.45).



Şekil 5.45 5 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması



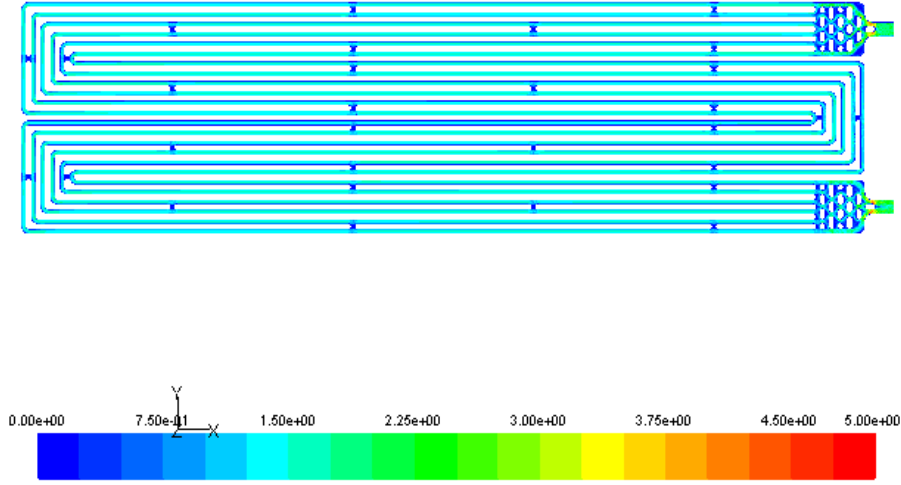
Şekil 5.46 5 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı



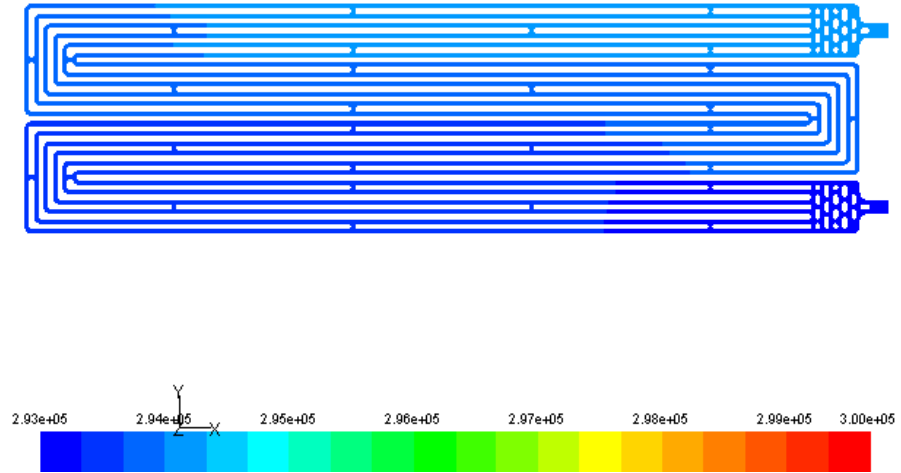
Şekil 5.47 5 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı

Sıvı ve buhar fazlarında buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımına bakıldığında benzer bir dağılım görülmektedir. İki analiz arasındaki farklılık, buhar fazında hızların belirgin derecede yüksek olmasıdır.

6 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a buhar fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.48’de ve Şekil 5.49’da gösterilmiştir. Burada soğutkan, giriş manifoldundan 6 kanala dağıtılmakta ve bu kanalların dört kere buharlaştırıcı alanını taramasının ardından, giriş manifoldu ile benzer geometrideki çıkış manifolduna yönlendirilmektedir. Buharlaştırıcı tasarımında, kanallar arasında geçişi sağlayan ara bağlantılara yer verilmiştir

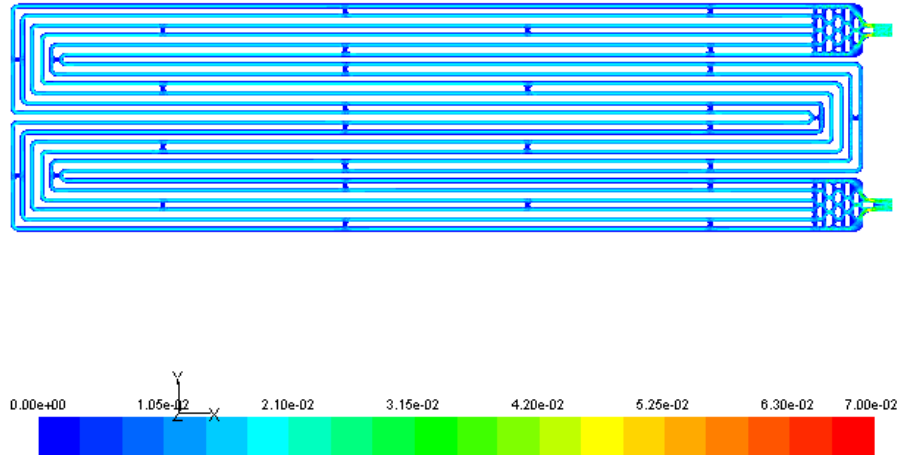


Şekil 5.48 6 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]

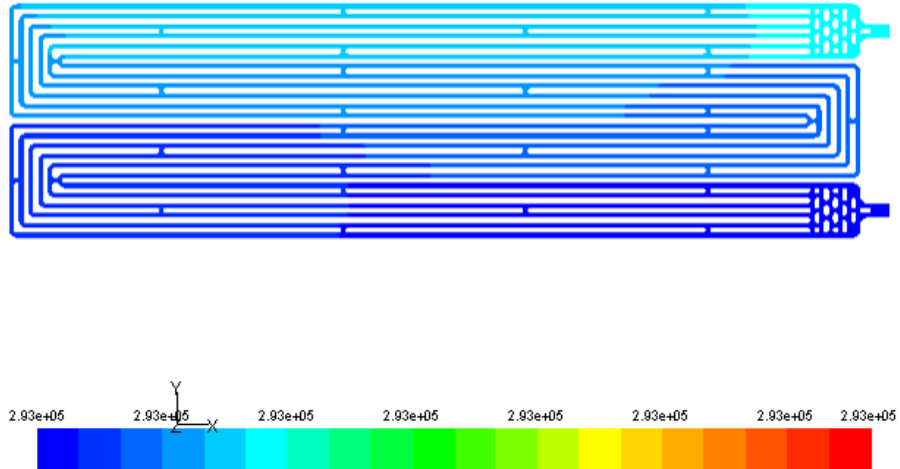


Şekil 5.49 6 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

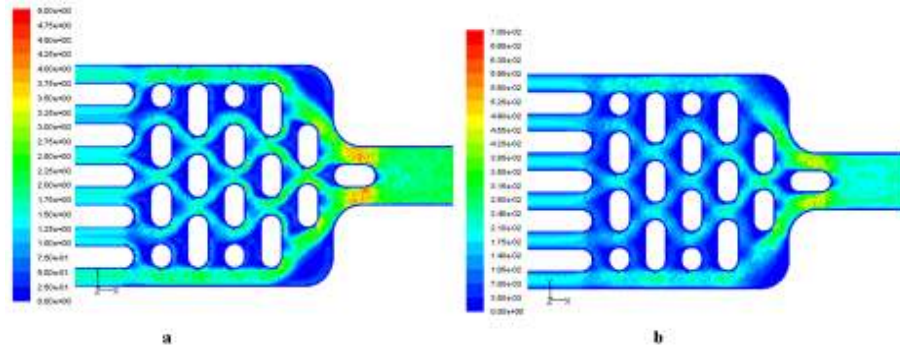
6 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a sıvı fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.50'de ve Şekil 5.51'de gösterilmiştir. Giriş ve çıkış manifoldlarında hız dağılımı Şekil 5.52 ve Şekil 5.53'de daha detaylı olarak görülebilmektedir.



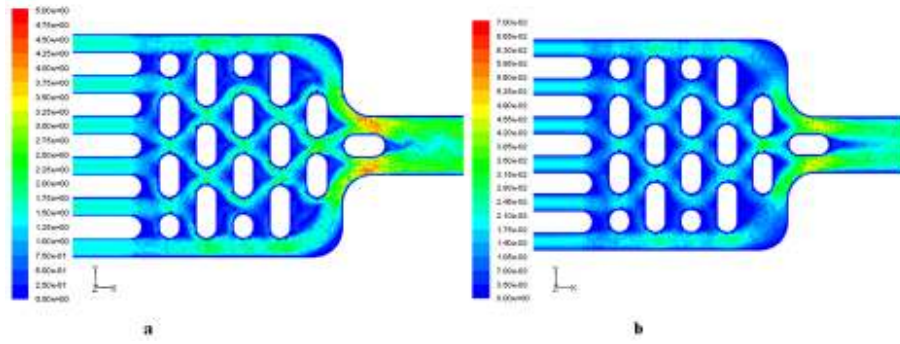
Şekil 5.50 6 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]



Şekil 5.51 6 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

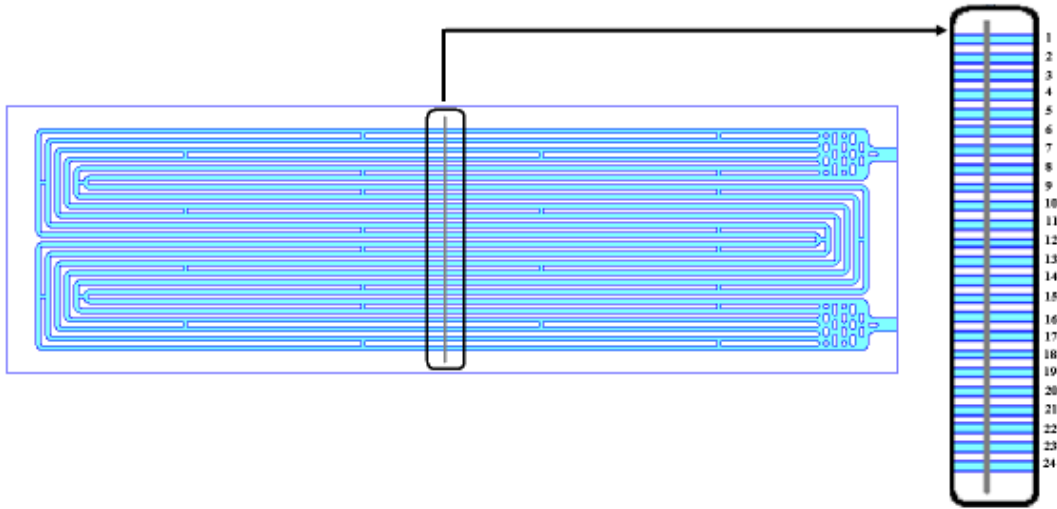


Şekil 5.52 6 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için

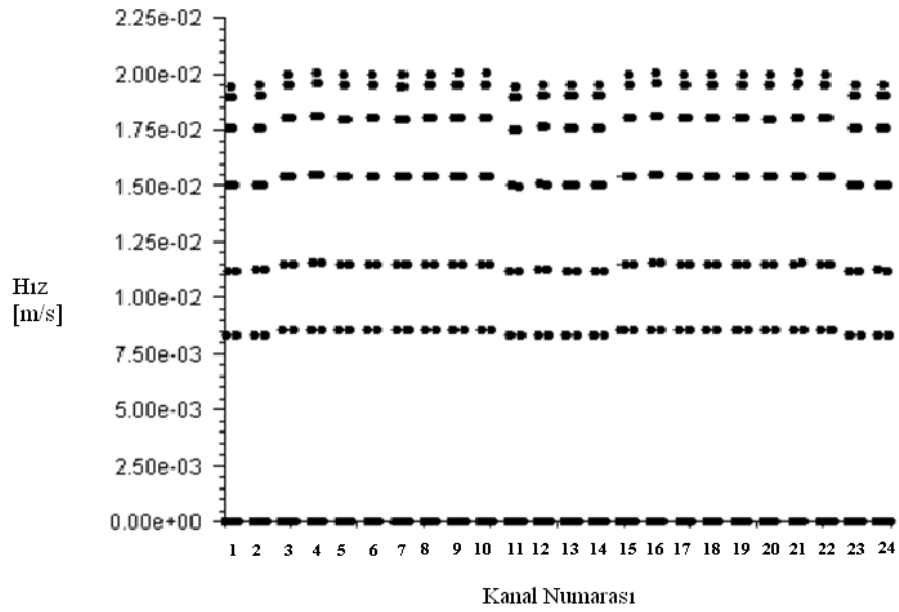


Şekil 5.53 6 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının çıkış manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için

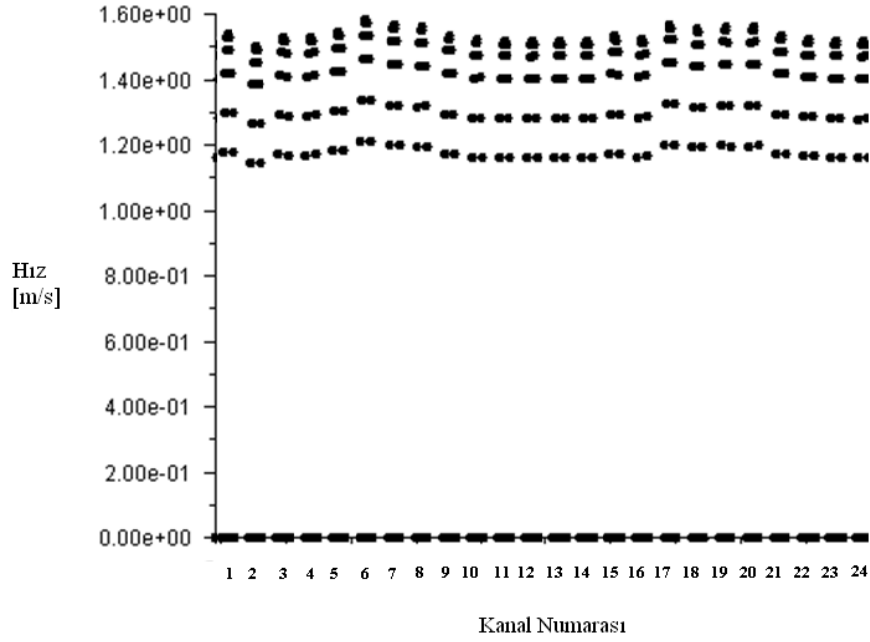
Sıvı ve buhar fazları ile gerçekleştirilen benzetimler sonrası elde edilen sonuçların daha doğru olarak değerlendirilebilmesi amacıyla buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlem seçilerek, bu düzlemdeki hız dağılımlarına bakılmıştır (Şekil 5.54).



Şekil 5.54 6 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması



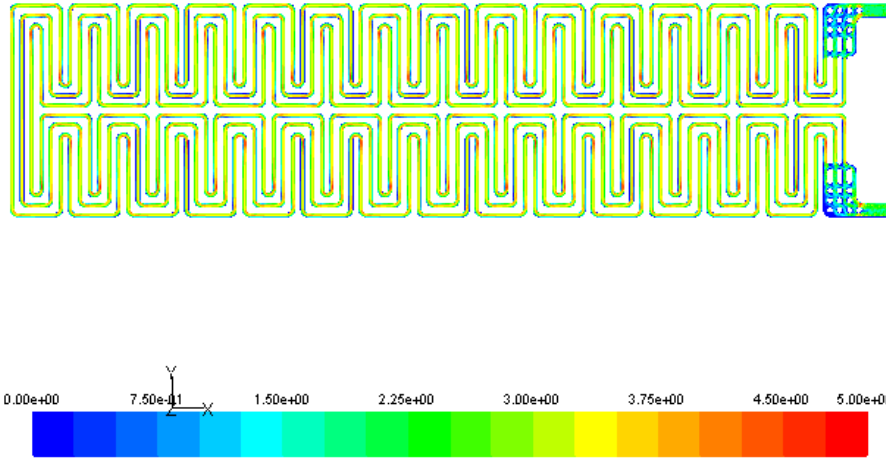
Şekil 5.55 6 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı



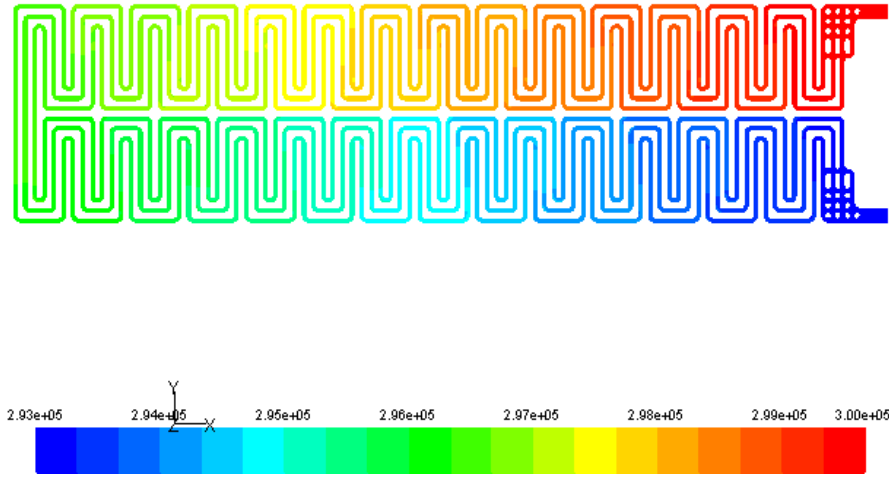
Şekil 5.56 6 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı

Sıvı fazında buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımına bakıldığında soğutkanı dağıtan altı kanaldan, ilk ikisinde hızlar düşükken diğer dördünde daha yüksek ve düzgün bir dağılım söz konusudur. Buhar fazında ise, soğutkanı dağıtan kanallarda kenarlardaki hızlar yüksekken orta kesimde hızın azaldığı görülmektedir.

7 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a buhar fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.57 ve Şekil 5.58’de gösterilmiştir. Burada soğutkan, giriş manifoldundan 3 kanala dağıtılmaktadır. Diğer tasarımlardan farklı olarak kanallar buharlaştırıcıyı boydan boya uzun kanallar halinde değil, kıvrılan kısa kanallar halinde taramaktadır.

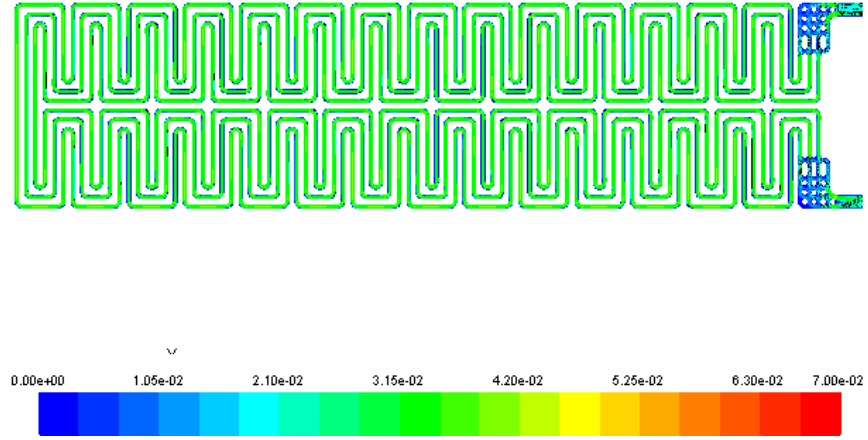


Şekil 5.57 7 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]

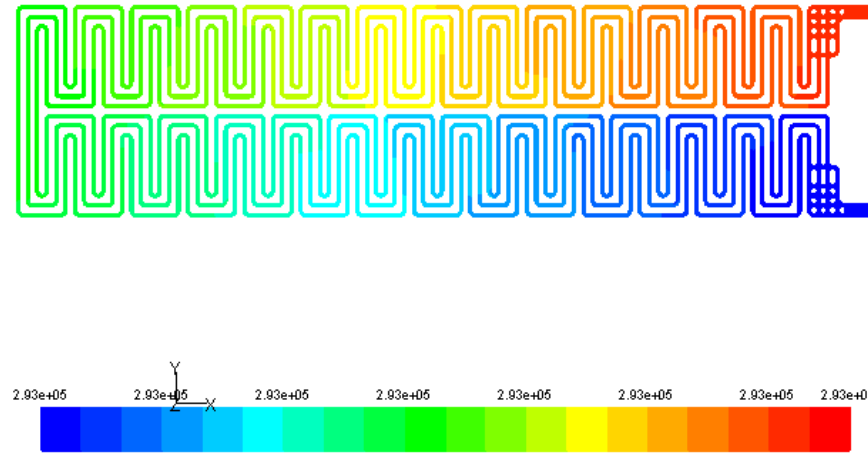


Şekil 5.58 7 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]

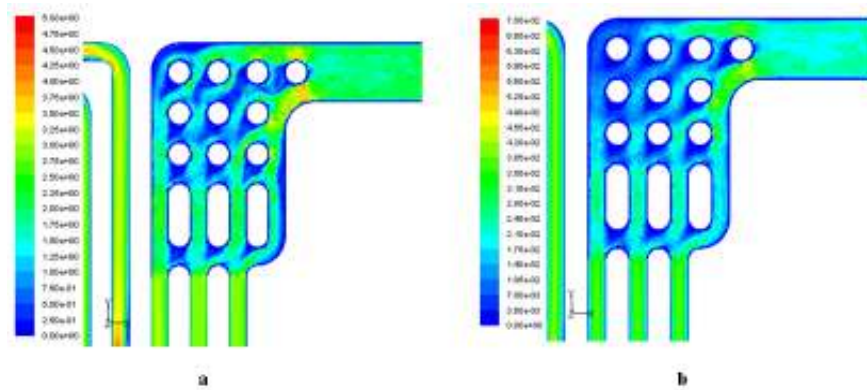
7 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için; R134a sıvı fazında akış kanallarında hız ve basınç dağılımı Şekil 5.59'da ve Şekil 5.60'da gösterilmiştir. Giriş ve çıkış manifoldlarında hız dağılımı Şekil 5.61 ve Şekil 5.62'de daha detaylı olarak görülebilmektedir.



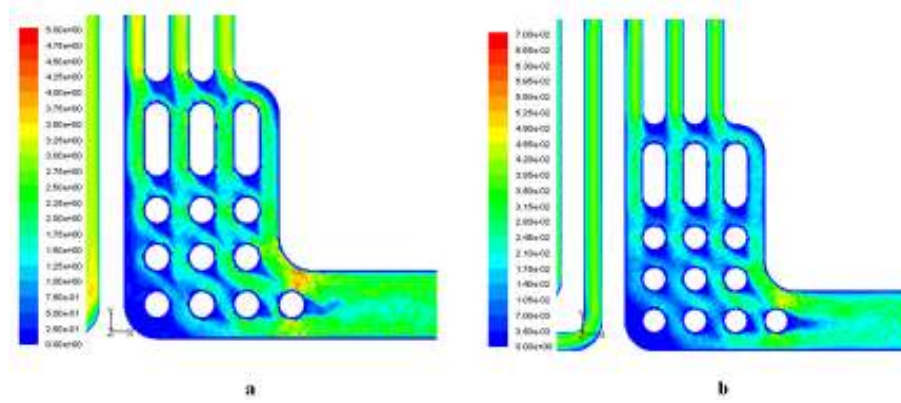
Şekil 5.59 7 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının hız dağılımı [m/s]



Şekil 5.60 7 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında R134a soğutkanının basınç dağılımı [Pa]



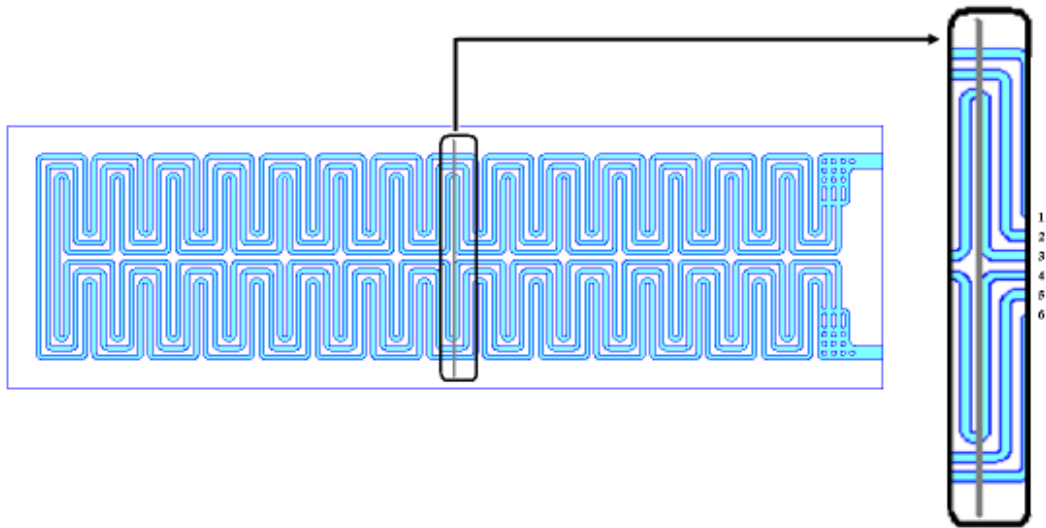
Şekil 5.61 7 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için



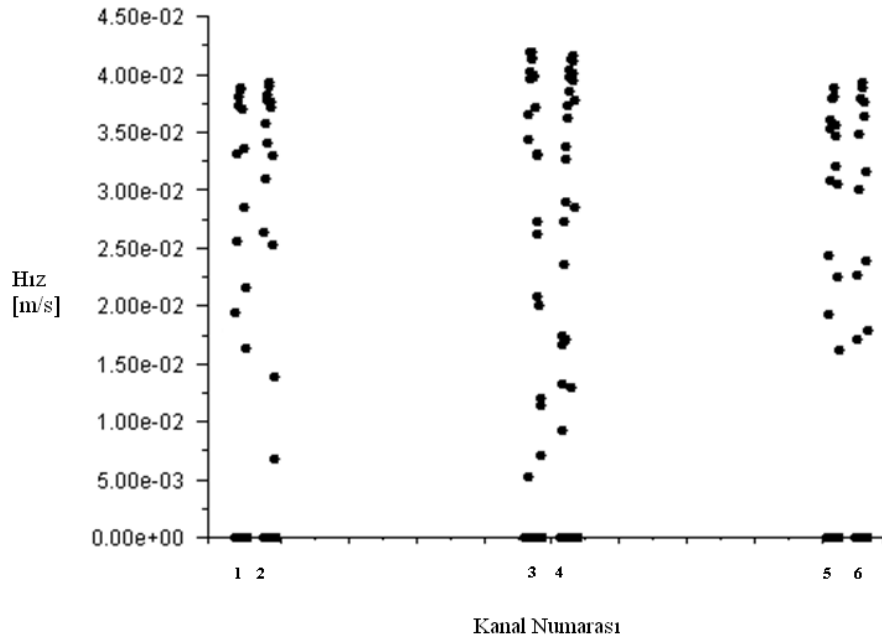
Şekil 5.62 7 numaralı buharlaştırıcı için R134a soğutkanının giriş manifoldunda hız dağılımı [m/s] a) buhar fazı için, b) sıvı fazı için

7 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için giriş manifoldunda soğutkan buharlaştırıcıya giriş yaptıktan sonra uç noktalara kadar ilerlemeden kanallara yöneldiğinden ölü bölgeler oluştuğu görülmektedir. Çıkış manifoldunda ise doğrudan çıkış hattına yönlene soğutan uç bölgelere ulaşmadığından yine kullanılmayan ölü bölgeler oluşmuştur.

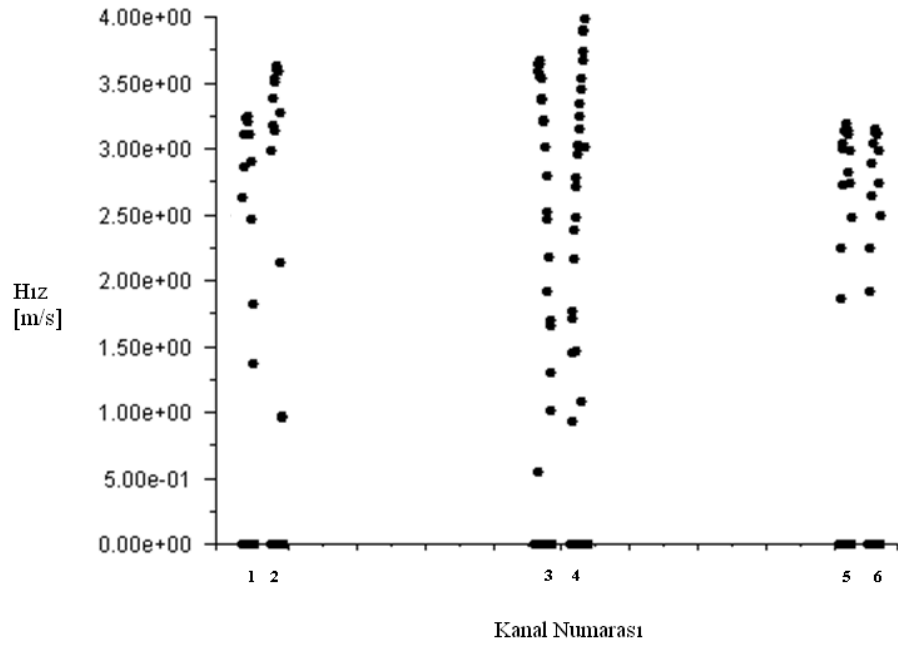
Sıvı ve buhar fazları ile gerçekleştirilen benzetimler sonrası elde edilen sonuçların daha doğru olarak değerlendirilebilmesi amacıyla buharlaştırıcının orta bölgesinden geçen bir düzlem seçilerek, bu düzlemdeki hız dağılımlarına bakılmıştır (Şekil 5.63).



Şekil 5.63 7 numaralı buharlaştırıcı için hız dağılımının alındığı düzlem ve kanal sıralaması



Şekil 5.64 7 numaralı buharlaştırıcı için sıvı fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı



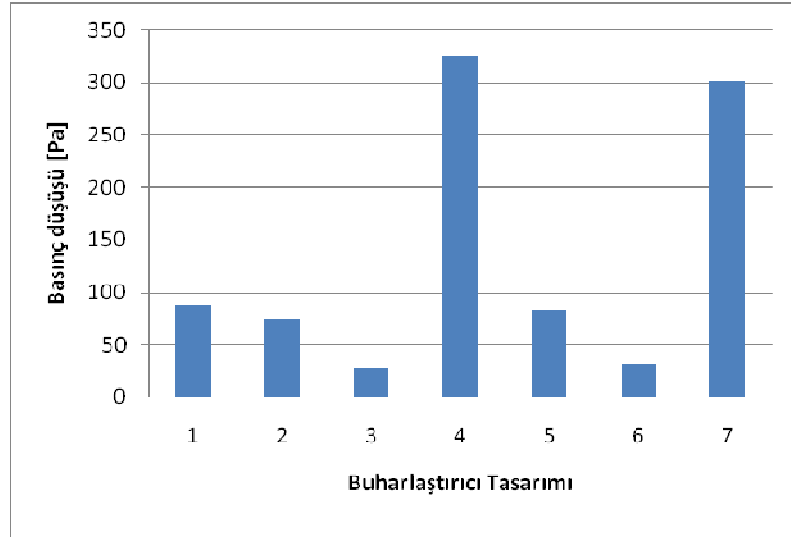
Şekil 5.65 7 numaralı buharlaştırıcı için buhar fazında, orta noktadan geçen bir düzlemde kanallardaki hız dağılımı

Burada 1, 2 ve 3 numaralı kanallar gidiş hattındaki; 4,5 ve 6 numaralı kanallar dönüş hattındaki kanalları ifade etmektedir. 6 numaralı kanal 1, 5 numaralı kanal 2 ve 4

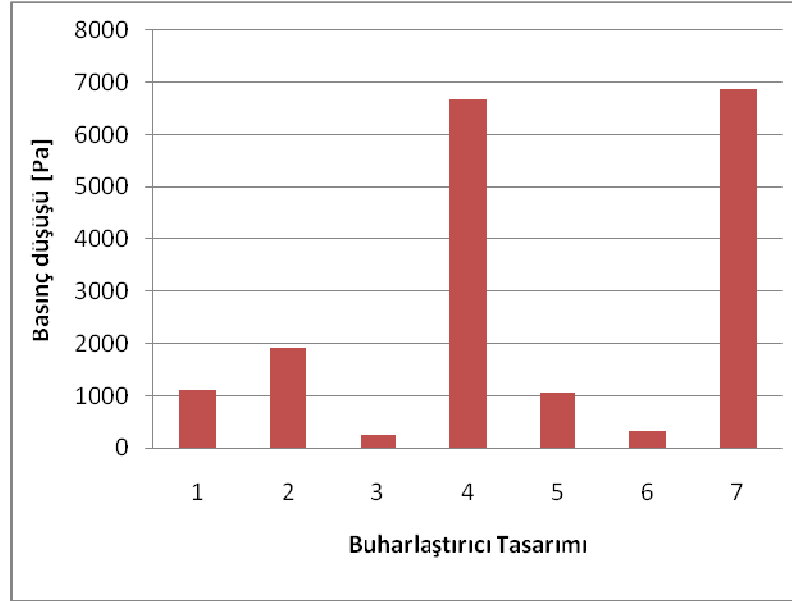
numaralı kanal 3 numaralı kanalların devamı şeklindedir. Bu tasarımda da, girişe daha yakın olan 2 ve 3 numaralı kanallarda hızların daha yüksek olduğu görülmektedir.

Numune üretimi yapılacak üç buharlaştırıcı tasarımının seçilebilmesi için tüm tasarımların birlikte değerlendirilmesi uygun olacaktır.

Şekil 5.66 ve Şekil 5.67 ise sıvı ve buhar fazlarında yedi farklı modelde gerçekleşen basınç düşümlerini göstermektedir. Grafiklerden de görüleceği gibi basınç düşümü değerleri temel olarak; düşük, orta ve yüksek olmak üzere üç seviyeye ayrılmaktadır. Düşük basınç düşüşü seviyesi 3 ve 6 numaralı tasarımları; orta seviye basınç düşüşü seviyesi 1, 2 ve 5 numaralı tasarımları ve son olarak yüksek basınç düşüşü seviyesi 4 ile 7 numaralı tasarımları kapsamaktadır.



Şekil 5.66 Sıvı fazında gerçekleştirilen benzetim sonuçlarına göre farklı buharlaştırıcı tasarımları için elde edilen basınç düşümü değerleri [Pa]



Şekil 5.67 Buhar fazında gerçekleştirilen benzetim sonuçlarına göre farklı buharlaştırıcı tasarımları için elde edilen basınç düşümü değerleri [Pa]

Gerçekleştirilen benzetimler yalnızca akış analizlerini kapsadığından basınç düşümü değerleri, en yüksek ısıl performansı sağlayacak buharlaştırıcı tasarımının belirlenmesi konusunda yeterli olmayabilir. Bu nedenle her basınç düşümü seviyesinden bir adet tasarımın seçilerek deneysel çalışmada kullanılacak numunelerin yaptırılması uygun bulunmuştur.

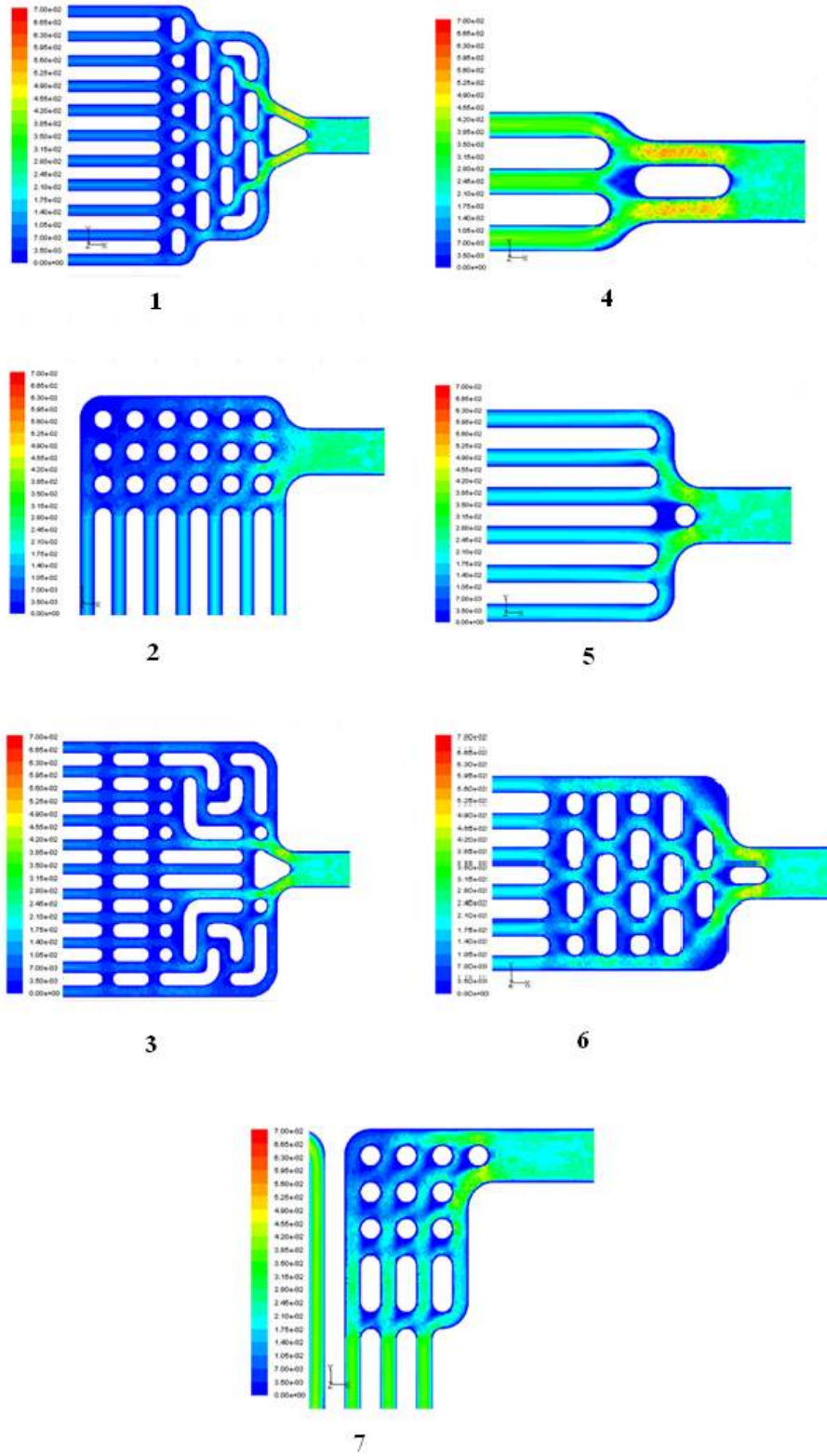
Şekil 5.68, Şekil 5.69, Şekil 5.70 ve Şekil 5.71’de tüm buharlaştırıcı tasarımlarına ait giriş ve çıkış manifoldlarındaki dağılımlar görülmektedir.

Düşük basınç düşümü seviyesinde yer alan 3 ve 6 numaralı tasarımlar incelendiğinde 3 numaralı tasarımın giriş manifoldunda, soğutkanın düzgün dağıtılamadığı, bazı kanallarda soğutkan yüksek hızla dağılırken bazı kanallarda ise ölü bölgeler olduğu görülmektedir. Çalışmada uygulamada kolaylık sağlaması açısından giriş ve çıkış manifoldları benzer geometriye sahip tasarımlar tercih edilmektedir bu nedenlerden dolayı 6 numaralı buharlaştırıcı tasarımının numune üretiminin yapılması uygun görülmüştür.

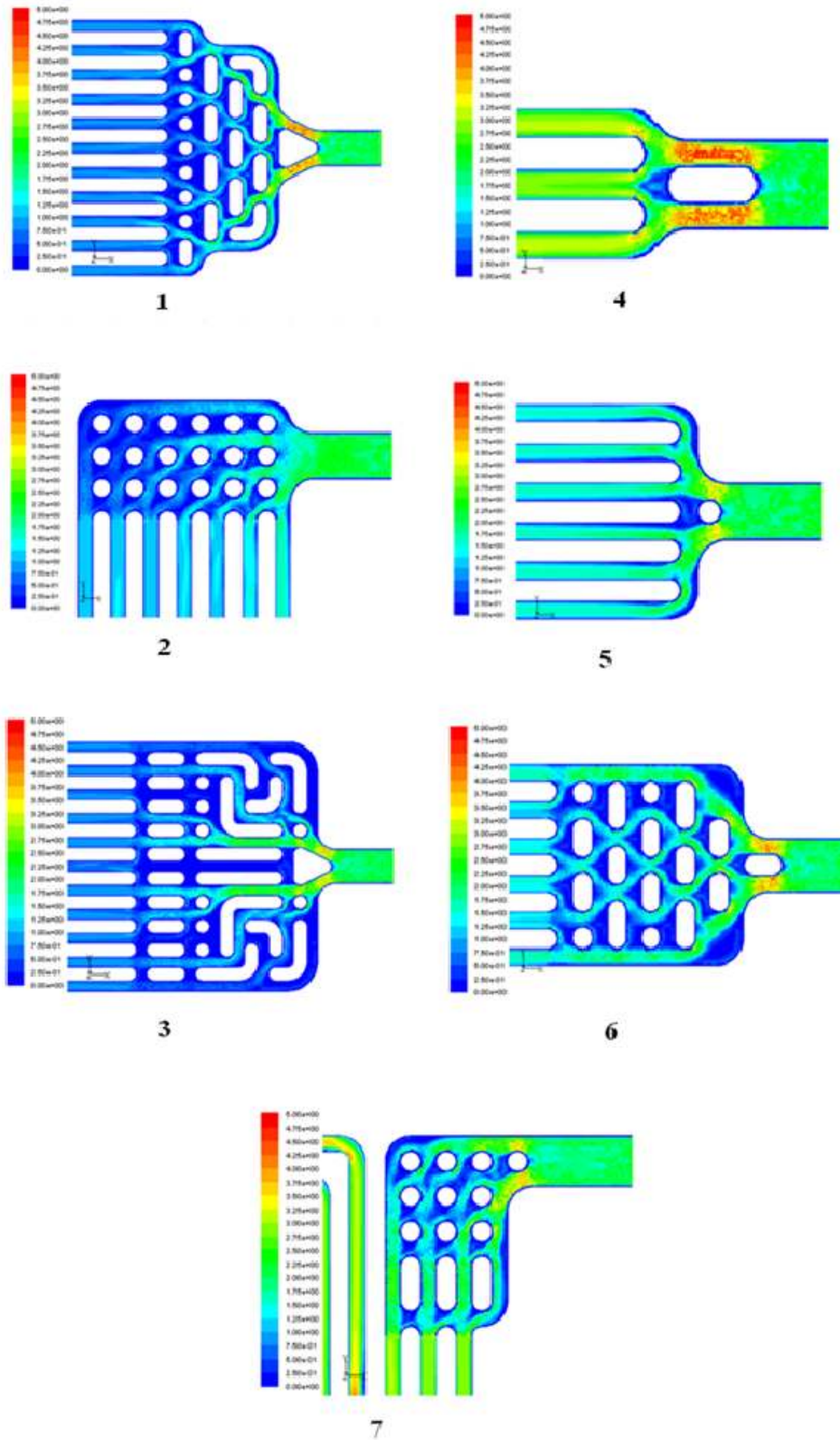
Orta seviye basınç düşümü kapsamındaki 1, 2 ve 5 numaralı buharlaştırıcı tasarımları ele alındığında 2 numaralı buharlaştırıcı tasarımı için giriş manifoldunda

soğutkanın düzgün dağıtılamadığı, girişe yakın kanallarda hızların daha yüksek olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra soğutkan buharlaştırıcıya giriş yaptıktan sonra uç noktalara kadar ilerlemeden kanallara yöneldiğinden ölü bölgeler oluşmaktadır. 1 numaralı buharlaştırıcıda, soğutkanın düzgün dağıtılabilmesi için şaşırtmalı bir kanal tasarımı tercih edilmiştir. Sonuç olarak, giriş manifoldunu takip eden kanallarda hızın düzgün dağıldığı görülmektedir. 5 numaralı tasarımda da soğutkan, giriş manifoldundan 6 kanala dağıtılmakta ve bu kanalların dört kere buharlaştırıcı alanını taramasının ardından, giriş manifoldu ile benzer geometrideki çıkış manifolduna yönlendirilmektedir. Giriş manifoldundaki hız dağılımları düzgündür. 1 ve 5 numaralı tasarımlar arasında seçim kriteri olarak manifold tasarımı göz önünde bulundurulmuş ve şaşırtmalı bir desene sahip olan 1 numaralı buharlaştırıcının numune üretiminde kullanılması uygun görülmüştür.

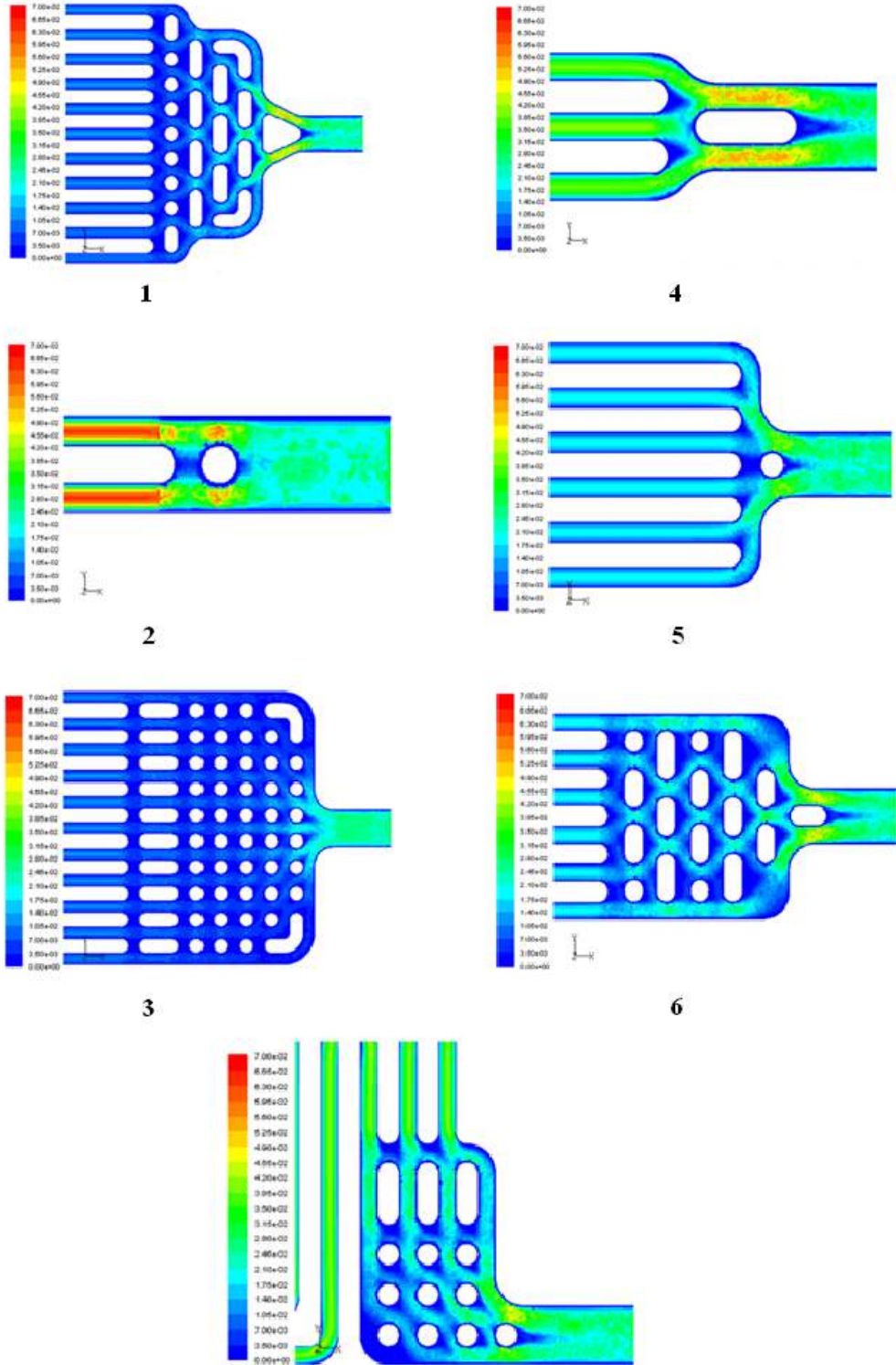
Yüksek seviye basınç düşümü seviyesindeki 4 ve 7 numaralı tasarımlardan, her ikisinde de soğutkan üç kanala dağıtılmaktadır. 4 numaralı buharlaştırıcı tasarımında, soğutkan kanallara düzgün dağıtılmış durumdadır. 7 numaralı buharlaştırıcı tasarımında ise girişe yakın olan kanallarda hızların daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu nedenle 4 numaralı buharlaştırıcı tasarımının numune üretiminin yapılması uygun görülmüştür.



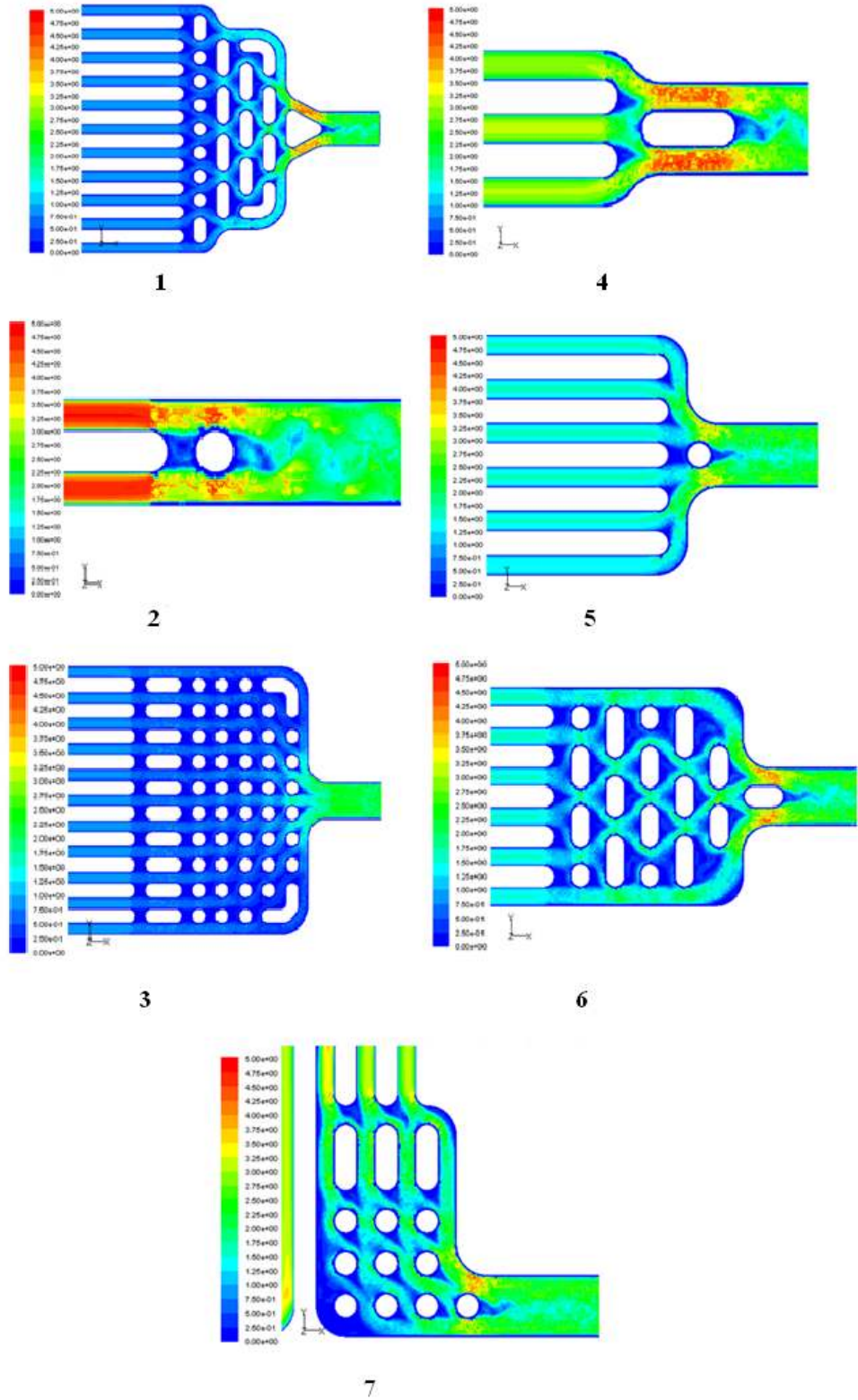
Şekil 5.68 Çalışılan tüm buharlaştırıcı tasarımları için sıvı fazında giriş manifoldlarında elde edilen hız dağılımları [m/s]



Şekil 5.69 Çalışılan tüm buharlaştırıcı tasarımları için buhar fazında giriş manifoldlarında elde edilen hız dağılımları [m/s]



Şekil 5.70 Çalışılan tüm buharlaştırıcı tasarımları için sıvı fazında çıkış manifoldlarında elde edilen hız dağılımları [m/s]



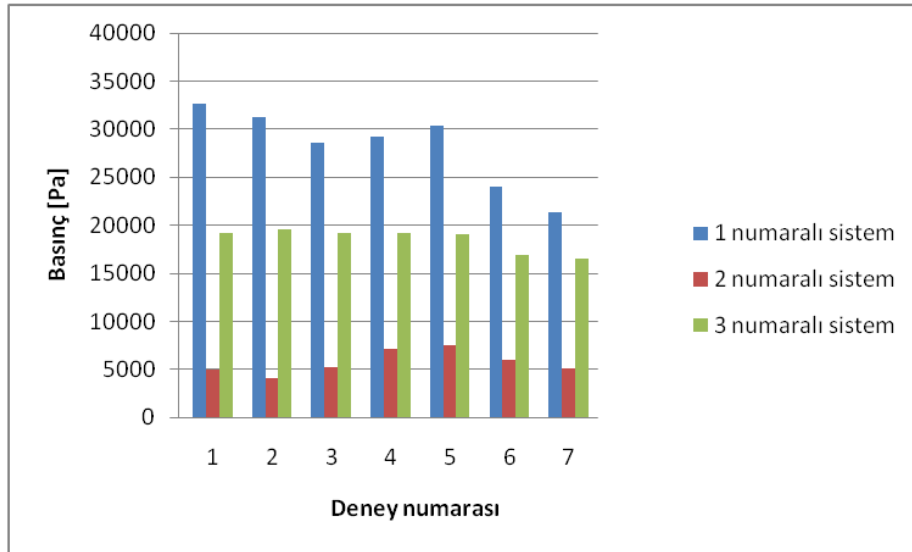
Şekil 5.71 Çalışılan tüm buharlaştırıcı tasarımları için buhar fazında çıkış manifoldlarında elde edilen hız dağılımları [m/s]

5.6. Sonuçların Doğrulanması

Bu bölümde benzetim ile elde edilen sonuçlar, deneysel olarak elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Deneysel olarak test edilmek üzere yüksek basınç seviyesinden 4, orta basınç seviyesinden 1 ve düşük basınç seviyesinden 6 numaralı tasarımlar seçilmiştir. 4 numaralı buharlaştırıcı tasarımı, 1 numaralı sistemde; 6 numaralı buharlaştırıcı tasarımı, 2 numaralı sistemde ve 1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı, 3 numaralı sistemde kullanılmıştır.

Kurulan üç deney düzeneğinde, aynı şartlar altında gerçekleştirilen deneyler sonrasında üç tasarım için elde edilen günlük ortalama basınç düşüşü değerleri Şekil 5.72’de gösterilmiştir.



Şekil 5.72 Deneysel olarak elde edilen basınç düşüşü değerleri

Şekil 5.66 ve Şekil 5.67’de benzetimlerden elde edilen basınç düşüşü sıralamasının Şekil 5.72’de gösterilen deneysel basınç düşüşü sıralaması ile benzer olduğu görülmektedir. Benzetimlerde, sınır şartları deneyle uyumlu olarak verilmediğinden, sayısal ve deneysel sonuçların doğrudan karşılaştırılması uygun değildir. Sayısal analizlerde giriş şartları 23.75 gr/s soğutkan debisi olduğu varsayımı ile gerçekleştirilirken, deneysel veriler analiz edildiğinde soğutkan debisinin ortalama 38

gr/s düzeyinde olduğu belirlenmiştir. Soğutkan debisinin gerçekte daha yüksek olması ve iki fazlı akışın etkileri nedeniyle deneysel olarak elde edilen basınç düşüşü değerleri sayısal olarak elde edilenlerden daha yüksektir.

BÖLÜM 6

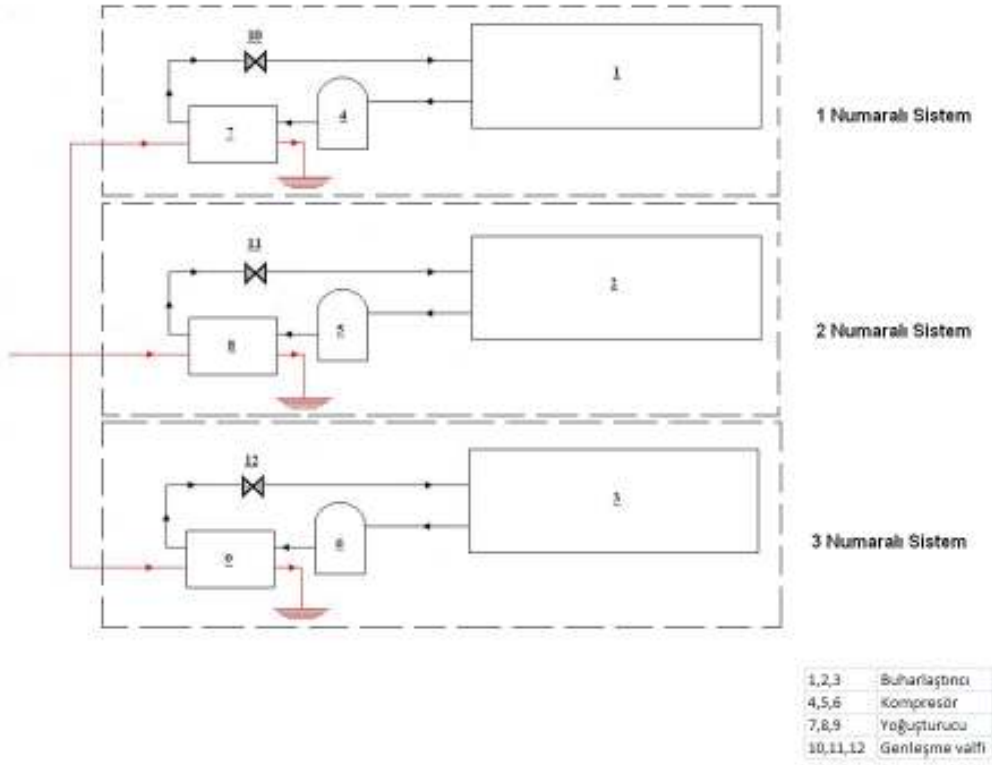
DENEYSEL ÇALIŞMA

6.1. Deney Düzeneği

Bu bölümde, tez çalışmasında kullanılan doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompalı su ısıtıcısı sistemlerinin deneysel düzeneği tarif edilerek, kullanılan bileşenler tanımlanacaktır. Ayrıca deneysel çalışmanın doğruluğunu etkileyebilecek hataların belirlenebilmesi için belirsizlik analizi yapılmıştır.

Deneysel çalışma, DG-GDIP için en yüksek performans katsayısını sağlayan rollbond kollektör-buharlaştırıcı geometrisinin belirlenmesi amacıyla üç ayrı deney düzeneği üzerinde gerçekleştirilmiştir. Kurulan üç deney düzeneği kollektör-buharlaştırıcı geometrileri dışında özdeştir. Kurulan sistemlerin herbiri; kompresör, yoğuşturucu, termostatik genleşme valfi ve buharlaştırıcı olmak üzere dört temel bileşenden oluşmaktadır. Bu bileşenlerin dışında, elektrik kontrol elemanları, filtre kurutucu ve yüksek basınç otomatı kullanılmıştır. Deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 6.1'de gösterilmektedir.

Numune üretimi için seçilen buharlaştırıcı tasarımlarından 4 numaralı buharlaştırıcı tasarımı bu bölümden itibaren 1 numaralı sistemde, 6 numaralı buharlaştırıcı tasarımı 2 numaralı sistemde ve 1 numaralı buharlaştırıcı tasarımı 3 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcılar olarak anılacaktır.



Şekil 6.1 Deney düzeneğinin şematik görünümü



Şekil 6.2 Deney düzenekleri genel görünümü



Şekil 6.3 Deney düzenekleri genel görünümü

1 numaralı deney düzeneğinde kullanılan buharlaştırıcı numunesine ve numunenin giriş, çıkış manifoldları Şekil 6.4 ve Şekil 6.5’de gösterilmiştir. Numuneler rollbond teknolojisi kullanılarak Alüminyum malzemeden üretilmişlerdir.



Şekil 6.4 1 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi



Şekil 6.5 1 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi için giriş ve çıkış manifoldları

2 numaralı deney düzeneğinde kullanılan buharlaştırıcı numunesine ve numunenin giriş, çıkış manifoldları Şekil 6.6 ve Şekil 6.7’de gösterilmiştir.



Şekil 6.6 2 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi



Şekil 6.7 2 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi için giriş ve çıkış manifoldları

3 numaralı deney düzeneğinde kullanılan buharlaştırıcı numunesine ve numunenin giriş, çıkış manifoldları Şekil 6.8 ve Şekil 6.9'da gösterilmiştir.



Şekil 6.8 3 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi



Şekil 6.9 3 numaralı sistemde kullanılan buharlaştırıcı numunesi için giriş ve çıkış manifoldları

Üç deney düzeneğinde de, Danfoss marka SC15GHH model kompresör kullanılmaktadır (Şekil 6.10).



Şekil 6.10 SC15GHH kompresör

Sistemde yoğuşturucu olarak kullanılan, 1.6 kW kapasiteli AlfaLaval marka CBH-30 tip plakalı ısı değiştirici Şekil 6.11’de verilmiştir.

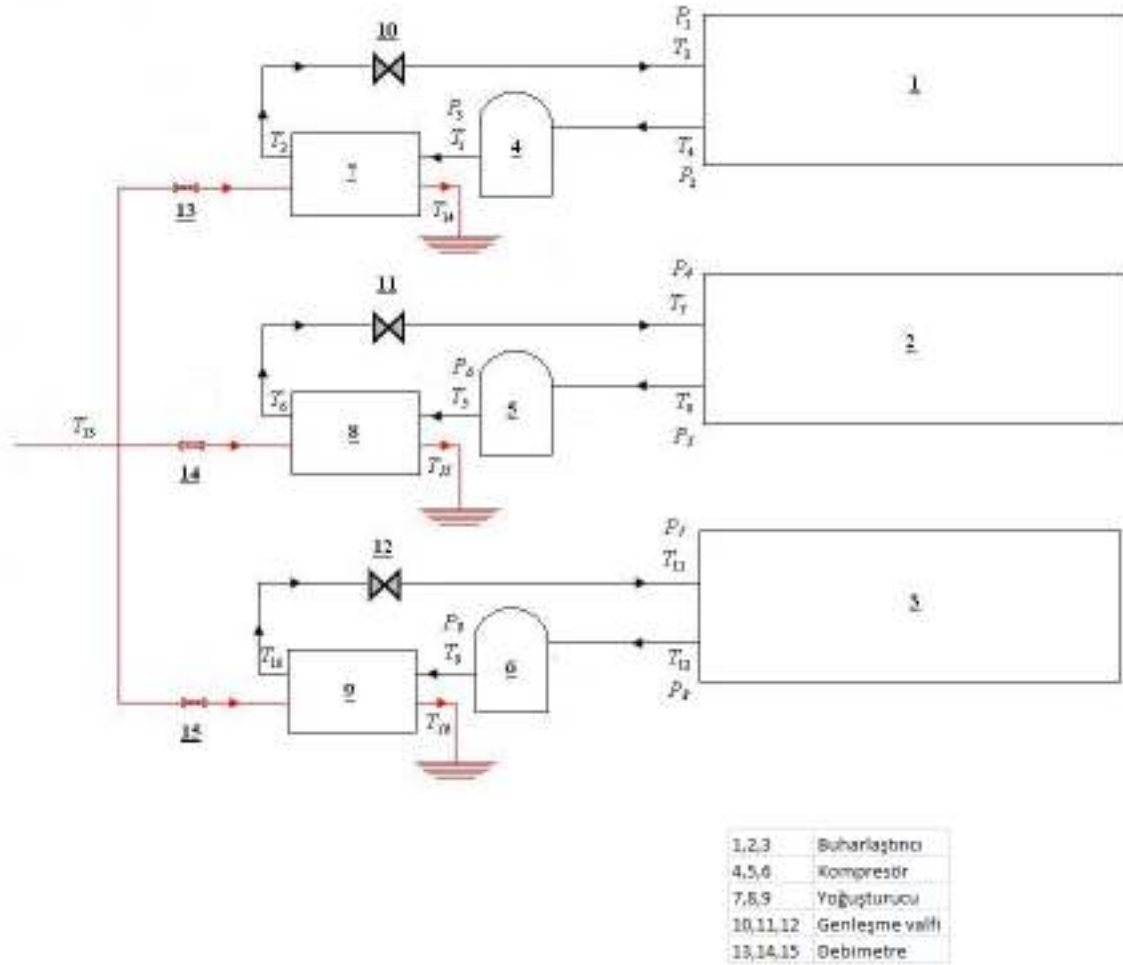


Şekil 6.11 AlfaLaval CBH-30 tip plakalı ısı değiştirici

Yoğuşturucudaki yüksek basıncın buharlaştırıcı basıncına dūřürölmesi amacıyla, Danfoss marka TEN 20 067B3391 model termostatik genleşme valfi kullanılmıştır.

6.2. Ölçüm Sistemi

Deney düzenekleri üzerinde sıcaklık, basınc ve debi ölçümü gerçekteştirilmiştir. Ölçüm noktaları Şekil 6.12’de gösterilerek, Tablo 6.1’de açıklanmıştır. Burada belirtilen ölçüm noktalarının dışında üç sistem içinde ortak olan hava sıcaklığı ve güneş ışınımı şiddeti değerleri ölçülmüştür.



Şekil 6.12 Deney düzenekleri üzerindeki ölçüm noktaları

Deney düzenekleri üzerinden ölçülen sıcaklık ve basınç değerleri okunan büyüklüğün cinsine göre çeşitli sinyallere dönüştürülerek okunmaktadır. Bu değerlerin okunarak, deneyler süresince meydana gelen değişimlerin takip edilmesi amacıyla GRANT SQ 2020 model veri kayıt cihazı kullanılmıştır (Şekil 6.13).



Şekil 6.13 Deney düzeneklerinde kullanılan GRANT SQ 2020 model veri kayıt cihazı

Tablo 6.1 Deney düzenekleri üzerinde belirtilen ölçüm noktalarına ait açıklamalar

Sıcaklık ölçüm noktaları		Basınç ölçüm noktaları	
T ₁	1 numaralı sistem için kompresör çıkış sıcaklığı	P ₁	1 numaralı sistem için buharlaştırıcı giriş basıncı
T ₂	1 numaralı sistem için yoğuşturucu R134a çıkış sıcaklığı	P ₂	1 numaralı sistem için buharlaştırıcı çıkış basıncı
T ₃	1 numaralı sistem için buharlaştırıcı giriş sıcaklığı	P ₃	1 numaralı sistem için kompresör çıkış basıncı
T ₄	1 numaralı sistem için buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı	P ₄	2 numaralı sistem için buharlaştırıcı giriş basıncı
T ₅	2 numaralı sistem için kompresör çıkış sıcaklığı	P ₅	2 numaralı sistem için buharlaştırıcı çıkış basıncı
T ₆	2 numaralı sistem için yoğuşturucu R134a çıkış sıcaklığı	P ₆	2 numaralı sistem için kompresör çıkış basıncı
T ₇	2 numaralı sistem için buharlaştırıcı giriş sıcaklığı	P ₇	3 numaralı sistem için buharlaştırıcı giriş basıncı
T ₈	2 numaralı sistem için buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı	P ₈	3 numaralı sistem için buharlaştırıcı çıkış basıncı
T ₉	3 numaralı sistem için kompresör çıkış sıcaklığı	P ₉	3 numaralı sistem için kompresör çıkış basıncı
T ₁₀	3 numaralı sistem için yoğuşturucu R134a çıkış sıcaklığı		
T ₁₁	3 numaralı sistem için buharlaştırıcı giriş sıcaklığı		
T ₁₂	3 numaralı sistem için buharlaştırıcı çıkış sıcaklığı		
T ₁₃	Yoğuşturucu su giriş sıcaklığı		
T ₁₄	1 numaralı sistem için yoğuşturucu su çıkış sıcaklığı		
T ₁₅	2 numaralı sistem için yoğuşturucu su çıkış sıcaklığı		
T ₁₆	3 numaralı sistem için yoğuşturucu su çıkış sıcaklığı		

Sistem üzerinden buharlaştırıcı tarafındaki 6 noktada basınç değerleri Siemens marka QBE2001-P25U basınç sensörleri ile yapılmaktadır (Şekil 6.14). Kompresör çıkışlarındaki basınç değerlerinin ölçülmesi amacıyla IFM PI2692 tip basınç sensörleri kullanılmıştır (Şekil 6.15).



Şekil 6.14 Siemens QBE2001-P25U marka basınç algılayıcısı



Şekil 6.15 IFM PI2692 tip basınç algılayıcısı

6.3. Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmanın doğruluğunu; kişiye bağlı hatalar, sistematik hatalar ve rastgele hatalar etkileyebilmektedir. Deneye ait hata oranlarının belirlenmesi için pratikte birkaç yöntem geliştirilmiştir. Bunlardan en çok kullanılan bir tanesi “akılcı yaklaşım”, diğeri ise “belirsizlik analizi” yöntemleridir. Son yıllarda, hata oranlarının tespitinde, araştırmacılar tarafından belirsizlik analizi daha çok tercih edilmektedir.

Deneysel bulguların hata analizi için belirsizlik analizi adı verilen yöntem, Kline ve McClintok tarafından ortaya atılmıştır. Bu yönteme göre, sistemde ölçülmesi gereken büyüklük R , ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, \dots, x_n olsun. Bu durumda,

$$R = R(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (6.1)$$

Yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları w_1, w_2, \dots, w_n ve R büyüklüğünün hata oranı w_R ise,

$$w_R = \left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.2)$$

şeklinde verilmektedir (Genceli, 2008).

Deneysel veriler kullanılarak elde edilecek olan COP değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır;

$$COP = \frac{\dot{Q}_{yoğ}}{\dot{W}_{komp}} \quad (6.3)$$

Burada $\dot{Q}_{yoğ}$, yoğuşturucudaki su debisinin ve sudaki sıcaklık farkının fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır.

$$\dot{Q}_{yoğ} = f(\dot{m}_{su}, \Delta T) \quad (6.4)$$

$$\dot{Q}_{yoğ} = \dot{m}_{su} c \Delta T \quad (6.5)$$

\dot{W}_{komp} , üretici firma tarafından sağlanan veriler temel alınarak buharlaşma sıcaklığının fonksiyonu olarak tanımlanmaktadır.

$$\dot{W}_{komp} = f(T_{buh}) \quad (6.6)$$

$$\dot{W}_{kompresör} = -0.005T_{buh}^3 - 0.009T_{buh}^2 + 8.896T_{buh} + 461.1 \quad (6.7)$$

Denklem 5.1'in COP için uygulanması ile aşağıdaki denklem elde edilmektedir.

$$W_{COP} = \left[\left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{yoğ}} W_{\dot{Q}_{yoğ}} \right)^2 + \left(\frac{\partial COP}{\partial \dot{W}_{komp}} W_{\dot{W}_{komp}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.8)$$

Burada $\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{yoğ}}$ ve $\frac{\partial COP}{\partial \dot{W}_{komp}}$ 6.4 ve 6.6 numaralı denklemler kullanılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial COP}{\partial \dot{Q}_{yoğ}} = \frac{1}{\dot{W}_{komp}} \quad (6.9)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial W_{komp}} = -\frac{\dot{Q}_{yo\ddot{e}}}{W_{komp}^2} \quad (6.10)$$

Denklem 5.8 ve 5.9'un denklem 5.7'de yerine konulmasıyla aşağıdaki denklem elde edilir.

$$W_{COP} = \left[\left(\frac{1}{W_{komp}} W_{Q_{yo\ddot{e}}} \right)^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_{yo\ddot{e}}}{W_{komp}^2} W_{W,komp} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.11)$$

Denklemin her iki tarafının COP ile bölünmesiyle Denklem 5.11 aşağıdaki gibi yazılır.

$$\frac{W_{COP}}{COP} = \left[\left(\frac{W_{Q_{yo\ddot{e}}}}{\dot{Q}_{yo\ddot{e}}} \right)^2 + \left(\frac{W_{W,komp}}{W_{komp}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.12)$$

Burada $w_{Q_{yo\ddot{e}}}/\dot{Q}_{yo\ddot{e}}$ ve $w_{W,komp}/W_{komp}$ oranları sırasıyla aşağıda verildiği şekilde hesaplanmaktadır. Deneysel çalışma sırasında kullanılan ölçüm aletlerinin doğruluk değerleri sıcaklık ölçer, basınç ölçer ve debimetre için sırasıyla 0.02 °C, 0.5% ve 0.1% şeklindedir.

$$w_{Q_{yo\ddot{e}}} = \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}_{yo\ddot{e}}}{\partial \dot{m}_{su}} W_{m,su} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{yo\ddot{e}}}{\partial \Delta T_{su}} W_{\Delta T,su} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.13)$$

$$\frac{w_{Q_{yo\ddot{e}}}}{\dot{Q}_{yo\ddot{e}}} = \left[\left(\frac{W_{m,su}}{\dot{m}_{su}} \right)^2 + \left(\frac{W_{\Delta T,su}}{\Delta T_{su}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.14)$$

$$\frac{w_{Q_{yo\ddot{e}}}}{\dot{Q}_{yo\ddot{e}}} = [(0.01)^2 + (0.02)^2]^{1/2} \quad (6.15)$$

$$\frac{w_{Q_{yo\ddot{e}}}}{\dot{Q}_{yo\ddot{e}}} = 0.022361 \quad (6.16)$$

$$w_{w,komp} = \left[\left(\frac{d\dot{W}_{komp}}{dT_{buh}} w_{T,buh} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.17)$$

$$\frac{w_{w,komp}}{\dot{W}_{komp}} = \left[\left(\frac{(-0.015T^2 - 0.018T - 452.204)}{(-0.005T^2 - 0.009T + 8.896)} \right)^2 \left(\frac{w_{T,buh}}{T_{buh}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.18)$$

$$\frac{w_{w,komp}}{\dot{W}_{komp}} = [(-51.3259^2)(0.02)^2]^{1/2} \quad (6.19)$$

$$\frac{w_{w,komp}}{\dot{W}_{komp}} = 1.026518 \quad (6.20)$$

Denklem 5.16 ve 5.20 ile elde edilen değerlerin Denklem 5.12'de yerine konulması ile COP için belirsizlik değeri 1.026761 % olarak bulunur.

$$\frac{w_{COP}}{COP} = \left[\left(\frac{w_{Q_{yog}}}{\dot{Q}_{yog}} \right)^2 + \left(\frac{w_{W,komp}}{\dot{W}_{komp}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (6.12)$$

$$\frac{w_{COP}}{COP} = [(0.022361)^2 + (1.026518)^2]^{1/2} \quad (6.21)$$

$$\frac{w_{COP}}{COP} = 1.026761 \% \quad (6.22)$$

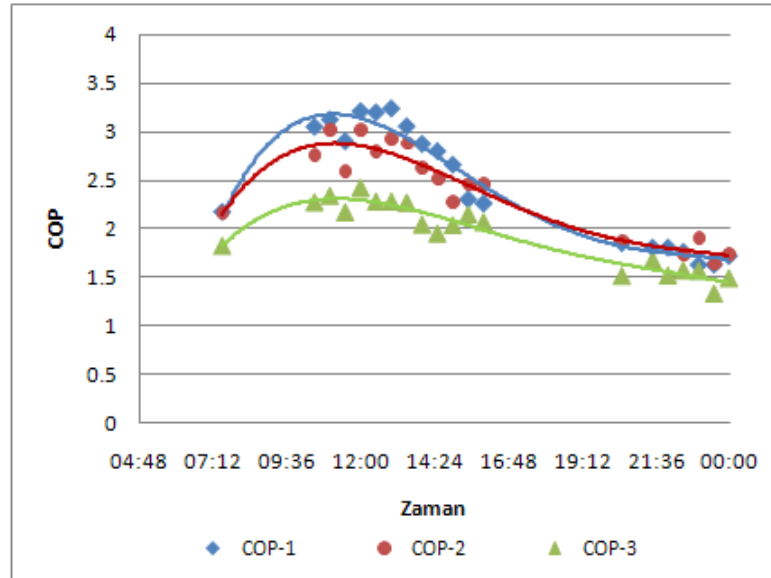
BÖLÜM 7

DENEY SONUÇLARI

Bu bölümde deney sonuçları aktarılarak, en yüksek COP değerini sağlayan sistemin belirlenmesi için elde edilen veriler analiz edilecek ve bu sistem için COP değerinin güneş ışınımı ve hava sıcaklığına bağlı olarak değişimini veren ampirik bir bağıntı elde edilecektir.

7.1 Deney Sonuçları

1 numaralı deneyde, üç farklı düzenek için 07:30-23:30 saatleri arasında elde edilen sıcaklık, ışınım ve COP değerleri Tablo 7.1’de sunulmuştur. Ölçümler sırasında en yüksek COP değeri birinci sistem için, saat 12:00’de 3.220325 olarak ölçülürken aynı saat diliminde ikinci ve üçüncü sistemler için ölçülen COP değeri sırasıyla 3.015894 ve 2.428626 olarak belirlenmiştir. Her üç deney düzeneği için COP değerlerinin zamanla değişimi Şekil 7.1’de verilmiştir.



Şekil 7.1 1 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi

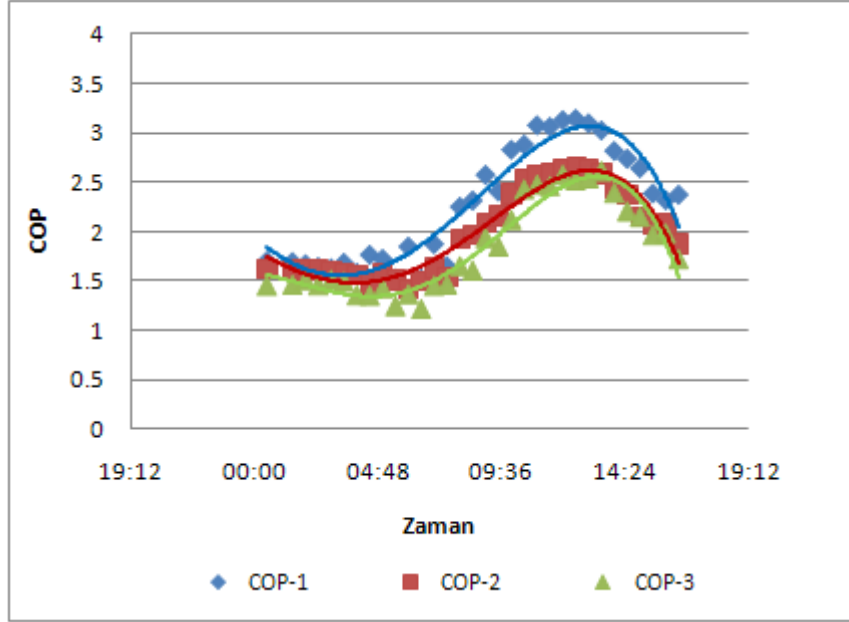
Tablo 7.1 1 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışınlım değerlerinin zamanla değişimi

Zaman	COP1	COP2	COP3	Sıcaklık [°C]	İşinım Şiddeti [W/m ²]
07:30	2.179058	2.170768	1.828413	13.3	48
10:30	3.058687	2.760764	2.279623	18.9	446
11:00	3.133259	3.015894	2.345326	19.4	500
11:30	2.909251	2.595003	2.175053	19.6	454
12:00	3.220325	3.015894	2.428626	19.9	536
12:30	3.207952	2.803162	2.287416	20.6	497
13:00	3.248241	2.926118	2.287743	20.9	462
13:30	3.063998	2.883613	2.274996	20.9	417
14:00	2.881766	2.634888	2.050449	20.9	369
14:30	2.807979	2.521845	1.955186	20.9	303
15:00	2.666699	2.272357	2.04194	20.4	237
15:30	2.309103	2.460526	2.154474	19.9	148
16:00	2.267078	2.466151	2.073254	19.2	69
20:30	1.856235	1.877645	1.516012	15.3	0
21:30	1.808748	2.208062	1.679976	14.8	0
22:00	1.808748	2.160273	1.520993	14.4	0
22:30	1.764753	1.737823	1.574667	13.2	0
23:00	1.631107	1.90014	1.56968	11.8	0
23:30	1.633552	1.63598	1.332585	12.1	0

2 numaralı deneyde, üç farklı düzenek için 00:30-16:30 saatleri arasında elde edilen sıcaklık, ışınlım ve COP değerleri Tablo 7.2’de yer almaktadır. Tablo 7.2 incelendiğinde saat 00:30 – 07:00 saatleri arasında ışınlım değerlerinin sıfır olarak ölçüldüğü görülmektedir. Ölçümler sırasında en yüksek COP değeri birinci sistem için, saat 12:30 da 3.144893 olarak ölçülürken aynı saat diliminde ikinci ve üçüncü sistemler için ölçülen COP değeri sırasıyla 2.663827 ve 2.524934 olarak belirlenmiştir. Her üç deney düzeneği için COP değerlerinin zamanla değişimi Şekil 7.2’de görülmektedir.

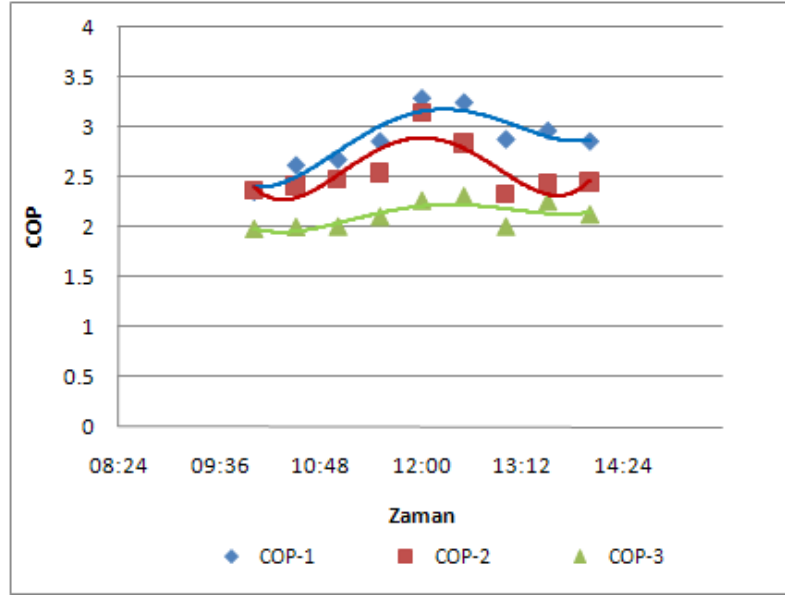
Tablo 7.2 2 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışınlam değerlerinin zamanla değişimi

Zaman	COP1	COP2	COP3	Sıcaklık [°C]	İşinim Şiddeti [W/m ²]
00:30	1.703611	1.618644	1.457911	11.7	0
01:30	1.694823	1.621167	1.468187	11.1	0
02:00	1.67096	1.610116	1.514572	11	0
02:30	1.642893	1.626168	1.461605	9.8	0
03:00	1.630761	1.603329	1.516766	10.7	0
03:30	1.685424	1.574189	1.496462	10.7	0
04:00	1.584471	1.563357	1.361461	11.3	0
04:30	1.767001	1.466844	1.357761	10.1	0
05:00	1.725004	1.576299	1.430429	10.1	0
05:30	1.528373	1.508189	1.251131	9.2	0
06:00	1.849762	1.423701	1.372151	10	0
06:30	1.523465	1.49697	1.221377	8.6	0
07:00	1.875375	1.633552	1.457911	9.4	17
07:30	1.65159	1.541715	1.470352	9.7	69
08:00	2.254446	1.922559	1.65447	11.1	151
08:30	2.316953	1.963458	1.611308	11.7	234
09:00	2.577158	2.09324	1.941874	13.5	307
09:30	2.409069	2.157647	1.855757	15	372
10:00	2.833184	2.384242	2.125386	16.2	427
10:30	2.88507	2.542017	2.435387	17.8	468
11:00	3.080161	2.569776	2.483871	18.7	492
11:30	3.065313	2.595227	2.469551	19.7	508
12:00	3.132024	2.625706	2.582445	20.3	503
12:30	3.144893	2.663827	2.524934	22.1	489
13:00	3.100348	2.625092	2.550106	22.2	457
13:30	3.028802	2.583225	2.620266	22.3	406
14:00	2.820117	2.428279	2.399476	22.2	361
14:30	2.741265	2.369243	2.213284	22.4	299
15:00	2.646838	2.156352	2.155722	21.6	230
15:30	2.388968	2.070681	1.971643	21.6	147
16:00	2.320155	2.077257	1.988704	20.6	56
16:30	2.376075	1.873256	1.728218	19.3	22



Şekil 7.2 2 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi

3 numaralı deneyde, üç farklı düzenek için 10:00-14:00 saatleri arasında elde edilen sıcaklık, ışınım ve COP değerleri Tablo 7.3’de verilmiştir. Tablo 7.3 incelendiğinde, ölçümler sırasında en yüksek COP değeri birinci sistem için, saat 12:00’de 3.300137 olarak ölçülürken aynı saat diliminde ikinci ve üçüncü sistemler için ölçülen COP değeri sırasıyla 3.144119 ve 2.263809 olarak ölçüldüğü görülmektedir. Her üç deney düzeneği için COP değerlerinin zamanla değişimi Şekil 7.3’de görülmektedir.

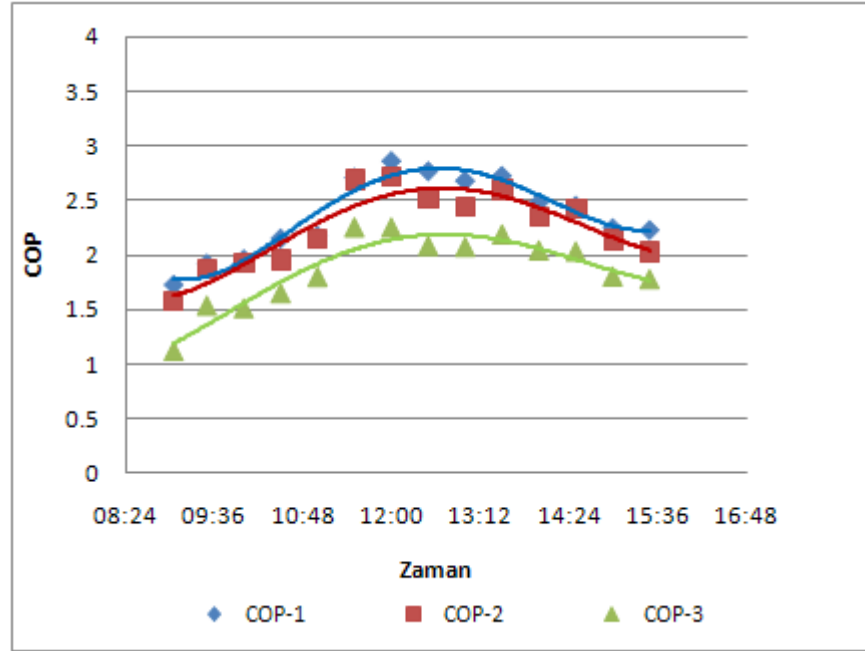


Şekil 7.3 3 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi

Tablo 7.3 3 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışınlım değerlerinin zamanla değişimi

Zaman	COP1	COP2	COP3	Sıcaklık [°C]	İşinım Şiddeti [W/m ²]
10:00	2.361961	2.369627	1.977772	12.1	209
10:30	2.628821	2.413747	1.997587	13	228
11:00	2.68425	2.484739	2.001689	14.1	259
11:30	2.868002	2.548957	2.102656	14.6	277
12:00	3.300137	3.144119	2.263809	16.5	482
12:30	3.25768	2.844579	2.30788	17.7	464
13:00	2.888818	2.337927	2.00108	18.5	399
13:30	2.973844	2.435235	2.255164	18.7	263
14:00	2.868002	2.452073	2.12385	18.7	228

4 numaralı deneyde, üç farklı düzenek için 09:03-15:30 saatleri arasında elde edilen sıcaklık, ışınlım ve COP değerleri Tablo 7.4'de verilmiştir. Tablo 7.4 incelendiğinde, ölçümler sırasında en yüksek COP değeri birinci sistem için, saat 12:00'de 2.866619 olarak ölçülürken aynı saat diliminde ikinci ve üçüncü sistemler için ölçülen COP değeri sırasıyla 2.71628 ve 2.254406 olarak ölçüldüğü görülmektedir. Her üç deney düzeneği için COP değerlerinin zamanla değişimi Şekil 7.4'de görülmektedir.



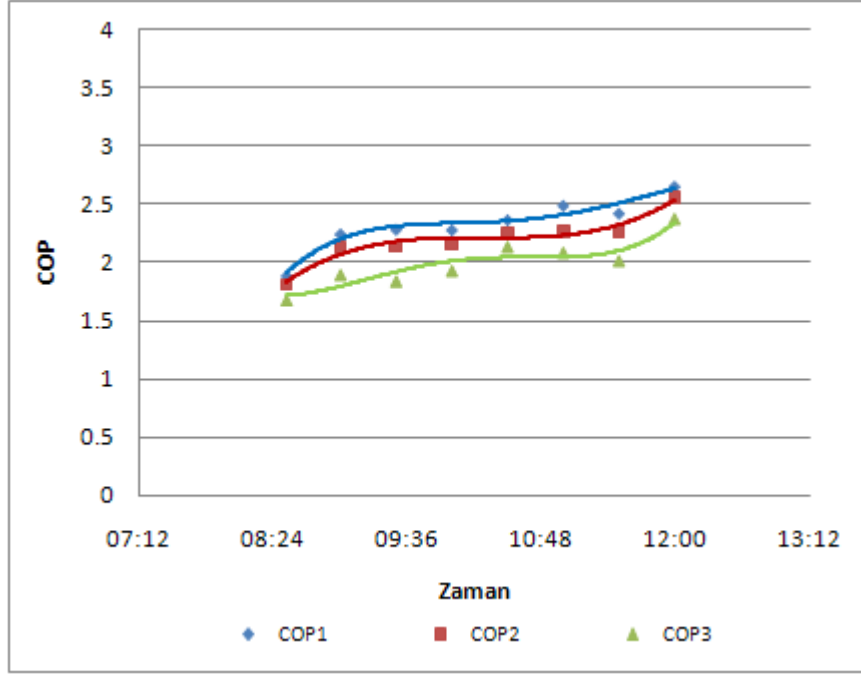
Şekil 7.4 4 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi

Tablo 7.4 4 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışınlım değerlerinin zamanla değişimi

Zaman	COP1	COP2	COP3	Sıcaklık [°C]	İşinım Şiddeti [W/m ²]
09:03	1.725007	1.57765	1.120735	2.4	75
09:30	1.919972	1.873256	1.537477	2.7	124
10:00	1.959972	1.926792	1.511785	2.8	129
10:30	2.152252	1.956475	1.649976	3.6	185
11:00	2.176264	2.144158	1.800915	4.3	298
11:30	2.713262	2.690987	2.254622	6.1	395
12:00	2.866619	2.71628	2.254406	8.7	432
12:30	2.772143	2.522715	2.08597	9.7	361
13:00	2.684081	2.438143	2.073615	9.3	322
13:30	2.729785	2.602032	2.189427	9.3	310
14:00	2.484035	2.349688	2.043974	10	263
14:30	2.454299	2.428842	2.032843	9.4	183
15:00	2.247672	2.140339	1.804283	8.8	113
15:30	2.230082	2.029002	1.778296	8.6	84

5 numaralı deneyde, üç farklı düzenek için 08:30-12:00 saatleri arasında elde edilen sıcaklık, ışınlım ve COP değerleri Tablo 7.5'de verilmiştir. Tablo 7.5 incelendiğinde, ölçümler sırasında en yüksek COP değerinin birinci sistem için, saat

12:00'de 2.659492 olarak ölçülürken aynı saat diliminde ikinci ve üçüncü sistemler için ölçülen COP değeri sırasıyla 2.558056 ve 2.377443 olarak belirlenmiştir. Her üç deney düzeneği için COP değerlerinin zamanla değişimi Şekil 7.5'da görülmektedir.



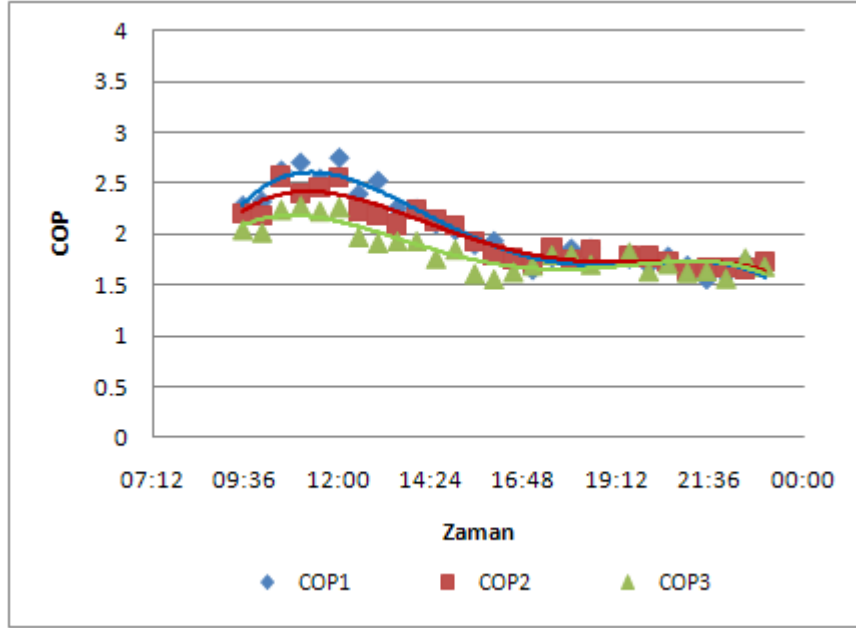
Şekil 7.5 5 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi

Tablo 7.5 5 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışınlım değerlerinin zamanla değişimi

Zaman	COP1	COP2	COP3	Sıcaklık [°C]	İşinım Şiddeti [W/m ²]
08:31	1.890079	1.814156	1.683448	6.6	45
09:00	2.249812	2.129024	1.899566	6.6	68
09:30	2.291266	2.137469	1.844789	7.6	92
10:00	2.286522	2.164055	1.935304	8.1	118
10:30	2.372374	2.262402	2.138576	8.9	191
11:00	2.495887	2.269413	2.088652	9.4	203
11:30	2.428279	2.269413	2.019117	10.8	269
12:00	2.659492	2.558056	2.377443	12.1	431

6 numaralı deneyde, üç farklı düzenek için 09:30-23:00 saatleri arasında elde edilen sıcaklık, ışınlım ve COP değerleri Tablo 7.6'de verilmiştir. Tablo 7.6 incelendiğinde saat 17:00 – 23:00 saatleri arasında ışınlım değerlerinin sıfır olarak

ölçüldüğü görülmektedir. Ölçümler sırasında en yüksek COP değeri birinci sistem için, saat 12:00'de 2.751172 olarak ölçülürken aynı saat diliminde ikinci ve üçüncü sistemler için ölçülen COP değeri sırasıyla 2.551333 ve 2.273126 olarak belirlenmiştir. Her üç deney düzeneği için COP değerlerinin zamanla değişimi Şekil 7.6'da görülmektedir.

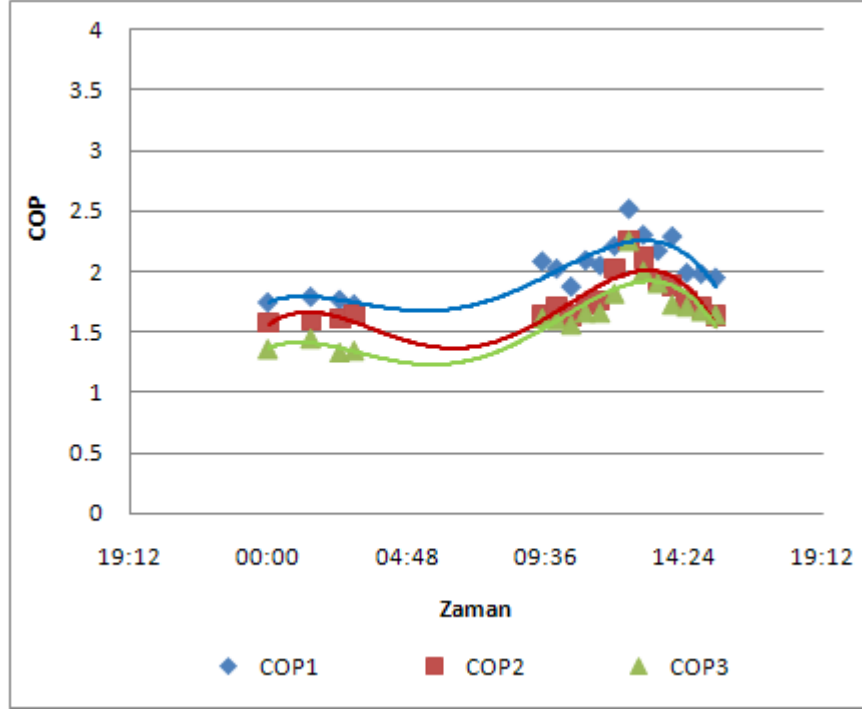


Şekil 7.6 6 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi

Tablo 7.6 6 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışınlım değerlerinin zamanla değişimi

Zaman	COP1	COP2	COP3	Sıcaklık [°C]	İşinım Şiddeti [W/m ²]
09:30	2.277826	2.20871	2.050302	12.8	204
10:00	2.320898	2.178702	2.024913	13.2	281
10:30	2.625668	2.568673	2.247733	13.7	443
11:00	2.704335	2.398071	2.287261	13.9	408
11:30	2.546185	2.460526	2.231655	14.1	356
12:00	2.751172	2.551333	2.273126	14.1	439
12:30	2.393859	2.232697	1.980619	13.4	215
13:00	2.524877	2.182662	1.918925	13.1	267
13:30	2.25307	2.091191	1.939105	13	181
14:00	2.246025	2.245487	1.939105	12.8	192
14:30	2.097231	2.133213	1.766103	12.8	163
15:00	2.033211	2.087093	1.857113	12.4	91
15:30	1.8899	1.931745	1.616358	12.4	50
16:00	1.927698	1.796763	1.562752	12.3	39
16:30	1.764208	1.761851	1.634117	11.7	16
17:00	1.640441	1.709415	1.6963	11.3	0
17:30	1.763105	1.859455	1.801096	11.5	0
18:00	1.853563	1.74715	1.802825	11.7	0
18:30	1.852898	1.853004	1.709415	11.2	0
19:30	1.751001	1.784736	1.829009	11.2	0
20:00	1.685799	1.781861	1.64163	10.5	0
20:30	1.775529	1.73481	1.715171	10.7	0
21:00	1.685799	1.626168	1.630761	10.8	0
21:30	1.549223	1.665308	1.644317	10.1	0
22:00	1.594261	1.67293	1.56968	10.6	0
22:30	1.725004	1.660148	1.770514	10.3	0
23:00	1.668715	1.732368	1.687715	9.9	0

7 numaralı deneyde, üç farklı düzenek için 00:00-15:30 saatleri arasında elde edilen sıcaklık, ışınlım ve COP değerleri Tablo 7.7’de verilmiştir. Tablo 7.7 incelendiğinde saat 00:00 – 07:00 saatleri arasında ışınlım değerlerinin sıfır olarak ölçüldüğü görülmektedir. Ölçümler sırasında en yüksek COP değeri 1. Sistem için, saat 12:30’da 2.512308 olarak ölçülürken aynı saat diliminde ikinci ve üçüncü sistemler için ölçülen COP değeri sırasıyla 2.255354 ve 2.2591 olarak belirlenmiştir. Her üç deney düzeneği için COP değerlerinin zamanla değişimi Şekil 7.7’de görülmektedir.

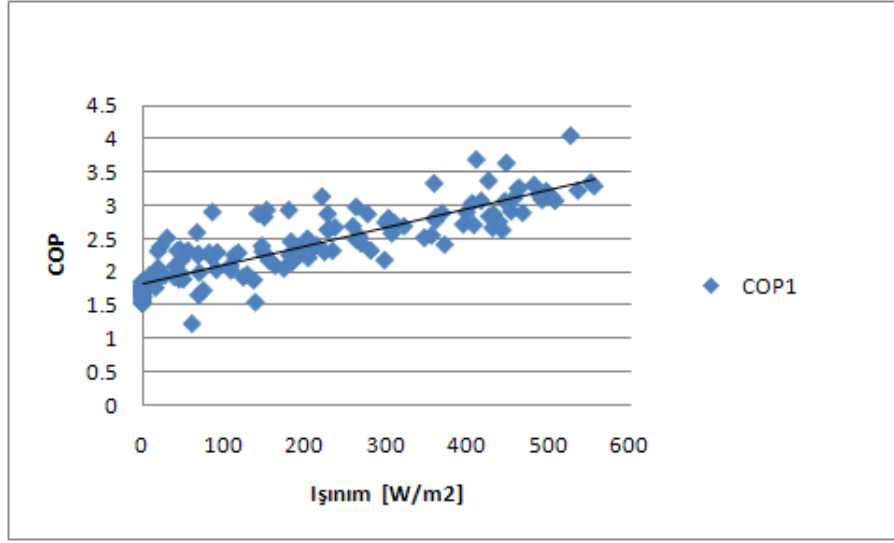


Şekil 7.7 8 numaralı deney için üç sistemde COP değerlerinin zamanla değişimi

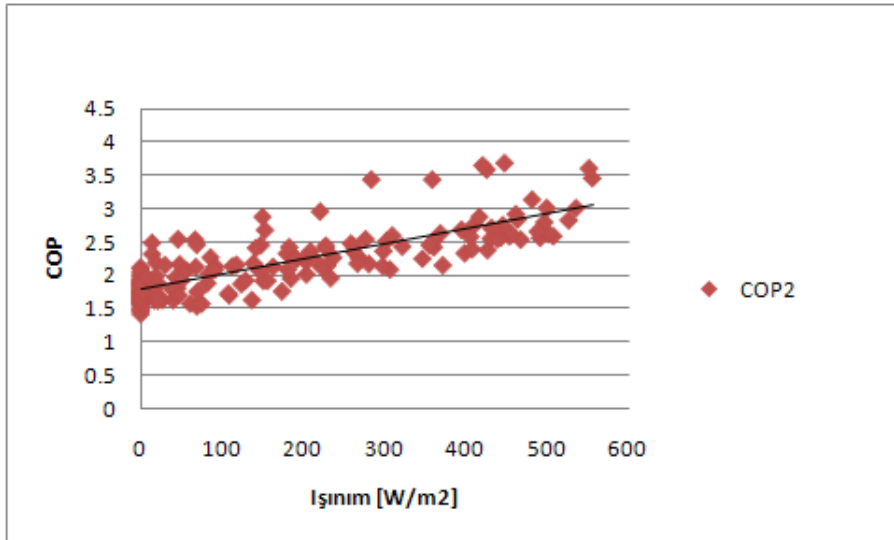
Tablo 7.7 8 numaralı deney için COP, hava sıcaklığı ve ışınlım değerlerinin zamanla değişimi

Zaman	COP1	COP2	COP3	Sıcaklık [°C]	İşinım Şiddeti [W/m ²]
00:01	1.74715	1.58046	1.357761	11.1	0
01:30	1.793543	1.594032	1.445758	10.6	0
02:30	1.76764	1.610116	1.329271	10.8	0
03:00	1.732156	1.647863	1.344322	11.4	0
09:30	2.083246	1.63305	1.616358	9.2	40
10:00	2.023379	1.704551	1.60059	9.4	109
10:30	1.876619	1.634117	1.562101	10.1	137
11:00	2.091607	1.729125	1.661874	9.6	108
11:30	2.050562	1.764208	1.658831	10.4	174
12:00	2.210226	2.020938	1.820148	11.1	204
12:30	2.512308	2.255354	2.2591	12.4	347
13:00	2.299994	2.116192	2.007247	11.8	224
13:30	2.169549	1.923387	1.906646	11.5	156
14:00	2.287059	1.886169	1.727709	11.3	82
14:30	1.988737	1.759268	1.708849	11.3	70
15:00	1.980999	1.703611	1.673974	11.2	47
15:30	1.949234	1.634117	1.642893	11.6	27

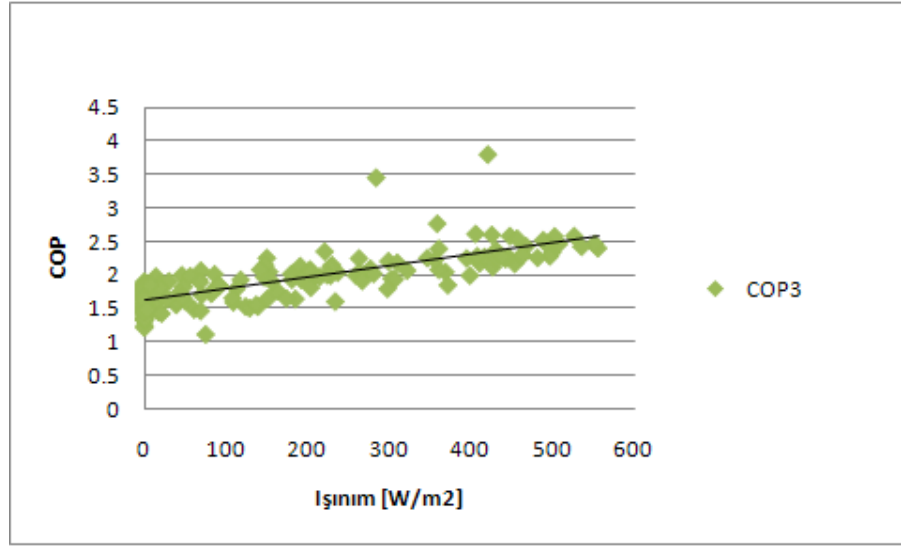
Genel olarak üç deney düzeneği içinde elde edilen COP değerlerinin ışınım şiddeti ile değişimi Şekil 7.8 , Şekil 7.9 ve Şekil 7.10'de yer almaktadır. Her üç sistem içinde performansın ışınım ile doğru orantılı olduğu bu grafiklerden açıkça görülmektedir.



Şekil 7.8 1 numaralı sistem için COP değerinin güneş ışınımı ile değişimi



Şekil 7.9 2 numaralı sistem için COP değerinin güneş ışınımı ile değişimi



Şekil 7.10 3 numaralı sistem için COP değerinin güneş ışınlamı ile değişimi

Elde edilen deney verileri incelendiğinde en yüksek performans katsayısının sırasıyla , 2 ve 3 numaralı sistemlerde elde edildiği görülmüştür. Bu sonucun oluşmasındaki muhtemel nedenler şu şekilde sıralanabilir:

- Soğutma sistemlerinde, kanallardan soğutucu akışkan ile birlikte bir miktar yağ dolaşmaktadır. Soğutkan hızının belirli bir mertebenin altında olduğu durumlarda kanallardaki mevcut yağ tıkanmaya neden olarak soğutkan geçişinin dolayısıyla performansın azalmasına sebep olabilir. 1 numaralı buharlaştırıcı, kanal içindeki soğutkan hızlarının en yüksek olduğu buharlaştırıcı tasarımı olup, basınç düşüşü oranı fazla olmasına rağmen bu problemin ortadan kalkması nedeniyle ısı performansının yüksek olması açıklanabilir.
- Gerçekleştirilen deneyler sırasında, giriş ve çıkış manifoldları eş zamanlı olarak gözlenmiştir. Şekil 7.11'den görüleceği üzere aynı şartlarda, 1 numaralı sistemde giriş manifoldunda karlanma gözlenmezken, 2 numaralı sistemde giriş manifoldu ve buharlaştırıcı gövdesinin büyük bir kısmı karlanmış haldedir. 3 numaralı sistemde ise karlanma çıkış manifolduna kadar ilerlemiştir. Karlanma, bu sistemlerde faz değişiminin gerçekleştiği alanların dışarıdan gözlenebilmesi için önemli bir parametre olup, özellikle 3 numaralı sistemin çıkış manifolduna gelen soğutkanın sıvı-buhar karışımı olabileceğini göstermektedir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 7.11 (a) 1 numaralı buharlaştırıcı için, (b) 2 numaralı buharlaştırıcı için, (c) 3 numaralı buharlaştırıcı için giriş-çıkış manifoldlarında karlanma

7.2. Deneysel Verilerin Analizi

Bu bölümde yapılan deneylerden elde edilen veriler analiz edilerek, 1 numaralı sistem için COP değerinin, hava sıcaklığı ve güneş ışınımına göre değişimini veren ampirik bir bağıntı elde edilmiştir.

Ampirik bağıntının elde edilmesi için Regresyon Analizi araçları kullanılmıştır. Regresyon analizi ile amaçlanan bir sonuç değişkeni ve bir ya da daha fazla sebep değişkenleri arasındaki ilişkiyi ve modeli tanımlamaktır (Chatterjee ve Hadi, 2006).

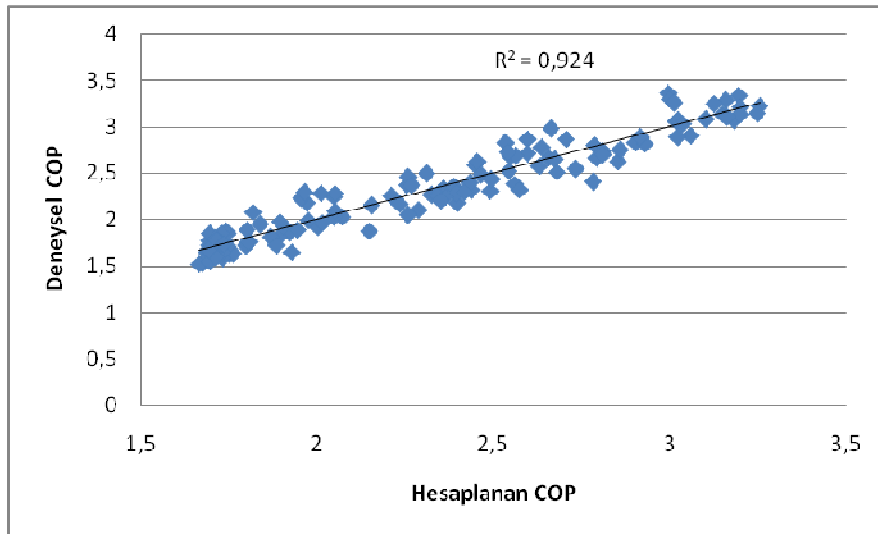
Bu çalışmada elde edilen verilerin analizi için kullanılan regresyon yöntemi “Çoklu Doğrusal Regresyon” yöntemidir. Bu yöntemde bağımsız değişken sayısı iki ya da daha fazla seçilerek matematiksel model oluşturulur (Ryan Thomas P.,1997). Bu çalışmada bağımsız değişkenler güneş ışınımı şiddeti ve hava sıcaklığı olarak seçilmiştir.

Çoklu doğrusal regresyon analizi kullanılarak elde edilen COP denklemi güneş ışınımı şiddeti ve hava sıcaklığına bağlı olarak,

$$COP = 1.776342 T - 0.0415481 T^2 + 0.001807151 I + 0.0033351 T^2 - 2.71606 I^2 + 0.0004042 TI - 2.14402 T^2 I - 6.02998 I^2 T + 3.32288 I^2 T^2 \quad (7.1)$$

şeklinde bulunmuştur.

Elde edilen COP denklemine göre hava sıcaklığı ve güneş ışınımı şiddetinin COP üzerindeki etkisi istatistiksel olarak yüzde doksan seviyesindedir. Regresyon modeline göre hesaplanan COP verileri ile deneysel COP verilerinin karşılaştırıldığı grafik Şekil 7.12’de verilmiştir.



Şekil 7.12 Deneysel ve hesaplanan COP değerlerinin karşılaştırılması

BÖLÜM 8

SONUÇLAR

Bu bölümde, “Doğrudan genleşmeli güneş destekli ısı pompası su ısıtıcısının performansına buharlaştırıcı tasarımının etkisinin deneysel olarak incelenmesi” konulu tez çalışmasında elde edilmiş olan sonuçlara yer verilecektir.

Tez çalışması kapsamında, su ısıtmada verimliliği yüksek olan ısı pompaları ve geleneksel güneş enerjisi destekli su ısıtıcılarının sahip olduğu avantajları tek bir üniteye toplayan güneş enerjisi destekli ısı pompalarından, buharlaştırıcının kollektör ile birleştirildiği doğrudan-genleşmeli güneş destekli ısı pompaları (DG-GDIP) ele alınmıştır.

Literatürde, rollbond kollektör-buharlaştırıcıların tasarlanması ve farklı buharlaştırıcı tasarımlarının sistem performansına etkisinin belirlenmesi konusunda yeterli bilgi bulunmadığından, bu tez çalışmasında, DG-GDIP su ısıtıcısı için en yüksek performansı katsayısını sağlayan rollbond kollektör-buharlaştırıcı geometrisinin deneysel olarak belirlenmesi amacıyla, kollektör-buharlaştırıcı geometrileri dışında özdeş olan, üç ayrı sistem kurularak sistem performansı deneysel olarak araştırılmıştır.

Deney aşamasından önce, deneysel olarak performansı gözlenecek üç farklı tasarımın belirlenebilmesi için yedi farklı buharlaştırıcı tasarımı oluşturularak ticari bir CFD yazılımı olan FLUENT kullanılarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Akışın, üç boyutlu, sürekli ve sıkıştırılmaz olduğu kabul edilmiştir. Kanal malzemesi olarak alüminyum, soğutucu akışkan olarak R134a tercih edilmiştir. Oluşturulan modeller problemin basitleştirilmesi amacıyla, R134a soğutkanının sıvı ve buhar fazları için iki ayrı şartta çalıştırılmıştır.

Bu çalışma ile literatüre,

- Şaşırtmalı giriş manifoldlu, iki gövde geçişli, tek karışım bölgesi, simetrik tip bir buharlaştırıcı; düz giriş manifoldlu, sekiz gövde geçişli ve iki karışım bölgesi, simetrik tip bir buharlaştırıcı ve şaşırtmalı giriş manifoldlu, dört gövde geçişli, üç karışım bölgesi, simetrik bir buharlaştırıcı tipi kullanılarak kurulan üç özdeş düzenekte, aynı şartlarda gerçekleştirilen deneylerde toplanan veriler,

- En yüksek performansın elde edildiği 1 numaralı sistem için COP değerinin güneş ışınımı ve hava sıcaklığına bağlı olarak değişimini

$$COP = 1.776342 T - 0.0415481 T + 0.001807151 I + 0.0033351 T^2 - 2.71606 I^2 + 0.0004042 TI - 2.14402 T^2 I - 6.02998 I^2 T + 3.32288 I^2 T^2$$

şeklinde veren ampirik bir bağıntı,

- Rollbond buharlaştırıcılar için bir isimlendirme sistematığı önerisi,

kazandırılmıştır.

Bu çalışma ile; rollbond buharlaştırıcı tasarımlarının deneysel verilerle uyumlu sınır şartları ile sayısal olarak akış ve ısıl analizinin çalışılması, daha uygun sistem bileşenlerinin araştırılması ve rollbond buharlaştırıcılı DG-GDIP su ısıtıcılarının tüm mevsim şartlarında incelenmesi gibi daha ileri düzeyde çalışmalar için referans sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

- Ataer Ö.E., Özalp M. ve Bıyıkoğlu A., 2001, Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri için soğutucu akışkan seçimi, Teskon
- Bilgen E. and Takahashi H., 2002, Exergy analysis and experimental study of heat pump systems, Exergy, an International Journal, 2 259-265
- Blazek J., 2005, Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications, Elsevier Ltd.
- Bottum E.W., 1980. Refrigerant charged solar heating structure and system, Patent No:4220138, United States
- Calm J.M. and Didion D.A, 1997, Trade-offs in refrigerant selections: Part, Present and future, Ashare/NIST Refrigerant Conference
- Chata F.B.G., Chaturvedi S.K. and Almogbel A., 2005, Analysis of a direct expansion solar assisted heat pump using different refrigerants, Energy Conversion and Management, 46 2614–2624
- Chua K.J., Chou S.K., Yang W.M., 2010, Advances in heat pump systems: A review, Applied Energy, 87 3611–3624
- Chyng J.P., Lee C.P. and Huang B.J., 2003, Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater, Solar Energy, 74 33–44
- Çengel Y.A ve Boles M.A, 1996, Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik, McGraw-Hill, Inc.
- Devotta S., Waghmare A.V., Sawant N.N. and Domkundwar B.M., 2001, Alternatives to HCFC-22 for air conditioners, Applied Thermal Engineering, 21 703±715
- Dikici A. ve Akbulut A., 2008, Performance characteristics and energy–exergy analysis of solar-assisted heat pump system, Building and Environment, 43 1961–1972
- El-Din M.M. Salah, 2001, Performance analysis of heat pumps and refrigerators with variable reservoir temperatures, Energy Conversion & Management, 42 201±216
- Enaburekhan J. and Yakasai U.T., 2009, Performance evaluation of a refrigerant-charged integrated solar water heater in northern Nigeria, Desalination, 243 208–217
- Genceli O., 2008, Ölçme Tekniği, Birsen Yayınevi

- Guo J.J., Wu J.Y., Wang R.Z., Zhang J. and Xu Y.X., 2006, Experimental and Thermodynamic Analysis on Performance of air-source Heat Pump Water Heater, *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 12 120-124
- Guoying X., Xiaosong Z. and Shiming D., 2006, A simulation study on the operating performance of a solar-air source heat pump water heater, *Applied Thermal Engineering*, 26 1257–1265
- Hawladar M.N.A., Chou S.K. and Ullah M.Z., 2001, The performance of a solar assisted heat pump water heating system, *Applied Thermal Engineering*, 21 1049-1065
- Hepbasli A. ve Kalinci Y., 2009, A review of heat pump water heating systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13 1211–1229
- Huang B.J. and Chyng J.P., 1999, Integral-type solar-assisted heat pump water heater, *Renewable Energy*, 16 731-734
- Huang B.J. and Chyng J.P., 2001, Performance characteristics of integral type solar assisted heat pump, *Solar Energy*, 71 403–414
- Huang B.J. and Lee C.P., 2003, Long-term performance of solar-assisted heat pump water heater, *Renewable Energy*, 29 633–639
- Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., 2001, *Isı ve kütle geçişinin temelleri*, (Çev.T. Derbentli), Literatür Yayıncılık.
- Jaluria, Y., 1998, *Design and optimization of thermal systems*, McGraw Hill Book Companies, Inc.
- Kara Ö., Ulgen K., Hepbasli A., 2008, Exergetic assessment of direct-expansion solar-assisted heat pump systems: Review and modeling, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12 1383–1401
- Kaygusuz K., 2000, Experimental and theoretical investigation of a solar heating system with heat pump, *Renewable Energy*, 21 79±102
- Keogh A., 2005, Soğutucu akışkan seçimi ve su soğutma grubu tasarımı, *Alarco Carrier Teknik Bülteni*
- Kuang Y.H. and Wang R.Z., 2006, Performance of a multi-functional direct-expansion solar assisted heat pump system, *Solar Energy*, 80 795-803
- Kuang Y.H., Wang R.Z., Yu L.Q., 2003, Experimental study on solar assisted heat pump system for heat supply, *Energy Conversion and Management*, 44 1089–1098

PDF Eraser Free

- Lockwood D. F., Roberts I. D. and Dixon C.W.S, 1987, Heat exchanger, Patent No: EP0229037, European Patent Application
- Moran M.J., Shapiro H.N., 2006, Fundamentals of engineering thermodynamics, John Wiley & Sons Ltd
- Morrison G.L., Anderson T., Behnia M., 2004, Seasonal performance rating of heat pump water heaters, Solar Energy, 76 147–152
- Motta S.F.Y. and Domanski P.A., 2000, Performance of R-22 and its alternatives working at high outdoor temperatures, 8. International Refrigeration Conference
- Özgener Ö. ve Hepbasli A., 2007, A review on the energy and exergy analysis of solar assisted heat pump systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 11 482–496
- Sayma A., 2009, Computational Fluid Dynamics, Ventus Publishing ApS
- Szargut J., 2002, Component efficiencies of a vapour-compression heat pump, Exergy, an International Journal, 2 99–104
- Tırıs M., Tırıs Ç. Ve Erdallı Y., 1997, Güneş enerjili su ısıtma sistemleri, Tübitak Marmara Araştırma Merkezi
- www.aceee.org/topics/water-heating, Ekim2010
- www.energystar.gov/ia/new_homes/features/WaterHtrs_062906.pdf, Ekim 2010
- www.et.du.dk/CoolPack
- www.nist.gov

ÖZGEÇMİŞ

Emine Mutlu, 20 Nisan 1982 tarihinde Eskişehir’de dünyaya gelmiştir. İlköğretimini İki Eylül İlköğretim Okulunda, Orta öğrenimini Eskişehir Cumhuriyet Lisesinde tamamlamıştır. Üniversite öğrenimini ise Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümünde 2004 senesinde tamamlamıştır. 2006 senesinde Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana bilim dalı, Enerji-Termodinamik Bilim dalından Yüksek Makine Mühendisi Unvanı almıştır. 2008 yılından bu yana Türk Demirdöküm Fb. A.Ş.’de görev yapmaktadır.