

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAVA KAYNAKLI ISI POMPASININ SULU SİSTEMLERDE
UYGULANMASINDA İŞLETME PARAMETRELERİNİN
İNCELENMESİ**

BARIŞ BAKİ TANYILDIZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ZEYNEP DÜRİYE BİLGE**

İSTANBUL, 2011

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAVA KAYNAKLI ISI POMPASININ SULU SİSTEMLERDE
UYGULANMASINDA İŞLETME PARAMETRELERİNİN
İNCELENMESİ**

BARIŞ BAKİ TANYILDIZ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ZEYNEP DÜRİYE BİLGE**

İSTANBUL, 2011

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAVA KAYNAKLI ISI POMPASININ SULU SİSTEMLERDE
UYGULANMASINDA İŞLETME PARAMETRELERİNİN
İNCELENMESİ

Barış Baki TANYILDIZ tarafından hazırlanan tez çalışması 15.03.2011 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Zeynep Düriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Zeynep Düriye BİLGE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Alper ÖZPINAR
İstanbul Ticaret Üniversitesi

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenim hayatım ve tez çalışmam boyunca bilgi ve tecrübeleri ile desteğini hiçbir zaman esirgemedi katkıda bulunan danışman hocalarım Sn. Prof. Dr. Zeynep Düriye BİLGE ve sn. Prof. Dr. Hasan Alpay HEPERKAN'a en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam için tüm imkan ve olanaklarını sunarak bana destek olan Arçelik-LG A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Departmanından, Sn. Ali Saim BOZBAĞ, Sn. A. Engin HIZ ve ARÇELİK A.Ş. CAC Satış Bölge Müdürü Yük. Müh. Sn. Alpay ALİCİK'e teşekkür ederim.

Deneysel çalışmalar için her türlü donanımın sağlanmasında yardımcı olan Araştırma ve Geliştirme Departmanı yöneticisi Yük. Müh. Sn. Metih TUZTAŞ'a, tez çalışmamın planlı ve başarılı bir şekilde ilerlemesi için bana her zaman destek olan Yük. Müh. Burak KOÇ'a, bilgi ve tecrübelerini her zaman paylaştı ve tez çalışmalarım sırasında bana her konuda destek olan başta Yük. Müh. Selçuk KARAGÖZ, Yük. Müh. Ertan HASKÖY, Müh. Erman EZGÜ, Yük. Müh. Kenan KAYA, Mak. Müh. Ahmet AKSOY, Müh. Adem ARGUN ve Müh. Başar AKDAĞ'a teşekkürlerimi sunarım.

Bugünlere gelmemde benden maddi ve manevi her türlü desteği hiçbir zaman esirgemeyen çok kıymetli AİLEME en derin duygularıyla teşekkür ederim.

Mart, 2011

Barış Baki TANYILDIZ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiv
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti.....	1
1.2 Tezin Amacı.....	5
1.3 Hipotez.....	5
BÖLÜM 2	
KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	7
2.1 Isı Pompaları ve Bileşenleri Hakkında Yapılmış Çalışmalar	7
2.2 Isı Pompaları ve Tasarımlarıyla İlgili Yapılmış Patent Çalışmaları	21
2.1.1 EP1686323 A2 – Bir Isı Değiştirici Tasarımı.....	21
2.1.2 KR20050018481 – Bir klimada Defrost Problemi Çözümü.....	22
2.1.3 EP1892487A1 – Bir Soğutucu Akışkan Hat Ayırıcı Tasarımı	23
2.1.4 KR20040067172A – Defrost Süresi Geciktiren Eşanjör Tasarımı.....	24
2.1.5 EP1895250A1 – Bir Distribütör Tasarımı	25
2.1.6 EP1650508 – Havadan Suya Isı Pompası Soğutma Çevrimi Tasarımı ..	26
BÖLÜM 3	
SİSTEMİN TEMEL PRENSİPLERİ VE BİLEŞENLERİN MODELLENMESİ.....	27
3.1 Temel Prensipler	27
3.1.1 Soğutma Çevrimi	27
3.1.2 Isıtma ve Soğutma Tesir Katsayıları.....	28

3.1.3	Soğutucu akışkan tipi ve seçimi.....	29
3.2	Isı Pompası Sisteminin Ana Komponentleri ve Tasarım Önerileri	30
3.2.1	Kompresör	32
3.2.2	Emme Hatları	34
3.2.3	Basma Hatları	35
3.2.4	Yoğuşturucu ve Fanı	35
3.2.5	Kısılma Elemanı	35
3.2.6	Buharlaştırıcı ve Fanı	36
3.3	Yoğuşturucu ve Buharlaştırıcı Tasarımlarının Metodolojisi	36
3.3.1	İki Fazlı Akış	36
3.3.2	İki Fazlı Akış Halinde Isı Taşınım Katsayısı ve Basınç Kaybı Hesabı ..	39
3.3.3	Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Tasarımına Etki Eden Değişkenler	40
3.4	Matematiksel Model	43
3.4.1	Yoğuşturucu Modeli ve Isı taşınım Katsayısının Bulunması	44
3.4.1.1	Hava Tarafı	44
3.4.1.2	Soğutucu Akışkan Tarafı	45
BÖLÜM 4		
DENEYSEL ÇALIŞMA.....		54
4.1	Test Edilecek Mühendislik Numunesi ve Komponent Detayları	54
4.2	Uygulanacak Test Ekipmanları Ve Test Detayları	58
4.3	Test Sonuçları ve Yorumlar	60
BÖLÜM 5		
FİZİBİLİTE ANALİZLERİ VE SONUÇ.....		65
KAYNAKLAR.....		76
ÖZGEÇMİŞ.....		78

SİMGE LİSTESİ

A	Isı Transfer Yüzey Alanı [m^2]
Bo	Kaynama Sayısı [-]
Co	Konveksiyon Sayısı
Cp	Özgül Isı [$kJ/kg^\circ C$]
Dh	Hidrolik çap [m]
ΔT	Sıcaklık farkı [$^\circ C$]
ΔP	Birim boya indirgenmiş basınç düşüşü [mbar/m]
G	Kütleli akı [kg/m^2s]
h	Isı taşıma katsayısı [W/m^2K]
k	Isı iletim katsayısı [W/mK]
L	Kanal uzunluğu [m]
m	Soğutucu akışkan debisi [g/s]
Nu	Nusselt Sayısı [-]
Pr	Prandtl Sayısı [-]
Re	Reynold Sayısı [-]
q	Isı Akısı [W/m^2]
Q	Isıl Kapasite [W]
Tbuh	Buharlaşma sıcaklığı [$^\circ C$]
Tyoğ.	Yoğuşma sıcaklığı [$^\circ C$]
UA	Toplam ısı transfer katsayısı [W/K]
V	Buharlaştırıcı iç hacmi [m^3]
x	Kuruluk derecesi [-]
X	Lockhart- Martinelli parametresi [-]
ρ	Yoğunluk [kg/m^3]
μ	Dinamik viskozite [Pa.s]
σ	Yüzey gerilimi [N/m]
v	Özgül hacim [m^3/kg]

KISALTMA LİSTESİ

COP	Coefficient Of Performance
STK	Soğutma Tesir Katsayısı
ITK	Isıtma Tesir Katsayısı
UA	Isıl Performans
HSIP	Havadan Suya Isı Pompası

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1	Isıtma sistemlerinin kullandığı enerji kaynağına göre sınıflandırılması	2
Şekil 1. 2	Isıtma sistemlerinin çalışma sıcaklıklarına göre sınıflandırılması	3
Şekil 1. 3	Birincil enerji kaynağına göre yakıt tüketimi karşılaştırması.....	4
Şekil 2. 1	Likit enjeksiyon yapısına sahip bir kompresör ve kısımları.....	7
Şekil 2. 2	Aşırı kızdırmalı ve aşırı soğutmalı çevrimin diyagramlarında gösterimi....	8
Şekil 2. 3	Kızılkan (2006)'a göre sistem elemanlarının tersinmezlik eşitlikleri	9
Şekil 2. 4	Farklı fin sıcaklıklarında oluşan karlanma formu ve korelasyonu	9
Şekil 2. 5	Kondensasyon, sıcak su giriş, sistem eğrilerinin zamana göre değişim....	10
Şekil 2. 6	Çalışmanın LnP-h diyagramında gösterimi	10
Şekil 2. 7	Mahalde gerçekleşen ısı transfer mekanizması	11
Şekil 2. 8	Sistemin ısıtma kapasitesi, güç tüketimi, COP ve yıllık maliyet değerleri .	12
Şekil 2. 9	EEV ve TEV'lerin evaporasyon sıcaklık tepkilerinin karşılaştırılması.....	15
Şekil 2. 10	Bir ısı pompası sistemindeki sıcaklık ve basınç gradyenlerinin gösterimi	15
Şekil 2. 11	Sistemindeki aşırı kızdırma, aşırı soğutma noktalarının T-s gösterimi	16
Şekil 2. 12	Sistemindeki ekserjik kayıpların dış ortam sıcaklığına göre değişimi	16
Şekil 2. 13	Sayısal modelde kullanılan parametreler	17
Şekil 2. 14	EP1686323 A2 numaralı patentte önerilen çözüm	21
Şekil 2. 15	KR 20050018481 patentte tasarlanan donma önleyici yapı ve detayları ..	24
Şekil 2. 16	KR 20050018481 numaralı patent tasarımı ve oluşturulan model	24
Şekil 2. 17	KR20040067172A'da yan ve orta kısımlardaki finler arasındaki fark	25
Şekil 2. 18	EP1895250A1 numaralı patentte tasarlanan bağlantı detayı.....	26
Şekil 2. 19	EP1650508 numaralı patentte tasarımı düşünülen ısı pompası devresi	27
Şekil 3. 1	İdeal buhar sıkıştırıcı çevrim, T-s ve lnP-h diyagramlarında gösterimi .	28
Şekil 3. 2	İdeal ve gerçek buhar sıkıştırıcı çevrimin lnP-h gösterimi.....	29
Şekil 3. 3	Kısılma elemanında soğutucu akışkanın davranışı.....	31
Şekil 3. 4	Sistem basıncının komponentlerdeki değişimi	33
Şekil 3. 5	Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome).....	39
Şekil 3. 6	Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)	39
Şekil 3. 7	Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)	40
Şekil 3. 8	Akışkanın devre içerisinde izlediği yol	43
Şekil 3. 9	Soğutucu akışkanın devre içerisindeki yolu	44
Şekil 3. 10	Soğutma modunda bir klimanın çalışma karakteristiği	46
Şekil 4. 1	Komponentlerin ve bağlı oldukları sistemin p-h diyagramında gösterimi	55
Şekil 4. 2	Dış ünite tarafı ve p-h diyagramında gösterimi	56
Şekil 4. 3	Su devresinin alternatif ekipmanlara göre şematik gösterimi	57
Şekil 4. 4	İç ünitenin önden, yandan, alttan gösterimi ve ekipman listesi.....	57
Şekil 4. 5	Dış ünite komp.(4) yollu vana gr(1), kısılma vanası gr(2).....	58

Şekil 4. 6	Dış ünitenin yoğuş.-Fan, gruplanmış bakır boru devresi ve ısı çiftleri ...	58
Şekil 4. 7	Gruplanmış iç ünite, ara bağlantıları ve ısı çiftlerin bağlandığı noktalar .	59
Şekil 4. 8	Kalorimetrik test odasının kontrol edildiği ve verilerin toplandığı sistem	59
Şekil 4. 9	Datalogger, ısıtma, oda sıcaklık ölçüm devresi ve kapasite ölçüm kabini	60
Şekil 4. 10	Su tarafının testlerinin şematik gösterimi	60
Şekil 4. 11	Su tarafının testlerinin yapıldığı merkez	61
Şekil 4. 12	Isıtma çalışması şartlarında çevrimin durumu ve limitleri	61
Şekil 4. 13	Soğutma çalışması şartlarında çevrimin durumu ve limitleri.....	62
Şekil 4. 14	16 kW'lık dış ünitenin ısıtma testi sırasında LGEMV üzerinden takibi ...	62
Şekil 4. 15	16 kW'lık dış ünitenin ısıtma testi sırasında datalogger verilerinin takibi	63
Şekil 4. 16	16 kW'lık dış ünite için farklı sıcaklıklarındaki performans sonuçları	63
Şekil 4. 17	16 kW'lık dış ünite için farklı sıcaklıklarındaki performans sonuçları	64
Şekil 4. 18	16 kW'lık dış ünite için farklı sıcaklıklarındaki performans sonuçları	65
Şekil 5. 1	Denge noktası, cihaz ve mahal kapasitelerinin mukayesesi	66
Şekil 5. 2	İstanbul ili için yıllık dış sıcaklık değerleri	67
Şekil 5. 3	Proje çalışmasının girdileri ve detayları	67
Şekil 5. 4	Yoğuşmalı kombi+multi split klima çözümünün kurulum maliyeti	68
Şekil 5. 5	Konvansiyonel sisteme göre HSIP'nin geri ödeme süresi.....	68
Şekil 5. 6	Konvansiyonel sisteme göre sistemlerin CO ₂ emisyon karşılaştırması.....	70
Şekil 5. 7	Toplam kapasitenin %96,9'u ısı pompası, kalanı elektrikten sağlanmıştır	70

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1. 1	Yakıt fiyatlarının COP değerine göre elektrik enerjisiyle mukayesesi.....	5
Çizelge 2. 1	Mart-Kasım arasındaki tüketim, verim değerleri ve çalışma süreleri	11
Çizelge 2. 2	Farklı soğutucu akışkanların sistem STK üzerindeki etkileri	20
Çizelge 2. 3	Farklı soğutucu akışkanların sistem STK üzerindeki etkileri	21
Çizelge 5. 1	Borularda zorlanmış iki fazlı akış bağıntıları.....	71
Çizelge 5. 2	Kapileri geometrisinin iki fazlı modeli ve boyutlandırma bağıntıları.....	72
Çizelge 5. 3	HSIP sisteminin diğer sistemlere göre mukayesesi-1	73
Çizelge 5. 3	HSIP sisteminin diğer sistemlere göre mukayesesi-2	74
Çizelge 5. 3	HSIP sisteminin diğer sistemlere göre mukayesesi-3	75

HAVA KAYNAKLI ISI POMPASININ SULU SİSTEMLERDE UYGULANMASINDA İŞLETME PARAMETRELERİNİN İNCELENMESİ

Bariş Baki TANYILDIZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Zeynep Düriye BİLGE

Teorik ve pratik çalışmalarda ısı, kütle ve momentum aktarım proseslerinin birçok uygulama alanları vardır. Hem bilimsel araştırmalarda hem de endüstriyel proseslerdeki pratik uygulamalarda, ısı ve kütle aktarımını artırma ve iyileştirme önemli bir ilgi alanı olmuş ve bir çok ısı ve kütle aktarımını iyileştirme tekniği geliştirilmiştir. Son yıllardaki eğilim, genel olarak proseslerde boyut küçültmeye, hızı ve performansı artırma amaçlı yenilikler içermektedir. Madde ve enerji tasarrufunun yanı sıra performansı arttırmaya yönelik olan bu yaklaşım, beraberinde daha yüksek ısı ve kütle akıları gerektirmektedir. Örneğin küçük boyutlu ve yüksek performanslı elektronik parçalardan büyük miktarlarda ısıyı belirli bir hızda uzaklaştırmak gerekmektedir. Yüksek ısı akılarında çalışmak için de özel ve yüksek performanslı soğutma tekniklerine ihtiyaç vardır. Teknolojik gelişmelerle birlikte daha yüksek performanslı küçük boyutta cihazların yapımı gittikçe önem kazanmıştır, bu da daha az yer kaplayan, değişken parametreler altında daha az tüketimle ihtiyacı karşılayan sistemlerin tasarımı önem kazanmıştır.

Birinci bölümde ısı pompalarının sınıflandırılması, ısıtma sistemlerinin ve ekipmanlarının kategorizasyonları hakkında genel bilgiler verilmiştir. İkinci bölümden itibaren havadan havaya ve suya kaynaklı ısı pompaları ile ilgili yapılmış çalışmaların makaleleri incelenerek tez ile ilgili kısımlar irdelenmiştir. Yapılan çalışmalar kompresör ve kısılma grubunun teknolojilerinin gelişimini ve bu teknolojilerin değişken koşullara ve kısmi yüklere verdiği tepkilerin mevcut ekipmanlara ve modellemelere göre daha verimli ve yenilikçi sistemlerin tasarlanabileceği çıkarımlarında bulunulmuştur. İlgili patentler incelenerek mühendislik numunesinin tasarımına performans arttırımına yönelik olumlu katkı sağlamıştır.

Üçüncü bölümden itibaren ısı pompasının bileşenlerinin matematiksel modellemesi, analizi ve öneriler hakkında çalışma yapılmıştır. Bu kısımda edinilen teorik yaklaşımlar

ve modellemelere göre mühendislik numunesi imalatı yapılarak test edilecek sistem hazırlanmıştır.

Dördüncü ve beşinci bölümlerde test sonuçları ve diğer yakıt sistemlerine göre karşılaştırmalar yapılarak tasarlanan sistemin fizibil olduğu sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hava kaynaklı ısı pompası, enerji verimliliği, ısı pompası tasarımı, COP, klima, alternatif enerji kaynakları, inovasyon, optimizasyon.

ABSTRACT

INVESTIGATION OF OPERATING PARAMETERS OF AIR TO WATER HEAT PUMP SYSTEM

Bariş Baki TANYILDIZ

Department of Mechanical Engineering
MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Zeynep Düriye BİLGE

Heat, mass and momentum transfer process has important place in theory and practical applications. In scientific researches and also in practical applications of industrial processes, enhancing heat and mass transfer became an important interest field. Hence some heat and mass transfer enhancement techniques were developed in the last century. Presently, the general trends in processes are size reduction and performance improvement. This approach that aims at improving heat exchanging performance additionally to material and energy conversation, requires high heat and mass fluxes. Taking the large quantity of heat out of small sized and high performance electronics could be an example for this situation. Operating with high heat fluxes need special and high performance cooling systems. The existence of small sized and high performance devices is still increasing the concern for micro and nano scaled systems. This is a well-known situation that two-phase flow boiling properties in small cross-sectional channels differ with properties in conventional channels. As a result of this difference, the researches on boiling and condensation in small cross sectional channels are still carried out by the researchers. However the theoretical analysis of two-phase flow can only be done by using simplified mathematical modeling that presents approximate solutions. The designs which has lower consumptions and higher efficiencies with low footprint area under variable conditions has more importance.

The First part will give information about classification of heat pumps and categorization of heating systems and appliances. In the second part, summary of articles and thesis about air to water heat pump systems, new developments and suggestions was given for better design and fundamental criterias. According to new articles and studies, development for compressor and expansion systems has importance for lower consumption and higher efficiency. The third part, some important patents examined to approach a high performance system.

The fourth and fifth parts, as a result of comparison between other fuel systems, we accepted that air to water heat pump system is feasible in accordance to test results.

Key words: Air sourced heat pump, energy efficiency, heat pump design, COP, air conditioning, alternative energy resources, innovation, optimization.

GİRİŞ

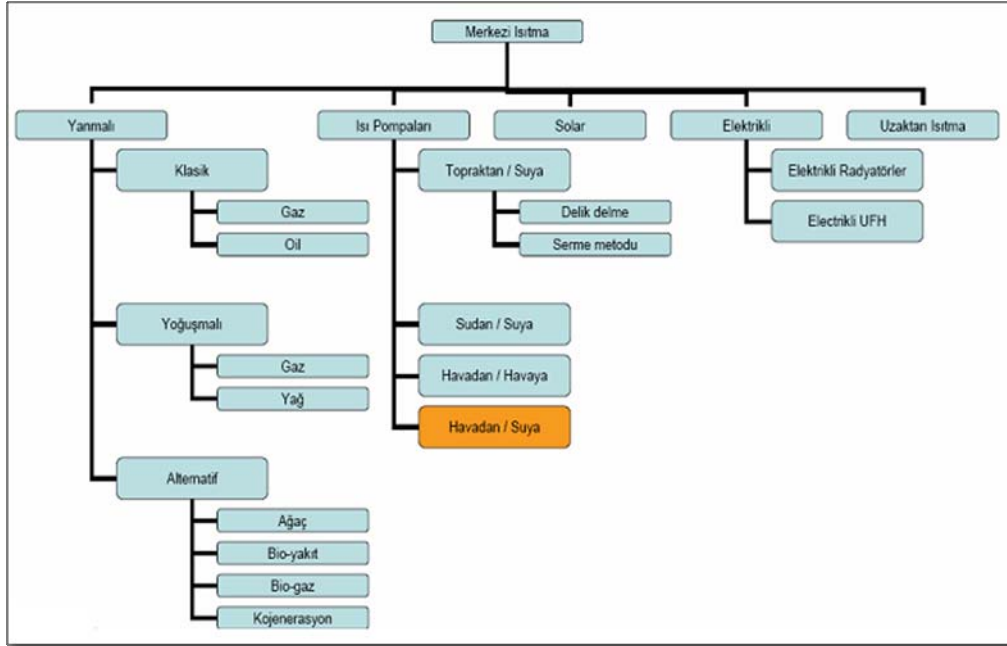
1.1 Literatür Özeti

Isıtma/Soğutma sektörü, dünyadaki teknolojik ve ekonomik gelişmelere bağlı olarak gelişme katetmektedir. Dünyada birçok ülkedekine benzer şekilde özellikle ülkemizde konut sektöründe yaşanan gelişmelere paralel olarak değişen ihtiyaçlarında tetiklemeyle müşteri ihtiyaçları ve beklentileri artmakta ve tasarımlar değişim göstermektedir.

Çevreye duyarlılığın artmasına bağlı olarak fosil yakıtlarla ısınma ihtiyacının karşılanmasına yönelik talepler azalmakta, daha düşük karbondioksit salımlı çözümler önem kazanmaktadır. Küresel ısınmaya bağlı olarak yaşanan iklimsel değişiklikler mevcut alışkanlıkları etkilemektedir. Karbondioksit emisyonlarının azaltılmasının sağlanması amacıyla hazırlanan Kyoto protokolunu ülkemiz tarafından da uygulanmaya başlaması ile yasal yönden de bu kısıtlamalar getirilmiş olacaktır. Enerji verimliliği konusunda yasal düzenlemeler, ekonomide uzun dönemli iyileşmeye bağlı konut ve ticari bina yaptırımında artış bu konudaki gelişmeleri hızlandıracaktır.

Kuzey Avrupa’da, küçük ailelerin yaşam konutu olarak kullanılan dairelerde ve evlerde, ısı pompaları yaklaşık %34’lük bir pay ile en çok kullanılan ısıtma sistemidir. Avrupa ısı pompası pazarı, genel olarak gelişerek büyümekte olan bir pazardır. İsveç’ten sonra İtalya %33, Fransa %30, Norveç %27, Finlandiya %25 ve Avusturya %15 ile büyümede ilk sıraları oluşturmaktadır. Öte yandan, gelişmekte olan pazarlar olan İrlanda, İngiltere, Hollanda ve Doğu Avrupa ülkelerinde, çok küçük bir hacimden yola çıkıldığı için çok keskin büyümeler gözlenebilmektedir. Almanya, Avusturya ve İsviçre pazarlarında halen yüksek hacimli toprak kaynaklı ısı pompası sistemi ile iklimlendirme çözümleri sağlanırken, Norveç ve Finlandiya pazarlarını ise havadan havaya ısı pompaları yoğun

olarak kullanılmaktadır. Bunun temel sebebi ise, evlerin büyük çoğunluğunun elektrikli ısıtıcı sistemine sahip olmasıdır. Isıtma ve sıcak su üretim sistemlerinin kullanılan enerji kaynağına göre sınıflandırılması:



Şekil 1. 1 Isıtma sistemlerinin kullandığı enerji kaynağına göre sınıflandırılması

İncelenen ısı pompası sistemlerinin karakteristik özeliği; dışarıdan enerji verilmesi ile düşük sıcaklıktaki bir ortamdan alınan ısının yüksek sıcaklıktaki ortama transferini sağlayan ısı makineleri olmalarıdır. Kışın ısıtma maksadı ile kullanılan ısı pompası, yazın da soğutma için kullanılabilir. Bir ısı pompasının en önemli karakteristiği performans katsayısıdır (COP).

Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı çevrimi gerçekleştirirler fakat kullanım amaçları farklıdır. Bir soğutma makinesinin amacı düşük sıcaklıktaki ortamı, ortamdan ısı çekerek çevre sıcaklığının altında tutmaktır. Daha sonra çevreye veya yüksek sıcaklıktaki bir ortama ısı geçişi, çevrimi tamamlaması için yapılması zorunlu bir işlemdir fakat amaç değildir.

Isı pompasının ana amaçlarından biri şartlandığı ortamı sürekli olarak sıcak tutmaktır. Bu işlevi yerine getirmek için düşük sıcaklıktaki bir ısı enerjisi deposundan alınan ısı, ısıtılmak istenen ortama verilir. Düşük sıcaklıktaki ısı enerjisi deposu genellikle soğuk çevre havası, kuyu suyu veya toprak, ısıtılmak istenen ortam ise bir mekandır.

Isı pompası sistemlerinde, buharlaştırıcıların ısı çektiği ortamlara “ısı kaynakları” denir. Isı pompası için çok önemli olan bu kaynakların ısı pompası ile uyum sağlayabilmesi, kaynağın ulaşılabilirliği ve ısı kalitesine bağlıdır. Bu nedenle Bir ısı pompasının teknik ve ekonomik performansı, ısı kaynağının karakteristiğine bağlıdır. Hava, doğada bulunması en kolay ısı kaynağıdır. Isı kaynağı ile ısı taşıyıcısı arasındaki sıcaklık farkı ne kadar fazla olursa cihaz verimi o kadar düşük olur.

Hava kaynaklı ısı pompaları ısıtma, soğutma ve kullanım sıcak suyu ısıtmasında kullanılabilirler. Çalışma prensibi temel olarak, soğutucu akışkanın kapalı devrede sıcaklık, basınç ve faz değişimi ile enerjiyi aktarımına dayanmaktadır. Isıtma işletiminde, düşük sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkan, dış ünite de evaporatör içerisinden geçerken kendisinden daha yüksek sıcaklıktaki çevre havasından ısıyı çeker. Isı taşıyıcı akışkanının sıcaklığı ve basıncı kompresörde arttırıldıktan sonra, iç ünite de su devresi eşanjörüne gönderilir. Burada yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkan, enerjisini tesisattan dönen suya aktarır. Sıcaklığı arttırılan su, pompa vasıtası ile mekan içerisindeki ısı değiştiricilerine gönderilir. Isıtma devresinde su sıcaklığı 55°C değerine kadar çıkartılabilir. Bu nedenle, ısı pompalarının kullanıldığı sıcak sulu ısıtma sistemleri, düşük sıcaklık ısıtma sistemleri olarak planlanmalıdır. Bu amaca en uygun çözüm yerden ısıtma sistemleridir. Isıtma sistemi ekipmanlarından elde edilen ısıyı transferini sağlayan ekipmana ve çalışma suyu sıcaklığına göre sınıflandırma:

STANDART KAZAN									
DÜŞÜK SICAKLIK KAZANI									
YOĞUŞMALI KOMBİ									
HAVADAN SUYA ISI POMPASI									
SU SICAKLIĞI(°C)	20	30	40	50	60	70	80	90	
		YERDEN ISITMA	FAN COIL SİSTEMİ						
			DÜŞÜK SICAKLIK RADYATÖRLÜ SİSTEM				YÜKSEK SICAKLIK RADYATÖRLÜ SİSTEM		

Şekil 1. 2 Isıtma sistemlerinin çalışma sıcaklıklarına göre sınıflandırılması

Soğutma işletiminde ise soğutucu akışkan çevrimi bir dört yollu vana ile tersine çevrilerek mekan içerisinden çekilen ısı, dış ünite üzerinden dış havaya aktarılır. Soğutma işletiminde genellikle fancoil’ler tercih edilmektedir.

Klasik hava kaynaklı ısı pompalarının özelliklerinden olmayan kullanım suyu ısıtması, aslında bu cihazların kullanıldığı uygulamalarda istenilen bir özelliktir. Serpantinli

boyler kullanımı ve elektrikli ısıtıcı desteği ile konforlu sıcak su temini mümkündür. Son yıllarda, ısı pompaları ile güneş enerjisi sistemlerinin beraber hibrid kullanımı da yaygınlaşmaktadır.

Hava kaynaklı ısı pompalarının çalışma aralığı genellikle -20°C ile 46°C dış ortam kuru termometre sıcaklık değerleri aralığındadır. Soğutucu akışkan sıcaklığı ısıtma modunda dış hava sıcaklığından $6-11^{\circ}\text{C}$ daha soğuktur. Hava kaynaklı ısı pompalarında dış hava sıcaklığı ve buz oluşumu en önemli iki tasarım parametresidir. Hava sıcaklığı düştükçe, ısıtmada ısı pompasının verimi ve kapasitesi düşer. Isıtma ve soğutmada dış hava sıcaklıkları ve iç yükler değişken oldukları için, sistem kapasitesi ayarlanarak enerji ekonomisi yapılabilir.

Bunun için bir hava kaynaklı ısı pompasında aşağıdaki özellikler aranmalıdır: Inverter kompresör teknolojisi ile, kompresör devri, sistem ihtiyacına göre cihaz tarafından ayarlanarak, her çalışma anında mümkün olan en yüksek verim elde edilir. Dur/kalk yapmadan çalışma ve yüksek verimin yanı sıra, kompresörün kullanım ömrü açısından da avantaj sağlar. Değişken çıkış suyu sıcaklığı ayarı ile, iç ünitenin çıkış suyu sıcaklığı dış, hava sıcaklığına bağlı olarak değişir. Dış hava sıcaklığı yükseldiğinde daha az ısıtma ihtiyacı gerekeceğinden iç ünite, çıkış suyu sıcaklığını düşürür ve ısı pompasının verimliliği artar.

Bunun dışında tropik ve ya kutup iklim yakın sıcaklıklarda, düşük ve ya yüksek voltaj durumlarında, toz vb ısı değiştiricileri tıkararak performansı kötü etkileyecek zorlanmış dış ortam koşullarında tasarım kriterlerindendir. Bu kriterlere ve ihtiyaç girdilerine göre sistem tasarlandıktan sonra ilgili iklim ve bölge standartlarına göre güvenilirlik testleri yapılmaktadır. Özellikle mevcut yakıt sistemlerine alternatif oluşturan ısı pompası sistemlerinin test ve devreye alma operasyonları, kurulan sistemlerin güvenilir biçimde tüketim analizi hesaplanmasında önemli yer tutmaktadır.

Tüketilen yakıt maliyetlerine göre ısıtma sistemleri karşılaştırıldığında ısı pompası sisteminin dış sıcaklığa göre COP değerindeki değişiminin karşılaştırmaya etkisi çizelge 1. 1’de özetlenmiştir.

Çizelge 1. 1 Yakıt fiyatlarının COP değerine göre elektrik enerjisiyle mukayesesi

Yakıt Fiyat Karşılaştırması		COP			
Yakıt	En ucuza göre oran	2,7	3,5	4	6,3
Doğalgaz	1	1	1,3	1,5	2,3
LNG	1,44	1,3	1,9	2,1	3,3
Fuel – Oil No:6	~1,81	1,9	2,3	2,7	4,2
Elektrik	~2,72	1	1	1	1
Fuel – Oil No:4	~2,40	2,8	3,1	3,5	5,6
LPG Yoğ. Kaz.	~2,89	3,3	3,7	4,3	6,7
Motorin	~3,73	4,1	4,8	5,5	8,6

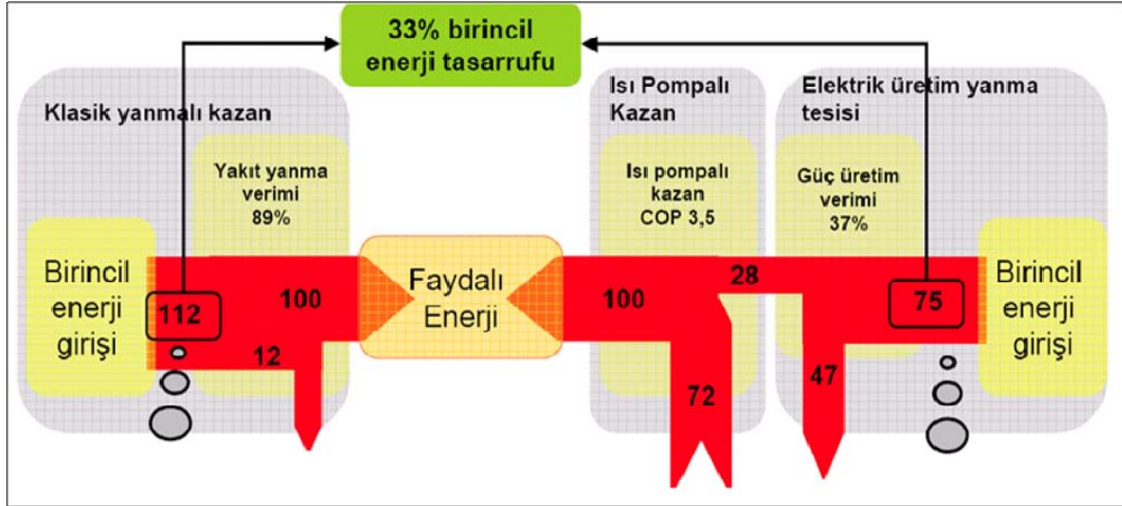
1.2 Tezin Amacı

Tez çalışması kapsamında havadan suya kaynaklı bir ısı pompası sisteminin dış ve iç ünite tasarımları, optimizasyonları, deneysel ve teorik analizleri, saha uygulaması ve fizibilite analizi yapılarak mevcut fosil yakıtlı ısıtma sistemlerine göre mukayesesi incelenerek uygulanabilir ve ekonomik olduğunun ispatlanması amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Ülkemizde havadan havaya ısı pompası mahal iklimlendirme çözümü olarak en çok tercih edilen seçeneklerin başında gelmektedir. Bununla birlikte fosil yakıtlara bağımlılıkta avrupa ülkelerine göre daha büyük bir oranda kalmaktayız. Karbondioksit salınım oranı ve atmosferimizin kirlenme hızı istatistiksel olarak avrupa ortalamasına göre daha büyük bir ivmeyle olumsuz yönde devam edecektir. Bu tüketim ve kirlenmeyi örnek bir teorik yaklaşımla ifade edersek; 100 birim kullanım ihtiyaç enerjisini sağlayacak olan fosil kaynaklı %90 verimli bir sistemin tüketmesi gereken ilk enerji girişi 112 birim enerji iken, aynı 100 birim ısıtma ihtiyacını sağlayacak minimum 3,5 kat verimli bir ısı pompası sisteminin tüketmesi gereken ilk enerji miktarı 28 birimdir. Bu 28 birimlik elektrik enerjisinin minimum %37 verimlilikle çalışan bir güç santralinde üretildiğini düşünürsek 75 birimlik bir enerji harcanarak 28 birimlik elektrik enerjisi üretilir. Böylece ilk enerji girişine göre mukayese edildiğinde fosil kaynaklı bir ısıtma sisteminin tüketimi 112 birim iken ısı pompalı bir sistemin tüketimi 75 birimdir (%33 tasarruf sağlanmaktadır).

Eğer ısı pompası sistemini besleyen elektrik enerjisinin daha yüksek verimle elektrik üreten bir sistem (hidrolik, nükleer, fotovoltaik ya da rüzgar enerji dönüşüm sistemleri) olduğunu hesaba katarsak, fosil yakıtlı ısıtma sistemine göre %112 tasarruf sağlaması olasıdır (enerji nakil hatlarındaki kayıplar ihmal edilmektedir).



Şekil 1. 3 Birincil enerji kaynağına göre yakıt tüketimi karşılaştırması

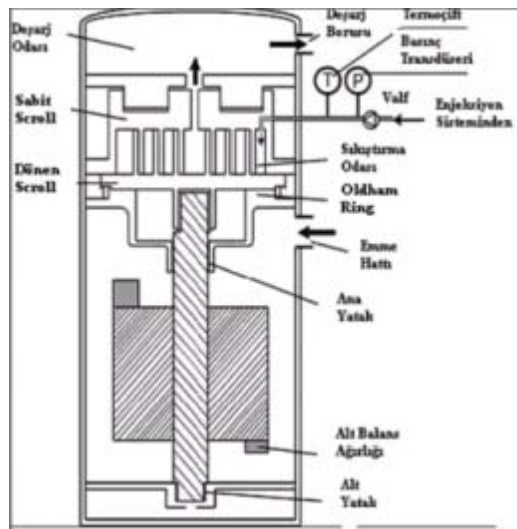
Benzer bir teorik yaklaşımı her iki sistemin karbondioksit salınım oranları karşılaştırılırsa; birim kwh enerjiyi oluşturabilmek için fosil yakıt tüketimli sistemin 280 kg/kWh emisyon yapması gerekirken ısı pompası sistemi 150 kg/kWh emisyon yapmaktadır (%35 daha az karbondioksit salınımı). Eğer bölgedeki güç üretim sistemi kaynağı, minimum %50 oranında nükleer, hidrolik ya da yenilenebilir bir elektrik enerjisi üretim sistemi tarafından destekleniyor ise ısı pompalı sistemin toplam karbondioksit salınımı 75 kg/kWh oranına düşerek fosil yakıtlı sisteme göre %64 daha az emisyonla sistemin talep ettiği enerji ihtiyacı karşılanmış olacaktır. (Doğalgaz ile 1 kWh enerji üretimi sırasında 0,2172 kg karbondioksit atmosfere verilir).

BÖLÜM 2

KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Isı Pompaları ve Bileşenleri Hakkında Yapılmış Çalışmalar

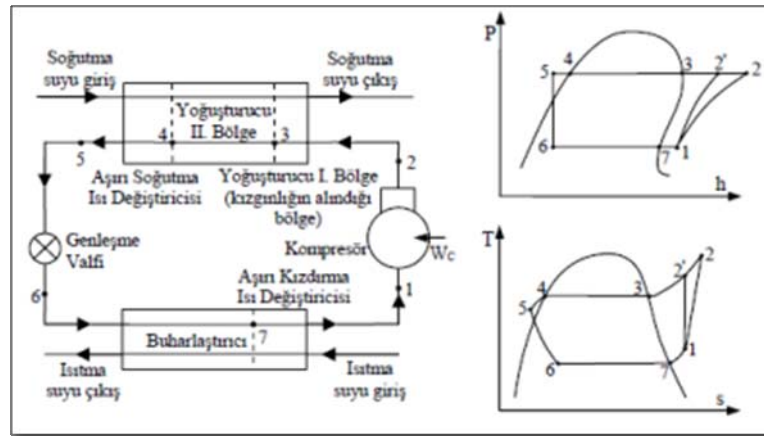
Yılmaz'a göre [1]'de, hava kaynaklı genel ısı pompalarının soğuk iklim bölgelerinde kullanımı için önerilen tasarım ve modifikasyonları için çevrimde aşırı soğutma(subcool) devresinin kontrol edilmesini, ısı değiştirici kapasitesinin artırılmasını, kompresör ön ısıtma sisteminin geliştirilmesini, sıvı enjeksiyon teknolojisini kullanarak ara soğutma etkisiyle deşarj sıcaklığını düşürmeyi önermiştir. İhtiyaç duyulan ısıtma kapasitesinin -15°C şartları gibi düşük dış ortam sıcaklıklarında stabil bir şekilde sağlanabilmesi için değişken devirlerde çalışabilen likit enjeksiyon teknolojisine sahip kompresörlerin kullanılması ile sağlanabileceği önerisinde bulunmuştur.



Şekil 2. 1 Likit enjeksiyon yapısına sahip bir kompresör ve kısımları

Bunun dışında kullanılacak fanların kanat yapılarının düşük direnç yaratacak, daha yüksek hava debisini dışarı atabilecek şekilde tasarlanarak sistemin verimini arttırması, defrosta girme süresini uzatabileceği vurgulanmıştır. Fakat yapılan deneysel çalışmalar neticesinde kanat verimlerinin arttırılması için yapılacak arge çalışmalarının yüksek maliyeti yerine optimum kanat tasarımına sahip fanların ve orifislerin kullanımı daha fizibildir. Bunun dışında karbondioksit soğutucu akışkanlı kullanarak sistem verimlerinin R410a'lı tasarımlara göre düşük olmasına karşın akışkanın spesifik özelliklerinden faydalanarak daha stabil bir ısıtma sağlanabileceği vurgulanmıştır.

Kızılkan'a göre [2], buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde aşırı soğutma(subcool) ve aşırı kızdırma(superheat) etkisini ısıl ekonomik açıdan teorik olarak incelemiştir. Çalışmasında sistem elemanları için ekserji analizi yaparak R22 soğutucu akışkanı ile çalışan bir yoğusturucu için farklı dış ortam sıcaklıklarına göre boyutlandırma yapmıştır. Sistemin toplam tersinmezliği, sistem elemanlarının toplam tersinmezliklerinin toplamına eşit olacağından yola çıkarak maksimum verimi sağlayan ideal aşırı kızdırma sıcaklığı değerini $5,6^{\circ}\text{C}$, sistem tersinmezliğini $0,38796 \text{ kW}$ olarak hesaplamıştır.

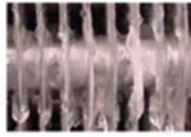


Şekil 2. 2 Aşırı kızdırmalı ve aşırı soğutmalı çevrimin P-h ve T-s diyagramlarında gösterimi

Sistem Elemanı	Tersinmezlik Eşitliği
Kompresör	$I_C = \dot{m}_R T_0 (s_2 - s_1)$
Genleşme valfi	$I_{EV} = \dot{m}_R T_0 (s_6 - s_5)$
Yoğuşturucu I. Bölge	$I_{KI} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{k2} - s_{k1}) - \dot{m}_R (s_2 - s_3) \right]$
Yoğuşturucu II. Bölge	$I_{KII} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{k3} - s_{k2}) - \dot{m}_R (s_3 - s_4) \right]$
Aşırı Soğutma Isı Değiştiricisi	$I_{AS} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{k4} - s_{k3}) - \dot{m}_R (s_4 - s_5) \right]$
Buharlaştırıcı	$I_E = T_0 \left[\dot{m}_e (s_{e2} - s_{e1}) - \dot{m}_R (s_6 - s_7) \right]$
Aşırı Kızdırma Isı Değiştiricisi	$I_{AK} = T_0 \left[\dot{m}_k (s_{e3} - s_{e2}) - \dot{m}_R (s_7 - s_1) \right]$

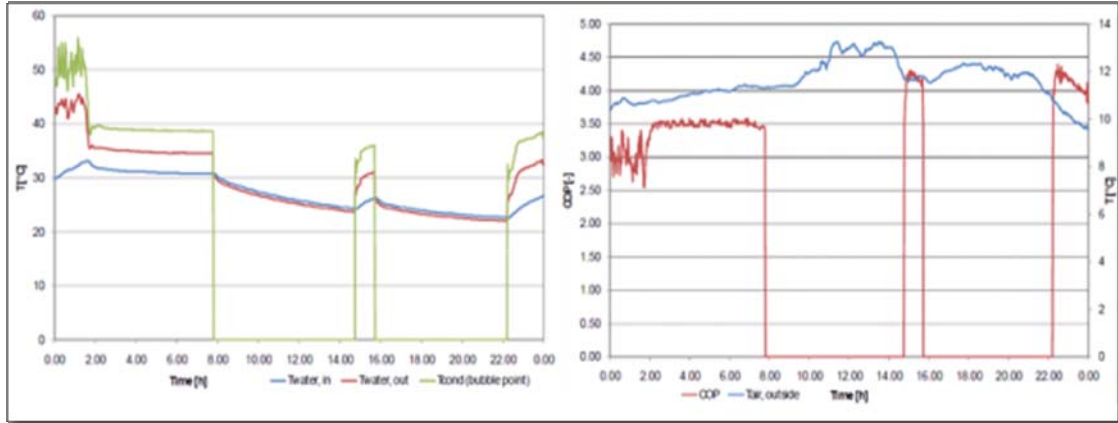
Şekil 2. 3 Kızılkan'a göre sistem elemanlarının tersinmezlik eşitlikleri

Sahinagic ve Albert [3], havadan suya ısı pompası sistemlerinde finlerde oluşan karlanma formunun deneysel incelemiştir. Sürekli bir ısı ve kütle transferinin gerçekleştiği sistemde ortamdan ısının çekildiği finler üzerinde oluşan karlanma formunun finlerin sıcaklığına göre aldığı hal incelenmiştir. Çalışma sonucunda geliştirilen modelleme ve fin resimleri:

Range	δ_{f25}	Correlation	Illustration
I Condensate formation	$> -3^\circ\text{C}$	$\frac{\Delta p_C}{[\text{Pa}]} = \frac{\Delta p_0}{[\text{Pa}]} \cdot \left(1 + 7.2 \cdot \frac{m_{af}}{[\text{kgm}^{-2}]} \right)$	
II Ice formation	$-4.1 \dots -3^\circ\text{C}$	$\frac{\delta_f}{[\text{m}]} = 0.0028 \cdot \frac{m_{af}}{[\text{kgm}^{-2}]}$	
III Ice/frost formation	$-5.5 \dots -4.1^\circ\text{C}$	$\frac{\delta_f}{[\text{m}]} = 0.0051 \cdot \frac{m_{af}}{[\text{kgm}^{-2}]}$	
IV Frost formation	$< -5.5^\circ\text{C}$	For $m_{af} \leq 0.03 \text{ kgm}^{-2}$ $\frac{\delta_f}{[\text{m}]} = 0.0092 \cdot \frac{m_{af}}{[\text{kgm}^{-2}]}$ For $m_{af} > 0.03 \text{ kgm}^{-2}$ $\frac{\delta_f}{[\text{m}]} = 0.0051 \cdot \frac{m_{af}^{0.65}}{[\text{kgm}^{-2}]} - 0.0002$	

Şekil 2. 4 Farklı fin sıcaklıklarında oluşan karlanma formu ve efektif ampirik korelasyon

Duprez ve Dumont [4], deneysel çalışmalarında R410a soğutucu akışkanı ile çalışan havadan suya kaynaklı ısı pompasının değişken devirli kompresör kullanarak daha verimli bir sistem olduğunu ispatlamayı amaçlamışlardır. Ortalama 16 kW’lık bir ısıtma kapasitesi sağlayabilmek için 4,73 kW güç tüketimiyle çalışan bir kompresör kullanarak 3,38 COP değerine ulaşmışlardır. Bu çıktıları 20°C iç, 6°C dış sıcaklık şartlarında test ederek başarmışlardır.



Şekil 2. 5 Kondensasyon, sıcak su giriş, çıkış ve sistem verim eğrilerinin zamana göre değişimi

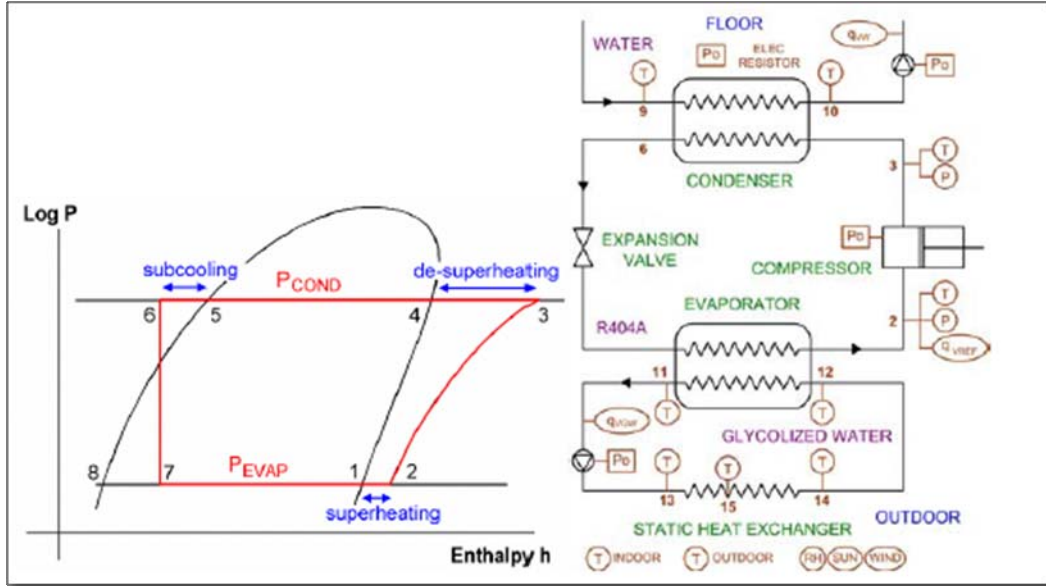
Sistemin çalışması 16 mart – 20 aralık sürekli olarak yapılmış, değişken devirli kompresör kullanımı ile farklı dış ortam sıcaklıklarından dolayı kısmi yüklerde verim artışı gözlenmiştir.

Çizelge 2. 1 Mart-Kasım arasındaki tüketim, verim değerleri ve çalışma süreleri

	Elektrik Tüketimi (Kompresör ve Fan)	Elektrik Tüketimi (Sirk. pompa)	Su ısıtma kapasitesi	R410a ısıtma kapasitesi	Verim (COP)	Toplam çalışma süresi	Gece çalışma süresi
	kWh	kWh	kWh	kWh		%	%
Mart	331,77	26,09	1103,85	118,34	3,08	38,49	65,3
Nisan	201,17	30,25	675,03	758,54	2,92	14,52	63,82
Mayıs	0	0	0	0	0	0	0
Haziran	0	0	0	0	0	0	0
Temmuz	0	0	0	0	0	0	0
Ağustos	0	0	0	0	0	0	0
Eylül	64,8	9,98	278,41	278,41	3,6	5,06	63,1
Ekim	444,04	50,82	1624,01	1624,01	3,18	28,68	81,16
Kasım	845,49	52,16	2615,46	2615,46	2,88	42,72	83,41
Aralık	686,57	36,4	2026,94	2026,94	2,78	51,83	71,74
Toplam	2573,84	205,7	8421,69	8421,69	2,96	28,18	74,76

Dumont, Duprez ve Lepore [4] tarafından, 2005-2006 yılları arasında yapılan uygulama çalışmasında statik yerden ısıtma sistemine sahip bir yapıya havadan suya kaynaklı ısı pompası sisteminin enerji tüketim gözlemi yapılmıştır.

Çalışmalar öncesinde yapılan Refprop 7.0 yazılımı destekli modelleme şu şekildedir:



Şekil 2. 6 Evaporatör ve kondanseri tarafındaki kapasite modelleri(subcool, superheat ve de-superheat)

$$q_{REF}(h_1 - h_7) = q_{SEVAP} c_{PSEVAP} (T_{SEVAPMID} - T_{SEVAPOUT}) = U_{EVAP} A_{EVAP} F_{EV} LMTD_{EV} \quad (1) - (2)$$

$$q_{REF}(h_2 - h_1) = q_{SEVAP} c_{PSEVAP} (T_{SEVAPIN} - T_{SEVAPMID}) = U_{EVAP} A_{EVAP} (1 - F_{EV}) LMTD_{SH} \quad (3) - (4)$$

$$q_{REF}(h_3 - h_4) = q_{SCOND} c_{PSCOND} (T_{SCONDOUT} - T_{SCOND MID2}) = U_{COND} A_{COND} F_{DSH} LMTD_{DSH} \quad (5) - (6)$$

$$q_{REF}(h_4 - h_5) = q_{SCOND} c_{PSCOND} (T_{SCOND MID2} - T_{SCOND MID1}) = U_{COND} A_{COND} F_{CO} LMTD_{CO} \quad (7) - (8)$$

$$q_{REF}(h_5 - h_6) = q_{SCOND} c_{PSCOND} (T_{SCOND MID1} - T_{SCONDIN}) = U_{COND} A_{COND} (1 - F_{CO} - F_{DSH}) LMTD_{SC} \quad (9) - (10)$$

Kompresörün volumetrik veriminin modeli:

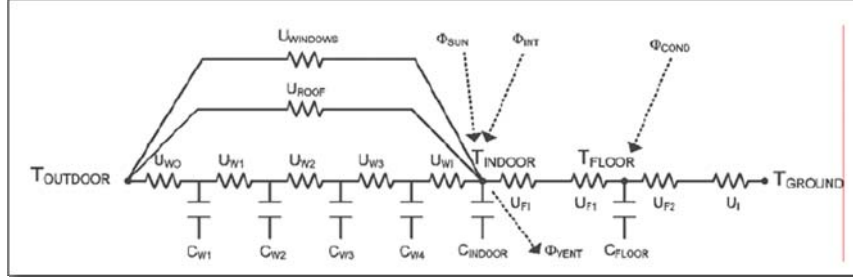
$$q_{REF} = q_V \rho_2 \eta_V \left(\varepsilon, \frac{P_{COND}}{P_{EVAP}}, c_{P2}, c_{V2} \right) \quad (11)$$

Buna göre (1) den (11) eşitliğine kadar tüm eşitlikler kullanılarak q_{REF} , T_{EVAP} , T_{COND} , $T_{SEVAPOUT}$, $T_{SEVAPMID}$, $T_{SCONDOUT}$, $T_{SCOND MID1}$, $T_{SCOND MID2}$, F_{EV} , F_{CO} ve F_{DSH} hesaplanır. Daha sonra, P_{EVAP} , P_{COND} , T_1 , T_8 ve sonuçta Φ_{COND} hesaplanır, P_{ELEC} değeri kullanarak verimliliğe ulaşılır (COP):

$$\Phi_{COND} = q_{REF}(h_3 - h_6) \quad (12)$$

$$P_{ELEC} = \frac{q_{REF}(h_3 - h_2)}{\eta_{ELEC}} \quad (13)$$

$$COP = \frac{\Phi_{COND}}{P_{ELEC}} \quad (14)$$



Şekil 2. 7 Mahalde gerçekleşen ısı transfer mekanizması

Mahal için oluşturulan ısı geçişinin modeli:

$$C_{W1} \frac{dT_{WALL1}}{dt} = U_{W1} A_{WALL} (T_{WALL2} - T_{WALL1}) + U_{WO} A_{WALL} (T_{OUTDOOR} - T_{WALL1}) \quad (15)$$

$$C_{W2} \frac{dT_{WALL2}}{dt} = U_{W2} A_{WALL} (T_{WALL3} - T_{WALL2}) + U_{W1} A_{WALL} (T_{WALL1} - T_{WALL2}) \quad (16)$$

$$C_{W3} \frac{dT_{WALL3}}{dt} = U_{W3} A_{WALL} (T_{WALL4} - T_{WALL3}) + U_{W2} A_{WALL} (T_{WALL2} - T_{WALL3}) \quad (17)$$

$$C_{W4} \frac{dT_{WALL4}}{dt} = U_{WI} A_{WALL} (T_{INDOOR} - T_{WALL4}) + U_{W3} A_{WALL} (T_{WALL3} - T_{WALL4}) \quad (18)$$

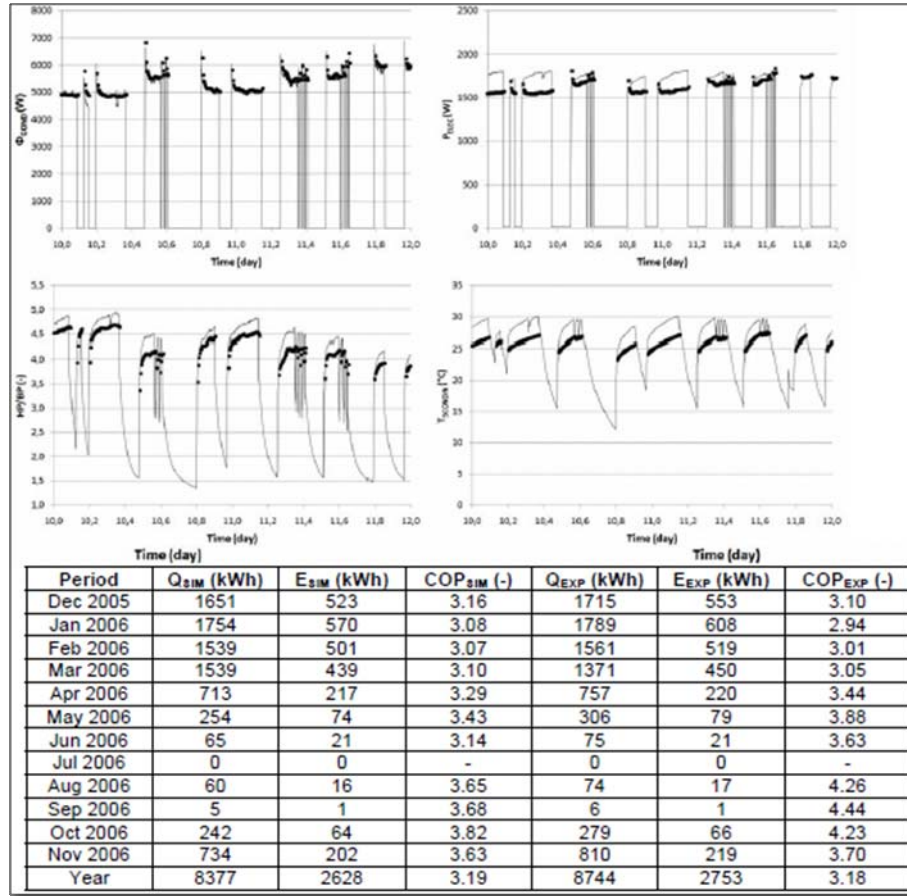
$$C_{INDOOR} \frac{dT_{INDOOR}}{dt} = U_{WI} A_{WALL} (T_{WALL4} - T_{INDOOR}) + (U_{FI} + U_{F1}) A_{FLOOR} (T_{FLOOR} - T_{INDOOR}) + (U_{ROOF} A_{ROOF} + U_{WINDOWS} A_{WINDOWS}) (T_{OUTDOOR} - T_{INDOOR}) - \phi_{VENT} + \phi_{INT} + \phi_{SUN} \quad (19)$$

$$C_{FLOOR} \frac{dT_{FLOOR}}{dt} = (U_{FI} + U_{F1}) A_{FLOOR} (T_{INDOOR} - T_{FLOOR}) + (U_{F2} + U_I) A_{FLOOR} (T_{GROUND} - T_{FLOOR}) + \phi_{COND} \quad (20)$$

Yerden ısıtma devresi için oluşturulan sıcaklık değişiminin modeli şu şekilde oluşturulmuştur:

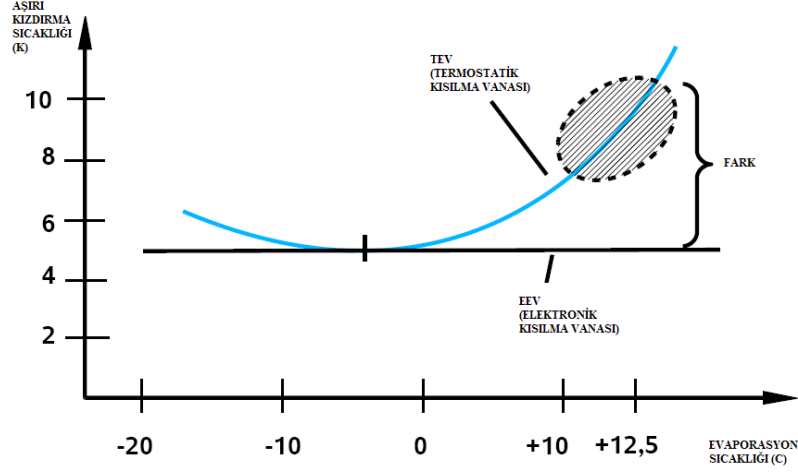
$$T_{SCONDIN} = T_{FLOOR} + (T_{SCONDOUT} - T_{FLOOR}) \exp\left(-\frac{U_{HF} A_{FLOOR}}{q_{SCOND} C_{PSCOND}}\right) \quad (21)$$

Sonuçlara göre yerden ısıtma sisteminin dönüş suyu sıcaklığı kondensasyon sıcaklığını ve performansı etkilemektedir. Yerden ısıtma su devre sıcaklığının hassas kontrolü gerekmektedir.



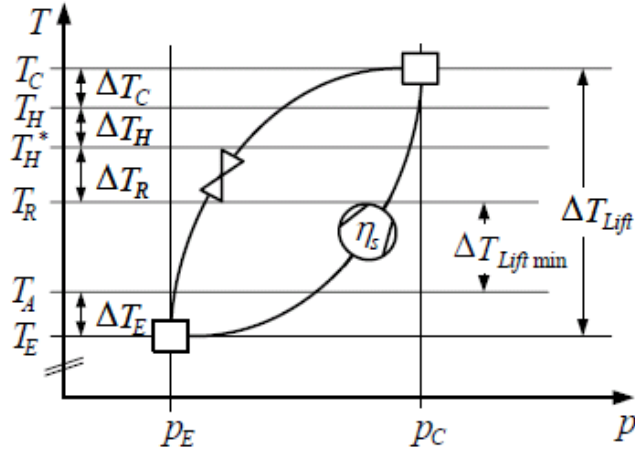
Şekil 2. 8 Sistemin ısıtma kapasitesi, güç tüketimi, COP ve yıllık maliet değerleri

Bruderer [5], ısı pompalarında kullanılan elektronik ve termostatik kısılma vanalarının farklı çalışma sıcaklıklarında gösterdikleri mekanik tepkilere göre hassasiyetlerinin karşılaştırmasını yapmıştır. Evaporatörlerdeki değişken ısı yüklerinin kontrolü için stabil bir aşırı kızdırmaya ihtiyaç olduğunu ve düşük kapasiteli ısı pompalarında bu kontrolün elektronik kısılma vanaları ile daha hızlı tepki süresinde daha hassas kontrol edilebileceğini belirtmiştir. 100 kW ve üzerindeki kapasitelere sahip evaporlü sistemlerde hassasiyetin daha düşük olduğu için termostatik kısılma vanasının kullanımının daha fizibil sonuçlar verdiğini açıklamıştır.



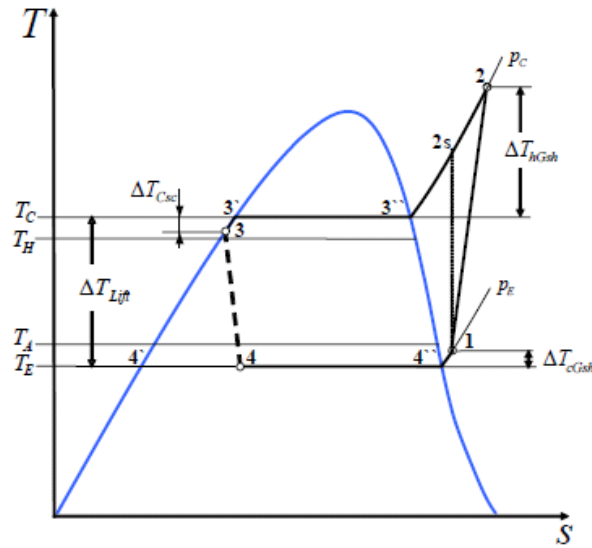
Şekil 2. 9 EEVve TEV’lerin farklı evaporasyon sıcaklıklarındaki tepkilerinin karşılaştırılması

Gasser ve Welling [7], havadan suya ısı pompası sistemlerinin potansiyel verimlerini incelemek ve mevcut verim değerlerini arttırmaya yönelik ekserji analizi yapmıştır.



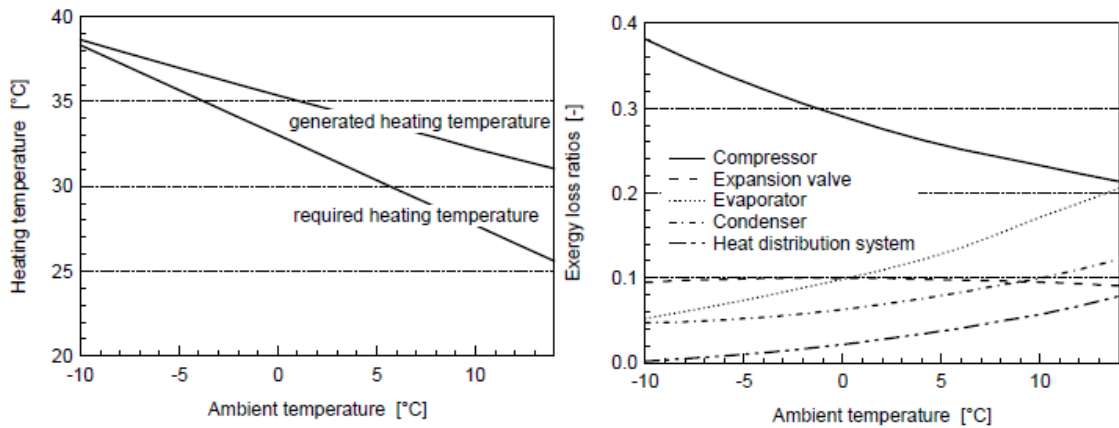
Şekil 2. 10 Bir ısı pompası sistemindeki sıcaklık ve basınç gradyenlerinin diyagramında gösterimi

Buna göre tüm ekserji kayıplarının evaporasyon (T_E) ve kondensasyon (T_C) sıcaklıklarının farkından (ΔT_{lift}) kaynaklandığı savunulmuştur. Bu fark, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma devrelerindeki sıcaklıkların sapmasına neden olarak evaporasyon ve kondansasyon basınçlarını değiştirecek, basınç farkı kompresörün güç tüketimini arttırarak sistem verimini düşürecektir.



Şekil 2. 11 Sistemindeki aşırı kızdırma, aşırı soğutma noktalarının T-s diyagramında gösterimi

Kondanser, evaporatör, kompresör ve kısılma sisteminde yapılan ekserji analizleri neticesinde değişken dış sıcaklık şartlarında tersinmezlikler nedeniyle ihtiyaç duyulan kapasitenin üzerindeki sıcaklıklarda üretilen enerjinin sistem verimini düşürdüğünü, özellikle dur/kalk tahrikli bir kompresör yerine sürekli bir çalışma sağlayan değişken devirli kompresör kullanımı ve evaporasyonun gerçekleştiği (dış ortamdan enerji alan ısı değiştiricinin) hassas bir kısılma vanası ile kontrol edilmesi ile ekserjik kayıpların düşürülerek havadan suya ısı pompası sistemi için en ideal verim değerine ulaşılabileceği sonucuna varılmıştır.



Şekil 2. 12 Sistemindeki ekserjik kayıpların dış ortam sıcaklığına göre değişimi

P.K Bansal ve B. Xu [6] diadiyabatik kılcal boruda soğutkan akışını hazırladıkları model yardımı ile incelemislerdir. Parametre olarak yoğusma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, kılcal boru girişindeki aşırı soğuma sıcaklığı, dönüş borusu girişinde aşırı kızma miktarı, adiyabatik bölgenin uzunluğu, ısı değıştiricisi boyu uzunluğu ve kılcal borunun iç çapı belirlenmiştir. Kılcal borulardaki akışın karakteristiğini belirlemek için kurulan ve kütle, momentum ve enerjinin korunum yasalarını içeren sayısal bir model anlatılmaktadır. Kurulan sayısal modelde, soğutkan olarak R134a kullanılmış ve model içerisinde hem termodinamiksel hem de geometrik parametrelerin etkileri incelenmiştir. Sınır şartlarından birinin değışimi sonucunda kılcal borusunun performansında meydana gelen farklılık karşılaştırılmış ve akış karakteristiğinde meydana gelen değışim de temel fizik yasalarının bakış açısından hareketle açıklanmıştır. Sayısal model kullanılarak gerçekleştirilen sayısal analizde kullanılan termodinamiksel ve geometrik parametreler aşağıdaki çizelgede verilmiştir.

Parametreler	Değer
Kılcal Borusu Giriş Uzunluğu (L_{inlet})	0,7 m
Isı Değıştiricisi Uzunluğu (L_{idx})	1,0 m
Kılcal Boru İç Çapı (D_c)	0,66 mm
Kılcal Boru Dış Çapı ($D_{c,o}$)	2 mm
Dönüş Borusu İç Çapı (D_s)	6,6 mm
Dönüş Borusu Dış Çapı ($D_{s,o}$)	10 mm
Kılcal Boru İç Yüzeyinin Pürüzlülüğü (ϵ_c)	0,00046 mm
Dönüş Borusu İç Yüzeyinin Pürüzlülüğü (ϵ_s)	0,00046 mm
Buharlaşma Sıcaklığı (T_{evap})	258,15 K
Yoğuşma Sıcaklığı (T_{cond})	308,1 K
Dönüş Borusundaki Aşırı Kızma Miktarı (ΔT_{sup})	2 K
Kılcal Borusu Girişindeki Aşırı Soğuma (ΔT_{sub})	1 K

Şekil 2. 13 Sayısal modelde kullanılan parametreler

Çalışmada, kılcal borunun oluşturuğu basınç düşümü etkisi ile bu etkiye zıt yönde tepki veren tekrar yoğusma durumu çalışılmıştır. Söz konusu parametrelerin “basınç düşümü tekrar yoğusma” prosesi içerisindeki etkileri hazırlanan simülasyon programı yardımı ile çalışılmıştır.

Saechan [7]'de optimum konfigürasyona sahip kanat-boru tipi ısı değıştiricisi (yoğusturucu) tasarımı için matematiksel model oluşturmıştır. Analiz için soğutucu akışkan ve hava tarafındaki minimum entropi üretimi kriter olarak değerdendirilmiştir. Yapılan bu çalışmada ısı geçinin, basınç düşüşüne göre daha çok entropi üretimi gerçekleştirdiğı belirtilmiştir. Entropi üretimi, boru sıra sayısının ve boru çapının azalması, kanat aralığının ise artmasıyla, azalmaktadır. Optimum boru çapının 6.35 mm ile 12.7 mm arasında değıştiğı, yaklaşık olarak 1 inch (2.54 cm) başına 11- 12 kanatın optimum konfigürasyonu verdiğı ileri sürülmüştür.

Chu (2008) kanatlı-oval borulu, boylamasına vorteks yaratıcılara sahip (Longitudinal Vortex Generators) ısı değıştiricilerinin ısı geçişinin ve akış yolunun 3 boyutlu nümerik analizini yaparak bir çalışma yürütmüştür. Yapılan bu çalışmada Nu sayısının ve f sürtünme faktörünün boru sıra sayısının artmasıyla birlikte azaldığı belirtilmiştir. Düşük boru sıra sayısının daha iyi ısı geçişi sağladığı ortaya koyulmuştur.

Sahin (2007) tasarım değışkenleri için gerekli olan optimum değerler ve performans analizi konusunda deneysel çalışma yapmıştır. Deney 13500-42000 Reynolds sayılarında, Sy / D (yatay aralık/Boru dış çapı) 1.208, 1.944 ve 3.417 oranlarında iken gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada Taguchi metodu kullanılmış, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü performans değışkenleri olarak düşünülmüştür. Yapılan bu çalışmada en iyi ısı geçiş değeri 42000 Reynolds sayısında, 50 mm kanat yüksekliğinde 1.208 Sy/D oranında iken elde edilmiştir. Sürtünme katsayısı konusunda ise en etkili değışkenin kanat yüksekliğinin olduğu belirtilmiştir. Minimum sürtünme katsayısının, kanat yüksekliği 50 mm, 42000 Reynolds sayısında ve 3.417 Sy/D olduğunda elde edildiğı belirtilmiştir.

Byun (2007) ısı değıştiricisi ve soğutucu akışkan tiplerinin, boru içi konfigürasyonunun, fin geometrisinin buharlaştırıcı performansı üzerindeki etkisini, Domanski tarafından geliştirilen EVSIM korelasyonunu kullanarak incelemiştir. Çapraz-karşı akışlı ve çapraz-parallel akışlı ısı değıştiricisi çeşitleri kullanılmıştır. Soğutucu akışkan olarak R-134a, R-410A ve R-22 değerdendirilmiştir. Çalışmada pürüzsüz ve geliştirilmiş boru tipleri kullanılmıştır. Hava tarafı performansı için levha kanatlı, dalgalı kanatlı, oyuk (Slit-fin) kanatlı ısı değıştiricileri değerdendirilmiştir. Yapılan bu çalışmada girişteki havanın 27°C sıcaklığında ve %50 bağıl nemde olması durumunda, ısı geçiş oranının çapraz-karşı akışlı ısı değıştiricilerinde, çapraz-parallel ısı değıştiricilerinden %3 daha

fazla olduğu belirtilmiştir. Bu durumun çapraz-karşı akışlı ısı değiştircilerinde ortalama logaritmik sıcaklık farkının daha fazla olmasından kaynaklandığı ifade edilmiştir. Aynı hava giriş sıcaklığı ve bağıl neminde, R-410A'nın kütlesel debisinin R-22'ye göre daha az olduğu, aynı zamanda ısı geçiş oranının R-410A'da daha fazla olduğu belirtilmiştir. R-134a'nın kütlesel debisi R-22'den fazla, fakat ısı geçişinin R-22'den daha az olduğu belirtilmiştir. 5°C'lik kızgınlık derecesini karşılamak için gerekli olan kütlesel debinin en fazla R-134a'da olduğu, en az ise R-22 ve R-410A'da olduğu, fakat ısı transfer oranında ise durumun tam tersi hal aldığı ileri sürölmüştür. Geliştirilmiş borularda, soğutucu akışkan tarafında ısı geçişinin, pürüzsüz borulara göre iki kat daha fazla olduğu, aynı zamanda da basınç düşüşünün de geliştirilmiş borularda, pürüzsüz borulara göre %45–50 daha fazla olduğu belirtilmiştir. Hava hızının 2,4 m/s ve soğutucu akışkanın R-22 olduğu durumda oyuk kanatların, levha kanatlara göre % 54 daha fazla ısı geçişi sağladığı ifade edilmiştir. Dalgalı kanatların ise, levha kanatlara göre % 4,6 daha iyi ısı geçişi sağladığı belirtilmiştir.

Stewart (2005) optimum yoğusturucu tasarımı için sistem modellemesi yapmıştır. Bir optimizasyon algoritması ile bu modeli kullanarak optimum tasarım için 10 farklı tasarım değişkenini, belli kısıtlamalar altında sistem STK'ya bağlı olarak optimize etmiştir. Yapılan bu çalışmada 8,8 kW kapasiteli, R410A soğutucu akışkana sahip kanat boru tipi bir yoğusturucu tasarımı optimize edilmiştir. Optimizasyon isleminde malzeme maliyeti, yüzey alanı kısıtlamalar olarak ele alınmıştır. Çalışmada en küçük boru çapında, 7,9 mm, herhangi bir maliyet ve yüzey alanında, en iyi sonuç alınmıştır.

Yan (1999) deneysel çalışma yaparak kanat-boru tipi ısı değiştircisinin ısı geçişi ve basınç düşüşünü karakteristiklerini levha, panjurlu ve dalgalı kanat yüzeyleri için incelemiştir. Sonuçlar f sürtünme faktörü ve Colburn j faktörü, 300–2000 arasında değişen Reynolds sayısına karşılık gelecek sekilde grafiklere dökölmüştür. Yapılan bu çalışmada aynı Reynolds sayısında panjurlu kanatların, levha kanatlara göre en yüksek f ve j değerlerine ulaştığı gözlemlenmiştir. Aynı yüzey hızında basınç düşüşünün DP , artan boru sıra sayısıyla, arttığı belirtilmiştir.

Domanski (2004), R600a (isobutane), R290 (propane), R134a, R22, R410A ve R32'nin performanslarını optimize edilmiş kanatlı-borulu bir ısı değiştircisinde değerlendirmiş ve sistem STK üzerindeki etkisini analiz etmiştir. Yapılan bu çalışmada çıkış doyma sıcaklığı 7°C ve R22 soğutucu akışkanı referans alınmıştır. Çalışmada R32, R410A ve

R290 soğutucu akışkanlarının %14,5, %10,7, %6 oranlarında daha büyük kapasiteye sahip olduğu, R134a ve R690A soğutucu akışkanlarının ise %5,2 ve %9,5 oranlarında daha düşük kapasiteye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Simülasyon sonuçlarında R290'nın STK üzerindeki etkisinin R22'ye oranla %3 oranında daha iyi olduğu ortaya koyulmuştur. Sonuç olarak yüksek basınç soğutucu akışkanlarının, düşük basınç soğutucu akışkanlarına göre daha düşük STK değerlerine sahip oldukları gözlemlenmiştir. Fakat yüksek basınç soğutucu akışkanları kanatlı-borulu ısı değiştiricilerinde daha iyi performans yerine getirme eğilimindedirler ve bu etkinin STK üzerindeki teorik dezavantajı hafiflettiği belirtilmektedir.

Çizelge 2. 2 Farklı soğutucu akışkanların sistem STK üzerindeki etkileri.

38.0 °C Condensing temperature							
Refrigerant	T_{sat} (°C)	COP	$(COP-COP_{R22})$ / COP_{R22} (%)	T_{sat} (°C)	COP	$(COP-COP_{R22})$ / COP_{R22} (%)	Q _i /Q
R600a	7.0	4.103	5.3	5.7	3.895	-0.1	0.22
R134a	7.0	3.993	2.4	6.4	3.896	-0.1	0.22
R290	7.0	3.929	0.8	7.7	4.036	3.5	0.21
R22	7.0	3.898	0.0	7.0	3.898	0.0	0.21
R410A	7.0	3.703	-5.0	8.1	3.874	-0.6	0.21
R32	7.0	3.701	-5.1	8.5	3.926	0.7	0.21
45.0 °C Condensing temperature							
Refrigerant	T_{sat} (°C)	COP	$(COP-COP_{R22})$ / COP_{R22} (%)	T_{sat} (°C)	COP	$(COP-COP_{R22})$ / COP_{R22} (%)	Q _i /Q
R600a	7.0	3.237	5.7	5.8	3.111	1.6	0.22
R134a	7.0	3.133	2.3	6.4	3.064	0.0	0.22
R290	7.0	3.074	0.4	7.8	3.155	3.0	0.21
R22	7.0	3.063	0.0	7.0	3.063	0.0	0.21
R410A	7.0	2.869	-6.3	8.2	2.995	-2.2	0.21
R32	7.0	2.878	-6.0	8.5	3.073	-0.8	0.21

S. Yana Motta ve Piotr A. Domanski (2000) tarafından artan ortam sıcaklığının, buhar sıkıstırmalı bir çevrimde STK ve enerji harcaması üzerine etkisi incelenmiştir. Bu çalışmada özellikle R-22, R-410A ve R-407C incelenmiştir. Freonun yerine geçmeye aday olan bu iki soğutucu akışkanın karşılaştırmalı analizi yapılmıştır. Buna göre, buhar sıkıstırmalı bir sistemin STK değeri, artan ortam sıcaklıklarıyla birlikte düşmektedir. Bu düşüşe etki eden en önemli iki neden ise, soğutucu akışkanın kritik sıcaklık derecesi ve P-h diyagramının şekli olduğu söylenmektedir. R22 için yapılan çalışmalarda iç ortam şartları sabitken dış ortam sıcaklığının 35°C'den 46,1°C'ye çıkarılması sonucu EER'de %24-41 arasında bir kayıp ve kapasitede yaklaşık %20 bir azalma tespit edilmiştir. 48,8oC için ise kapasitede %11-20 arasında, EER'de ise %34-39 aralığında bir azalma saptamışlardır. R410 için aynı çalışmalar daha sonra uygulanmıştır. Simülasyon ve

modelleme sonucunda R410A'nın kütle akışı, soğutucu akışkanın basınç düşümünün R22'nin basınç düşümüyle aynı olmasını sağlayacak değerde seçildiğinde, R410A'nın %55 daha iyi performans verdiği gözlemlenmiştir.

Çizelge 2. 3 Farklı soğutucu akışkanların sistem STK üzerindeki etkileri.

Ambient Air Temp.		28 °C (82 °F)	35 °C (95 °F)	46 °C (115 °F)	52 °C (125 °F)	57 °C (135 °F)
Capacity (kW)	R-22	12.84	11.98	10.63	9.95	9.32
	R-410A	13.01	11.92	10.20	9.32	8.50
	Rel' (%)	1.3%	-0.5%	-4.0%	-6.3%	-8.8%
COP	R-22	3.79	3.11	2.26	1.92	1.64
	R-410A	3.99	3.19	2.19	1.79	1.47
	Rel' (%)	5.3%	2.4%	-3.4%	-6.9%	-10.7%

Tablodan da anlaşılacağı üzere, R410A R22'ye göre daha düşük termodinamik verimliliğe sahip olmasına rağmen, daha yüksek kompresör performansına sahip olduğundan, 45°C'nin altındaki ortam sıcaklıkları için R22'ye oranla daha yüksek verimle çalışmaktadır. Ancak, 47°C'yi asan dış ortam sıcaklıklarında R22'nin performansının R410A'nın önüne geçtiği görülmektedir. Split ve pencere tipi klimalar üzerinde yapılan deneylerde ise 51,6°C'yi asan sıcaklıklarda R410A kapasite ve EER değerlerinin R22'nin %12 oranında gerisinde kaldığı görülmektedir. Artan sıcaklıklarda aşırı soğutma derecesinin arttırılmasının yararı olduğu görülmektedir. Bu sonuçlar haricinde, tüm soğutucu akışkanlar için yüksek sıcaklıklarda kapasitedeki düşüşün yoğunlaştırıcı büküklüğü, akışkan debisi, kısılma vanası gibi birçok değişkeni bulunduğu belirtilmektedir. Tüm çalışmaların ortak bir sonucu olarak ise R410A'nın artan sıcaklıklardaki performans düşüşü, R22'ye oranla yaklaşık %10 daha fazladır. Son olarak, ortam sıcaklığının yaklaşık olarak 57,2°C'yi geçmesi durumunda, R410 akışkana sahip bir klimaların termodinamik çevrimi bozulmaya başlamaktadır. Bu sıcaklık, bu soğutucu akışkanı kullanan bir klima için azami dış ortam sıcaklığı olarak kabul edilmesi gerektiği ortaya çıkmıştır.

Buluşa bağı olarak, çıkış boru sayısında yaratılan artış sayesinde akışkan debileri, her iki Çalışma modunda da birbirine yakın tutulmakta ve tek kısılma elemanı kullanımının yeterli olduğu iddia edilmektedir. Bu, hem maliyet, hem de imalat avantajı demektir. Sonuç olarak, akışkanın bu şekillerde yönlendirilmesi ve çıkış giriş sayılarının ayarlanmasıyla, ısıtma modunda aşırı soğutma yaratılmaktadır. Bu sayede 2 modda da aşağı yukarı eşit miktarlarda akışkan debisi gerekmektedir. Bu da tek kısılma vanası kullanma olanağı yaratmaktadır. İkinci olarak, bu sayede ısıtma ve soğutma performansları optimize edildiği gibi imalat maliyetinde de tek vanaya inilmesi dolayısıyla bir düşüş beklenmektedir. Yani, farklı Çalışma basınçları ortadan kaldırılarak soğutma modunda 2, ısıtma modunda 1 kısılma vanası kullanımından doğan problemin ortadan kaldırılabilceği iddia edilmektedir.

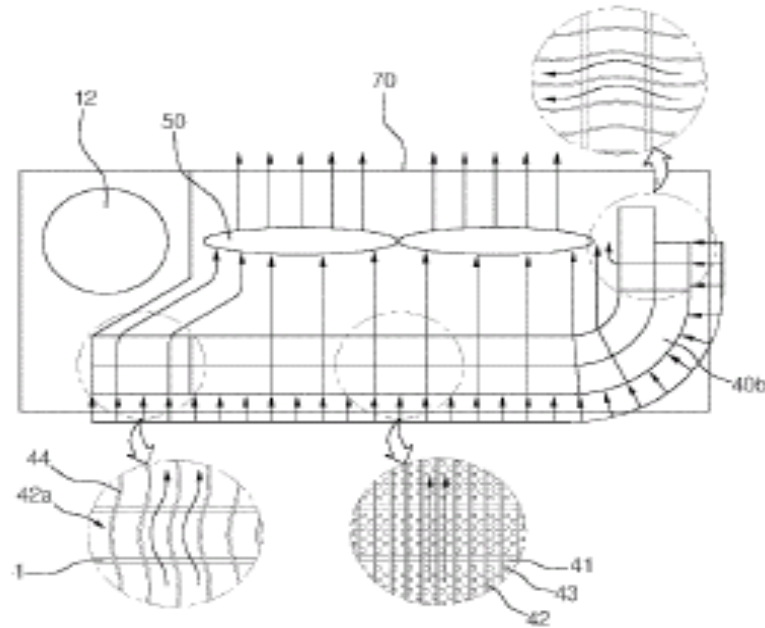
2.1.2 KR20050018481 – Bir klimada Defrost Problemi Çözümü

Patent, Samsung tarafından 2005 yılında alınmıştır. Kısın, iklimlendirme cihazları ısıtma modunda çalışırken, dış ünite buharlaştırıcı olarak görev yapmakta ve üzerinden geçen havayı soğuttuğundan üzerinde yoğunlaşma görülmektedir. Yazın dış ortam sıcaklığının yüksek olması sebebiyle iç üniteye büyük oranda, kısın dış ortam sıcaklığının donmaya sebebiyet verecek değerlerde olması nedeniyle de dış üniteye defrost (buz eritme) işlemi yapılması zorunluluğu getirmektedir. Defrost işleminde eşanjörde oluşan karlanma, yüzey sıcaklığının çeşitli yollarla yükseltilmesi sayesinde periyodik olarak engellenmektedir. Fakat kanat ucuna akıp biriken suyun donması problem yaratmaktadır. Bu patent, dış üniteye yoğunlaşan suyun drenajı ile ilgili yenilikçi bir çözüm sunmaktadır. Suyun donmadan drene edilebilmesi için, dış üniteye eşanjör ile şasi arasında taşıyıcı bir eleman vasıtasıyla mesafe bırakılmış ve bu elemanın üzerinde donmayı engellemek için ise ısıl izolasyon malzemesi kullanılmıştır. Sonuç olarak, bu tasarımın iddia ettiğine göre, genellikle ısı değiştiricisinin alt bölgelerinde başlayan donma olayı, suyun donmaya dirençli malzemeden imal edilmiş destek elemanının üzerinden uzaklaştırılması sayesinde geciktirilmektedir.

Şekilde belirtilen denklem 2.2’de ise oranın, 2 den küçük olduğu durumda hızın çok yükseldiği, gaz ve sıvı faz ayrımının görüldüğü iddia edilmektedir. 13’ten büyük olduğu durumda azalan hızların, yerçekiminin etkisini karşılayamadığı söylenmektedir. Bu esitsizlikte ise, çapın küçük olduğu durumda giren akışkanın hızı yükselmekte ve bu nedenle düzgün dağılım göstermeyen akışın homojen hale çevrilmesi zorlaşmaktadır. Çapın büyük olması durumunda ise yerçekiminin etkisi ile altta sıvı üstte gaz fazı akmakta ve homojen yapı elde edilemediği ifade edilmektedir. Sonuç olarak, montaj açısından %10’luk, kuruluk derecesinde 0,2-0,4 veya akışkan debisinde %50-%100’lük bir fark yaratıldığı takdirde istemlerin gerçekleşeceği iddia edilmektedir.

2.1.4 KR20040067172A – Defrost Süresi Geciktiren Eşanjör Tasarımı

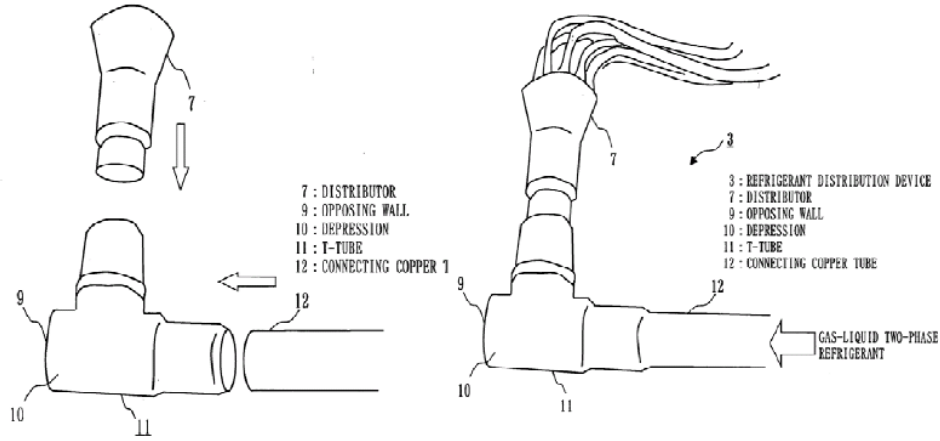
2004 yılında LGE tarafından alınan bu patentte, dış ünite de oluşan karlanmayı geciktirmek için bir çözüm savunulmaktadır. Dış ünite ısı değiştiricisinin uç kısımlarında kanat aralıkları arttırılıp orta kısmında ise yakınlaştırılarak karlanma sürecinin geciktirildiği iddia edilmektedir.



Şekil 2. 17 KR20040067172A’da ısı değiştiricinin yan ve orta kısımlardaki finler arasındaki fark

2.1.5 EP1895250A1 – Bir Distribütör Tasarımı

2007 yılında Mitsubishi tarafından alınan patentte, akışkanı düzgün dağıtan, hacimsel açıdan tasarruf sağlayan ve akışkan dağıtımı için kapileri boru boylarını ayarlama gereksinimini ortadan kaldıran bir manifold tasarımı anlatılmaktadır.



Şekil 2. 18 EP1895250A1 numaralı patentte tasarlanan bağlantı detayı

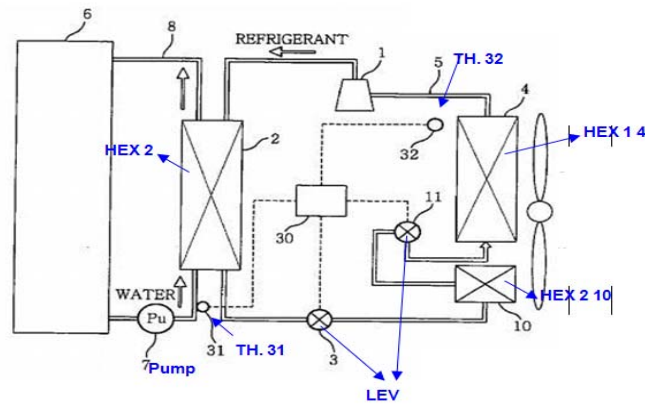
Şekilde görülen köşe bağlantısı, 90 dereceye yakın bir açıda bulunmaktadır. T bağlantı (11), üç adet bağlantı barındırmaktadır. Bir ucu distribütöre, biri gelen bakır boruya bağlıdır. 9 numara ile gösterilen kısmın ise sızdırmazlığı sağlanmıştır ve burada akışı bastırmaktadır. Sonuç olarak, distribütöre akışkan getiren boruda böyle bir düzenlemeye tanımlanan problemin önüne geçilmesi amaçlanmıştır.

Bu patentteki buluş sayesinde, akışkan dağıtım elemanından önce yer alan düz borunun bir kısmından tasarruf edilmiş olunur. Aynı zamanda akışkanı devrelere dağıtmak için kapileri boru uzunluklarını ayarlamak gereksinimini ortadan kaldırdığı söylenmektedir. Bunun dışında, bulusun distribütör öncesinde yer alan dirsek içerisinde akışkanın santrifüj kuvvetinden kaynaklanan düzgün olmayan sıvı-buhar dağılımını önlediği belirtilmektedir. Bulusta söz konusu olan akışkan dağıtım elemanı, öncesindeki bir giriş borusunu da kapsamaktadır. Açıklamalara göre, soğutucu akışkan distribütör öncesinde sıvı-buhar karışımı olarak gelmektedir ve sıvı fazın yoğunluğu daha fazla olduğu için R-Bend'in çevresine doğru düzgün olmayan bir dağılım göstermektedir. Bunun getirdiği sonucu karşılamak için ise R köşeden çıkıldıktan sonra akışkan dağıtıcısına kadar bir miktar düz boru gerektiği söylenmektedir. Bu düz boru uzunluğunun sağlanamayacağı yerlerde ise, R köşedeki problemin kendisinin çözülmesi gerekmektedir. R köşede akışkanın düzgün olmayan bir karışım haline gelmesi su sebepten dolayı sakıncalıdır ki; bu köşeden geçip devam ettikten sonra iç ünite ısı değiştiricisi devrelere farklı kurulum

derecelerinde ve debilerde dağılır ki aslında istenilen durum debi ve kuruluk derecesinin birbirine olabildiğince yakın olduğu durumdur.

2.1.6 EP1650508 – Havadan Suyu Isı Pompası Soğutma Çevrimi Tasarımı

2006 yılında Çin menşeli bir firma tarafından alınan havadan suya ısı pompası devre tasarımında ana kondanserden önce daha küçük boyutlu bir ısı değiştirici eklenerek ana kondanserin zorlanmış şartlardaki veriminin artırılmasına ve sistem hacminin daha verimli kullanılması amaçlanmıştır. Sistemin kontrolü 3 ve 11 numaralı 2 adet elektronik kısılma vanasının 30 numaralı kontrol aygıtı tarafından yönetilmesi ile sağlanmıştır. Dış ünite içerisinde yer alan ölü bölgelerin kullanımına yönelik şasi üzerindeki modifikasyonlar sonucunda dış ünite fanının kanat boyutları artırılmış, 10 numaralı ilave kondanser eklenerek sistemin ısı transfer yüzey alanı artırılarak performansın artırılması tasarlanmıştır.



Şekil 2. 19 EP1650508 numaralı patentte tasarımı düşünülen ısı pompası devresi

Bu patentlerin dışında ısı pompaları hakkında sistem tasarımına ve sürekliliğine yönelik özümleri içeren patentler incelenmiştir. Genellikle kondanser altına ve kompresör öncesinde yer alan akümülatörün içerisine yerleştirilen elektrikli ısıtıcı desteği sayesinde zorlanmış dış ortam şartlarında ısıtma performansının ve sürekliliğinin korunması amaçlanmıştır. Ayrıca bazı patentlerde daha stabil bir ısıtma ve daha yüksek çıkış suyu sıcaklığı sağlayabilmek adına soğutucu akışkan olarak karbondioksit kullanımı içeren tasarımlar yapılmıştır. Sistem basınçlarının yüksek, ekipmanların aşınması ve yeterince dayanıklı olmaması nedeniyle uzun vadede kalite problemlerine karşı önlem alınması gerektiği vurgulanmıştır.

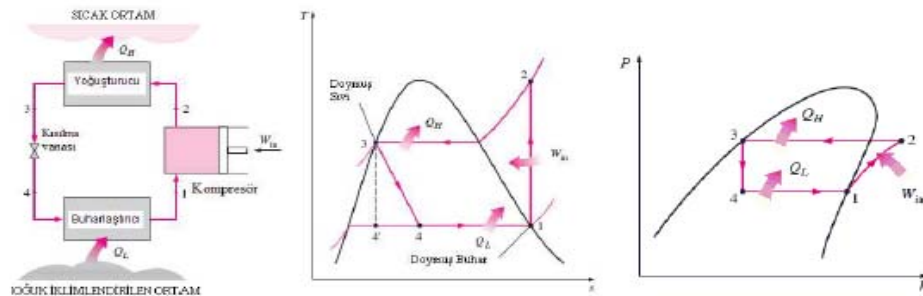
BÖLÜM 3

SİSTEMİN TEMEL PRENSİPLERİ VE BİLEŞENLERİN MODELLENMESİ

3.1 Temel Prensipler

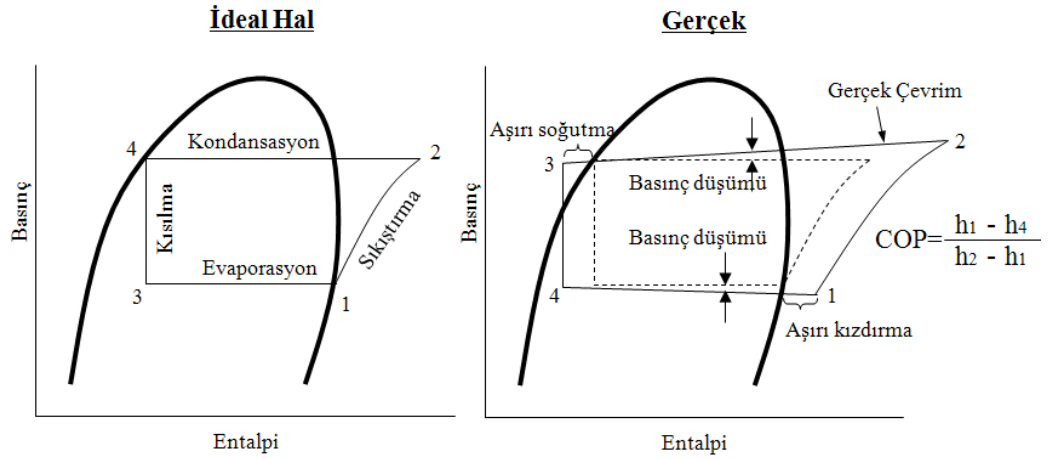
3.1.1 Soğutma Çevrimi

Soğutucu akışkan kullanan, ısıtma ve soğutma görevinde kullanılan bütün cihazlar soğutma çevrimi esasına göre çalışmaktadır. Çevrim, kompresör, kısılma vanası, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan oluşmaktadır. Soğutma çevrimi sıcaklık-entropi, basınç entalpi diyagramlarında gösterilebilmektedirler. Soğutma çevriminde, kompresör soğutucu akışkanı buharlaştırıcı çıkışından alıp daha yüksek sıcaklık ve basınçtaki 2 noktasına getirmektedir. İdeal çevrimde bu işlem izentropik olarak gerçekleşmektedir. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar bölgesindedir. Yoğuşturucuya bu fazda giren soğutucu akışkan, önce duyulur olarak soğuyarak yoğuşma sıcaklığına gelmekte, daha sonra da 2 fazlı bölgede ısısının büyük bölümünü sıcak dış ortama aktarmaktadır. Bu noktadan kısılma vanasına gönderilen soğutucu akışkan, burada basıncını kaybederken sıcaklığı da düşmektedir.



Şekil 3. 1 İdeal buhar sıkıştırımlı çevrim, T-s ve lnP-h diyagramlarında gösterimi

İdeal çevrimde kısılma işlemi izentalpik olarak gerçekleşmektedir. Kısılan soğutucu akışkan ıslak buhar bölgesinde buharlaştırıcıya girmekte ve buharlaşmaktadır. Buharlaşırken ortamdan ısı çekerek mahâli soğutmaktadır. Soğutucu akışkan, buharlaştırıcıdan doymuş buhar olarak çıkıp kompresöre dönmektedir. İdeal çevrimin aksine gerçek çevrimde, sıkıştırma işlemi izentropik olmamaktadır. Kompresörden soğutucu akışkana bir miktar ısı geçişi meydana geldiğinden bu eğri, kompresörün izentropik verimine bağlı olarak sağ tarafa yatmaktadır. Aynı şekilde kısılma işlemi de izentalpik gerçekleşmemektedir. Bunun haricinde, kompresörün çalışma şartlarını güvence altına almak için, soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan kızgın buhar olarak çıkartılmaktadır. Böylece soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığının bir miktar üstünde buharlaştırıcıyı terk etmektedir. Bu miktara, kızdırma derecesi denmektedir. 3-5°C arasında değişmektedir. Bu işlem, verimin düşmesine neden olmaktadır. Yoğusturucu ise soğutucu akışkan, yoğusma sıcaklığından daha aşağı sıcaklıklara soğutulmaktadır. Bu sayede, soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük kuruluk derecesinde girebilmekte ve soğutucu akışkanın soğutma etkisinde artış yaratılabilmektedir.



Şekil 3. 2 İdeal ve gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimin lnP-h diyagramlarında gösterimi

3.1.2 Isıtma ve Soğutma Tesir Katsayıları

Soğutma çevrimi esasıyla çalışan makinelerde verim değerleri ısıtma ve soğutma tesir katsayılarıyla bulunmaktadır. Yoğusturucu ve buharlaştırıcıda is yapılmadığı, kompresörün de adyabatik kabul edildiği bir sistemde ısı pompası ve soğutucu içi ITK ve STK su formüllerle bulunmaktadır:

$$STK = \frac{Q_L}{W_{net, gir}} \quad (3.1)$$

$$ITK = \frac{Q_H}{W_{net, gir}} \quad (3.2)$$

Bu katsayıların büyüklüğü, çevrimin performansı hakkında bilgi vermektedir. Buna göre ITK ve STK'nın yükselmesi istenmektedir. Çünkü bu katsayılar arttıkça, harcanan ise karşılık yapılan iş miktarı artış göstermektedir. Dolayısıyla çevrim verimi artmaktadır.

3.1.3 Soğutucu akışkan tipi ve seçimi

Soğutucu akışkan seçimi, iklimlendirme sistem performans ve çalışma aralığını önemli ölçüde değiştirmektedir. Bu nedenle sisteme uygun soğutucu akışkanı tercih ederken birkaç kriteri göz önünde bulundurmak gerekmektedir. Soğutucu akışkandan istenen özellikler; ısı dengede, güvenli, ucuz, kullanılan boru malzemeleriyle uyumlu yüksek ısı performansına sahip ve çevreyle dost olmasıdır. Özellikle ozon tabakasının delinmesi ve sera etkisinin artmasıyla birlikte alınan

önlemler çerçevesinde R12, R22 v.b. soğutucu akışkanlarının kullanımı yasaklanmıştır. Eskiden endüstriyel ortamda büyük oranda kullanılmakta olan bu gazın yerine ise alternatif olarak R134a, R410A gibi azeotrop soğutucu akışkanları tercih edilmiştir. Bu gazlardan R410A freona oranla daha yüksek basınçta çalıştığından termodinamiksel kapasitesi de daha düşük olmaktadır. Ancak, ısı taşınım katsayısının daha yüksek olması, basınç düşümünün daha az olması ve daha yüksek debi değerlerinde çalışma olanağı yaratmasıyla genellikle tercih sebebi olmuştur. R-32 ve R-125 karışımı olmasına rağmen, karışımı meydana getiren iki soğutucu akışkan da çalışılan basınç değerlerinde birbirine yakın noktalarda kaynamaya başladığından, kontrolü de kolay olmaktadır. Kısılma prosesi, bir akışkanın gözenekli bir tapa, kılcal bir boru veya bir vana gibi akış kesit alanını küçülten bir elemandan geçerken basıncının düşürülmesi işlemiyle gerçekleştirilir. Bu süre içinde akışkanın entalpisi sabit kalırken, sıcaklığı önemli ölçüde düşebilmektedir. Fakat bu akışkanın sıcaklığının yükselmeyeceği ya da aynı kalmayacağı anlamına gelmemelidir. Soğutma makinelerinde amaçlanan bu

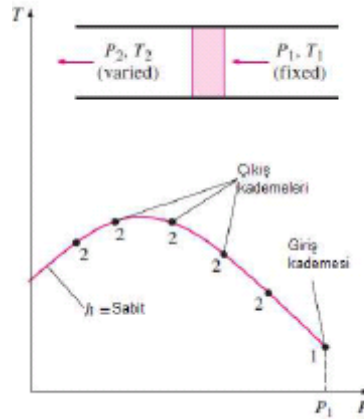
islemidir. Kısılma işlemi sırasında akışkanın sıcaklığının değişimi, aşağıda tanımlanan Joule-Thomson katsayısı ile belirlenir (Çengel).

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h \quad (3.3)$$

μ , bir kısılma işlemi sırasında aşağıdaki değerleri alabilir.

$$\mu \begin{cases} < 0 & \text{sıcaklık artar} \\ = 0 & \text{sıcaklık sabit kalır} \\ > 0 & \text{sıcaklık azalır} \end{cases}$$

Soğutma cihazlarında soğutucu akışkan seçilirken kısılma sonucunda sıcaklığının basınçla beraber düşmesine olanak veren bir diğer deyişle Joule-Thomson katsayısı negatif olan soğutucu akışkanların kullanılması gerekir. Bunun için de ele alınan soğutucu akışkanın J-T katsayısı değişimi basınç ve sıcaklıkla değişimini veren ve dönüm noktasını belirleyen T-P diyagramlarının çizilmesi gerekir.



Sekil 3. 3 Kısılma elemanında soğutucu akışkanın davranışı

3.2 Isı Pompası Sisteminin Ana Komponentleri ve Tasarım Önerileri

Soğutma çevriminde kullanılan 4 ana eleman olan, kompresör, yoğuşurucu ve fanı, kısılma elemanı, buharlaştırıcı ve fanı haricinde iklimlendirme cihazının hem ısıtma hem soğutma modunda kullanımını olanaklı kılan bir de 4 yollu vana, sistemin kontrolünü sağlayan çeşitli sıcaklık ve basınç sensörleri bulunmaktadır.

Soğutucu akışkan borulama sistemlerinin tasarımı sırasında, tüm sıvı akış sistemlerinin ortak tasarım özellikleri dikkate alınır. Ancak bu özelliklerin dışında borulama tasarımı yapılırken sistemi etkileyebilecek aşağıdaki etkenler de göz önünde bulundurulmalıdır.

1. Borulama yapılan sisteminin minimum basınç kaybına göre tasarlanması gerekir. Çünkü soğutucu sistemlerde basınç kayıpları ısıl kapasiteyi düşürür ve sistemin enerji ihtiyacını artırır.

2. Sıvı, boruların içinde dolaşırken hal değiştirir.

3. Soğutucu akışkanlar ile sistemde bulunan yağlama yağının karışmamasını sağlamak için aşağıdaki koşulların sağlanması gerekir:

- Yağın kompresörden çıktığı hızla yeniden kompresöre dönmesi gerekmektedir.

Soğutma Sistemlerinde Boru Tasarımının Temel Prensipleri: Soğutma devrelerinin tasarımında aşağıdaki noktalara dikkat edilmelidir.

- Soğutucu akışkanın fiziksel durumundaki değişiklikler boru çaplarında değişiklik gerektirir.

- Genel olarak sistemde kullanılan gaz ile kompresör yağı çok çabuk karışırlar. Kompresörde düzenli ve yeterli yağlamanın temin edilebilmesi için, basma hattına soğutucu akışkan tarafından kompresörden çıkarılan yağ ile aynı miktarda yağın yer değiştirmesi sağlanmalıdır.

- Soğutma devresi, gaz verilmesi ve vakum işlemleri öncesi olabilecek partiküllerden arınmış kuru ve temiz olmalıdır.

- Sıvı halindeki soğutucu akışkanın kompresöre girişi önlenmelidir. Kompresör daima gaz halindeki akışkan ile çalıştırılmalıdır.

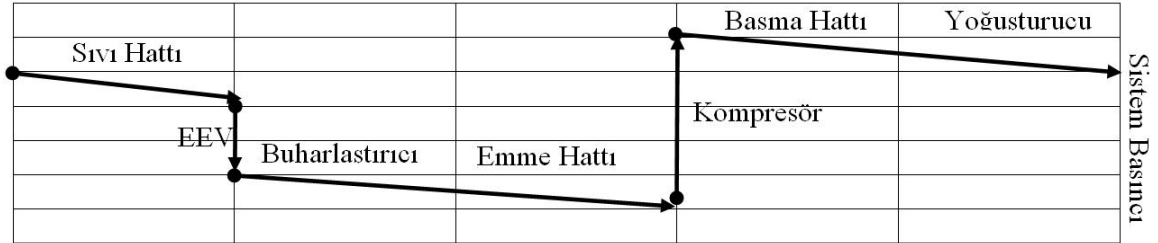
- Çalışma sırasında kompresöre (gaz hattı) yağın düzenli dönüşünün sağlanması, basınç kayıplarının ve aşırı gürültünün önlenmesi için soğutucu akışkanın hızının dikkatli tespit edilmesi gereklidir.

- Devrenin ölçülendirilmesinde son belirleme daima akışkan hızı ve meydana getireceği basınç düşümü ile boru maliyetleri arasında bir analiz ile yapılmalıdır.

Genel olarak, soğutma hattında basınç kaybı, kapasitenin azalmasına ve güç gereksiniminin artmasına neden olur. Bu yüzden aşırı basınç kaybına izin verilmemesi gerekir. Basınç kaybının büyüklüğü boru sisteminin belli kısımlarında değiştiği için, sistemin her bir parçası ayrı olarak göz önüne alınmalıdır. Düz boru içindeki basınç düşümü değerini ve verilen bir basınç kaybı için soğutucu akışkan hattı kapasite değerlerini veren pek çok tablo ve grafik bulmak mümkündür. Kapileri boruları için LG

electronics tarafından modellenen kapileri boyutlandırma modeli Çizelge 5. 2 de verilmiştir.

Boru tasarımcısının, basınç düşümünün çok önemli olduğunu fakat soğutucu akışkan hattı boyutlandırılmasında göz önüne alınması gereken tek şart olmadığını bilmesi gerekir. Bazı sistemlerin tasarımında soğutucu akışkan hızları, basınç düşümünden daha fazla etkiye sahiptir.



Şekil 3. 4 Sistem basıncının komponentlerdeki değişimi

3.2.1 Kompresör

Soğutucu akışkanı basınçlandıran ve sistemin sürekliliğini sağlayan elemandır. Sıkıştırma oranları ve mekanik toleransları yüksektir. Bu nedenle sistemin en pahalı elemanı olmaktadır. Dolayısıyla iklimlendirmede iş yapan cihaz kompresör olmaktadır. Rotari tip kompresör, kompakt yapısı ve daha az titreşimi neden olduğu için tercih edilmektedirler. Yüksek verim, kompresörün daha az güç tüketimi ile daha yüksek sıkıştırma oranlarına erişmesine bağlıdır. Tropik şartların kompresör yağına verdiği etkiye göre düşük ve yüksek sıcaklık kompresörleri isminde ikiye ayrılır. Ayrıca basınçlandırılan akışkanın türü, akışkana haiz yağlama sistemi ve yağın türüne göre kompresörler farklılık gösterir. Yağ dönüşünün kritik yapısı ve aşırı soğutucu akışkan şarjı da sistemde sıkıntılar yaratır.

Sistemin ihtiyacının üzerinde soğutucu akışkan taşıyabilecek daha büyük hatlar tasarlamaktansa, makul basınç düşümüne izin verilmesi daha doğru olabilmektedir. Aşırı soğutucu akışkan şarjı; sıvı soğutucu akışkan kontrolünde ciddi problemler yaratabilir. Sistemin düşük basınç tarafında büyük miktardaki sıvı soğutucu akışkanın atalet (flywheel) etkisi; soğutucu akışkan kontrol cihazlarının düzensiz çalışmasına neden olur. Kompresör üzerindeki servis valfinin boyutu, yoğusturucu, buharlaştırıcı, akümülatör ya da herhangi bir donatı üzerindeki bağlantının boyutu, tasarlanacak hattın boyutunu belirleyen faktörler değildir. Üreticiler, kullanacakları bağlantı elemanlarının

ve valfların boyutlarını, bunların ortalama bir sisteme uygulanması esasına dayanarak belirlerler. Uygulama türü, bağlantı hatlarının uzunluğu, sistemin kontrol şekli, yük değişimi ve diğer faktörler uygun boru boyutu belirlemede kullanılan ana faktörlerdir. Tasarlanan hattın boyutu, çeşitli sistem elemanları üzerindeki bağlantı elemanlarından biraz büyük ya da biraz küçük olabilir. Bu durumda redüksiyon kullanılmalıdır.

Kompresör içinde yağlamanın sağlanması için, yağın kompresör silindirlerinden geçmesi gereklidir. Bu yüzden yağın küçük bir kısmı her zaman soğutucu akışkanla birlikte sirküle edilir. Soğutmada kullanılan yağlar sıvı soğutucu akışkan içerisinde çözülür ve normal oda sıcaklığında tamamen karışırlar. Ancak yağ ve soğutucu akışkan buharı kolayca karışamazlar ve eğer soğutucu akışkan buharının hızı yağı sürüklemeye yetecek kadar büyük ise yağ sistem içerisinde uygun şekilde dolaştırılır. Uygun yağ dolaşımını sağlamak için, soğutucu akışkan hızı sadece emme ve basma hattında değil, buharlaştırıcı devreleri içinde de yağı sürükleyecek kadar büyük olmalıdır. Düşük buharlaşma sıcaklıklarında, yağ dönüşünü çok kritik hale getiren birkaç faktör vardır. Emme basıncı düşerse soğutucu akışkan buharı daha az sıkışık hale gelir ve yağın sürüklenmesi zorlaşır. Aynı zamanda emme basıncının düşmesiyle, sıkıştırma oranı artar. Sonuç olarak kompresör kapasitesi azalır ve sirküle edilen soğutucu akışkan kütlesi azalır. Soğutmada kullanılan yağlar, tek başlarına -17°C 'nin altında iken koyu bir kıvama sahiptirler fakat yeterli sıvı soğutucu akışkan ile karışırlarsa kolaylıkla hareket eden bir akışkan haline gelirler.

Karışımındaki yağ oranı artarsa viskozite de artar. Düşük sıcaklık koşullarında, bu faktörlerin hepsi birleşerek kritik bir durum ortaya çıkarırlar. Gazın yoğunluğu azalır, kütledebisi azalır ve sonuç olarak buharlaştırıcıda daha fazla yağ toplanmaya başlar. Yağ ve soğutucu akışkan karışımı daha viskoz hale gelirse, yağ kompresöre dönmek yerine, buharlaştırıcı içindeki bazı noktalarda birikmeye başlar. Kötü tasarlanmış sistemlerde karterdeki yağ seviyesinin büyük değişimler göstermesinin nedeni budur. İyi tasarlanmış buharlaştırıcılarda buharlaşma sıcaklığı çok düşük olsa bile; hızların yeterince yüksek tutulması sureti ile yağ birikmesi önenebilir.

Kompresörün güvenli çalışması için;

- Yağın sistem içerisinde birikmesini engellemek
- Kompresörden sisteme olan yağ kayıplarına engel olmak,

- Sistem kapalı iken sıvı soğutkanın kompresöre girişini engellemek
- Sistemi kuru ve temiz tutmak gerekmektedir.

Buna göre emme ve basma hatlarında dikkat edilmesi gereken tasarım kriterleri şu şekildedir:

3.2.2 Emme Hatları

Emme hattı, evaporatör çıkışı ile kompresör girişi arasında kalan hattır. Tasarım ve imalat yönünden değerlendirildiğinde emme hatları sıvı ya da basma hatlarından daha önemlidir. Soğutucu akışkan hatları tam kapasitede minimum basınç kaybı oluşturacak ve minimum yük şartlarında yağı buharlaştırıcıdan kompresöre döndürecek şekilde boyutlandırılmalıdır. Emme hattındaki basınç kaybı sistemin kapasitesini düşürür. Çünkü bu kayıp kompresörü, ısı değiştirgeçlerinde arzu edilen buharlaşma sıcaklığını sağlamak için daha düşük emme basıncında çalışmaya zorlar.

Emme hattı, normal olarak doyma sıcaklığında $1,1^{\circ}\text{C}$ 'ye eşdeğer değişimden daha büyük olmayacak şekilde sürtünmeden kaynaklanan bir basınç kaybına uygun şekilde boyutlandırılmalıdır. Yağı düşey hatlarda sürükleyecek yeterli gaz hızlarını sağlamak için boru çapının düşürülmesi gerektiği durumlarda, tam kapasitede daha büyük basınç kayıpları meydana gelmektedir. Bu durum yatay ve aşağı doğru hatların ve elemanlarının daha büyük seçilmesiyle çözülebilir.

Yağ emme hattı boyunca ağırlığı nedeniyle alt yüzeyde bulunur. Soğutkan yağın üzerinden akarken yağı da kompresöre doğru sürükler. Burada sistem durursa emme tarafında bulunan soğutkan; emme hattı veya kompresör içinde yoğunlaşır ve tekrar sıvı hale gelir. Kompresöre bu sıvı soğutkanın girişinin engellenmesi için hat üzerinde kapanlar oluşturulmalıdır.

Emme hattı boyunca soğutkana olan ısı transferi minimize edilmelidir. Referans üründe gerçekleşen sıcaklık ölçümlerinde boru grubunun sarıldığı keçe içerisi hacim sıcaklığı ile dışı arasında 20°C sıcaklık farkı gözlemlenmiştir. Emme borusu dışarıda kalacak şekilde keçe sarılması durumunda emme borusuna olan ısı transferi minimize edilebilir.

3.2.3 Basma Hatları

Kompresör çıkışı ile kondenser girişi arasında kalan hatta basma hattı denilmektedir. Basma hatlarındaki basınç kayıpları birim soğutma için ihtiyaç duyulan kompresör gücünü artırır ve kompresör kapasitesini düşürür. Düşük sürtünme kayıpları için

basınç kaybı, hattın boyutunun artırılması ile minimum seviyede tutulur, fakat bu durumda da yağlı tüm yükleme şartlarında sürükleyecek ve taşıyacak soğutucu akışkan hattı hızları sağlanmalıdır. Basınç kaybı doyma sıcaklığında 1.1°C'ye eşdeğer bir değişimi aşmayacak şekilde tasarlanmalıdır.

Basma hattının gereğinden küçük seçilmesi halinde kompresör kapasitesi düşecektir ve kompresörün çektiği güç artacaktır. Gereğinden büyük seçilmesi ise verimsiz gaz hızlarına neden olup yağın geri dönme problemleri oluşacaktır. Basma hatlarında oluşabilecek kompresör çalışmasından meydana gelebilecek aşırı ses ve titreşimin engellenmesi gerekir. Basma hattında soğutkan kaynaklı gürültü ve titreşim oluşumunun engellenmesi için basma hattı üzerinde susturucu yerleştirilmelidir. Ayrıca basma borularında gürültü oluşumunun engellenmesi için maksimum gaz hızı 20,3 m/s (4000 fpm) olmalıdır.

3.2.4 Yoğuşturucu ve Fanı

Yoğuşturucu kompresörden yüksek basınç ve sıcaklıkta gelen soğutucu akışkanın teorik olarak basıncı sabit kalacak şekilde yoğunlaşma sıcaklığına indirildiği ve yoğuşturulup ısısının istenen ortama atıldığı elemandır. Söz konusu iklimlendirme olduğundan, yoğuşturucu iç ünite ısı değiştiricisi ya da dış ünite ısı değiştiricisi olabilmektedir. Soğutma modunda dış, ısıtma modunda ise iç ünite ısı değiştiricisi yoğuşturucu görevi görmektedir. Yoğuşturucuda yüksek basınçta soğutucu akışkan dolaştığından her iki ısı değiştiricisi de yüksek basınca karşı dayanıklı olmak zorundadır. Bu nedenle boru bağlantıları ve lehimleme işlemleri titizlikle gerçekleştirilmelidir. Fan olarak aksiyel tip fan kullanılmaktadır.

3.2.5 Kısılma Elemanı

Kısılma elemanı olarak elektronik/termostatik kısılma vanası veya kapileri boru kullanılmaktadır. Birbirlerine göre çeşitli avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Kapileri boru ucuz olması sebebiyle tercih edilmektedir. Kapileri boru, çok düşük boru

apına sahip olduğundan soğutucu akışkanda ciddi bir basınç dışuşu yaratmaktadır. Bu sayede kısa bir mesafe kat etmesine rağmen soğutucu akışkanın basıncı 10–15 bar gibi ciddi bir basınç dışumu sağlamaktadır. Böylece soğutucu akışkan belirli bir kuruluk derecesinde buharlastırıcıya giriş yapmaktadır. Elektronik kısılma vanası kullanım noktasına göre 0~540, 0~2000 pulse(sinyal) ayar aralığı oluşturarak $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ hassasiyetle sıcaklık kontrolünü sağlar

3.2.6 Buharlastırıcı ve Fanı

Buharlastırıcı, soğutucu akışkanın ıslak buhar fazında giriş yaptığı, kaynayarak istenen ortamdan ısı çektiği ısı değiştiricisidir. Soğutma modunda i ünite, ısıtma modunda dış ünite buharlastırıcı olarak görev yapmaktadır. zerinden geçen havayı soğuttuğundan i ünite üzerinde yoğusma, dış ünitede kısışartlarında ise karlanma olmaktadır. Bu nedenle tasarımının yoğusan suyu tahliye etmeye müsait ve karlanmayı geciktirici yapıda olması gerekmektedir. Aksi takdirde yüzeyde su veya buz bulunması sebebiyle ısı değiştirici yüzeyinde ekstra bir direnç olusmakta ve istenen performans sağlanamamaktadır. Bu da İTK ve STK da dışuş anlamına gelmektedir. İ nite fanı olarak radyal fan kullanılmaktadır.

3.3 Yoğuşturucu ve Buharlastırıcı Tasarımlarının Metodolojisi

3.3.1 İki Fazlı Akış

Faz değişimi, ısı değişimini gerçekleştirmek için uygulanan en yaygın yöntemdir. Soğutma kulelerinde, evaporatif soğutmada ve soğutucu akışkan kullanılarak yapılan iklimlendirme işlemlerinde en büyük rolü faz değişimi üstlenmektedir. Bunun sebebi, faz değiştiren maddenin yüksek ısı taşıyım katsayısına sahip olmasıdır. Bu nedenle, split iklimlendirme cihazlarında da ısı kapasiteyi asıl belirleyen, iki fazlı bölge olmaktadır. Dolayısıyla alışma koşullarında iki fazlı bölgesi daha büyük olan soğutucu akışkan tercihi yapılabilir.

Ancak iki fazlı bölgede çalışmak kolay olmamaktadır. Özellikle karışım gazları kullanılan split iklimlendirme cihazlarının matematiksel modelinde, basınç dışumu ve taşıyım katsayısı korelasyonları kesin doğru sonuç vermemektedir. Özellikle boru içerisinde iki fazın homojen dağılmaması sebebiyle teori ve pratikte elde edilen değerler farklı olabilmektedir. Bu bakımdan yivli boru kullanılarak elde edilen türbülanslı akış

sayesinde tüm boruda ıslak yüzey elde edildiği gibi homojene yakın bir karışım elde edilebilmektedir. İki fazlı bölgede akışın karakteristiğini yerçekimi kuvveti ve buhar kayma kuvvetleri belirlemektedir. Yerçekimi kuvvetlerinin baskın olduğu durumlarda akış, tabakalı ve dalgalı bir karakteristik göstermektedir. Buhar kayma kuvvetleri baskın geldiği zaman, genellikle yüksek buhar debilerinde, halkasal akış karakteristiği gözlemlendiği belirtilmektedir. Yüksek akış debilerinde ise sıvı kütle buhar kütle oranla daha baskın olduğu için dağılmıs-kabarcıklı akış karakteristiği gözlenir (Bell).

İki fazlı akışların en önemli hususlarından birisi fazların kanalda nasıl dağıldığını gösteren akış rejimlerinin çeşitleridir. Akış rejimleri bilinmeden ısı transferi ve basınç düşümü gibi akış koşulları için dizayn parametreleri doğru hesaplanamayacaktır. Akış rejimleri basınç, geometri, boru eğimi gibi birçok parametreye bağlıdır. Konvansiyonel kanallarda akış rejimleri, literatürde yatay ve dikey boruda akışlar için ayrı ayrı verilmektedir. Yatay iki fazlı akışlarda yerçekiminin etkisiyle fazların asimetrisi nedeniyle görülen akış rejimleri su sekildedir:

a) Kabarcıklı Akış: Gaz veya buhar fazının, sürekli sıvı fazı içinde kesikli kabarcıklar halinde bulunduğu rejimdir. Kabarcıkların boyutları borunun çapına yakın değildir. Kabarcıklar borunun üst kısmına doğru hareket etme eğilimindedirler.

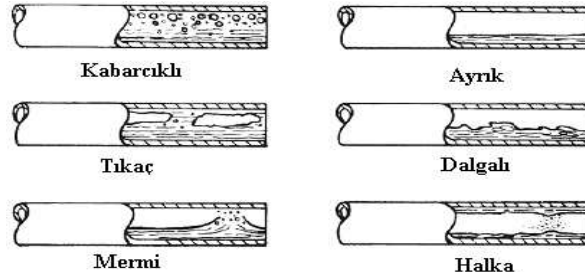
b) Tıkaç Akış: Bu akış düşük gaz hızı ve orta ölçüdeki sıvı hızlarında görülen kesikli akıştır. Bu akış şeklinde sıvı tıkaçlar uzamıs gaz kabarcığı bölgeleri tarafından ayrıştırılmıştır.

c) Mermi Akış: Tıkaç akışta gaz hızı arttığında sıvı havalanır ve küçük kabarcıklar içerirler. Tıkaç akışa göre daha düzensizdir ve gaz ile sıvı ara yüzü açık şekilde görülmez. Tıkaç akış ve mermi akış, kesikli akış rejimi başlığı altında kategorize edilir.

d) Ayrık Akış: İki faz, kanalın alt kısmındaki sıvı faz nedeniyle tamamen ayrılmışlardır. Bu akış rejimi düşük gaz ve sıvı hızlarında oluşur. Düzgün ayrık ve dalgalı ayrık akış olmak üzere ikiye ayrılır. Düzgün ayrık akış düşük gaz hızlarında meydana gelir.

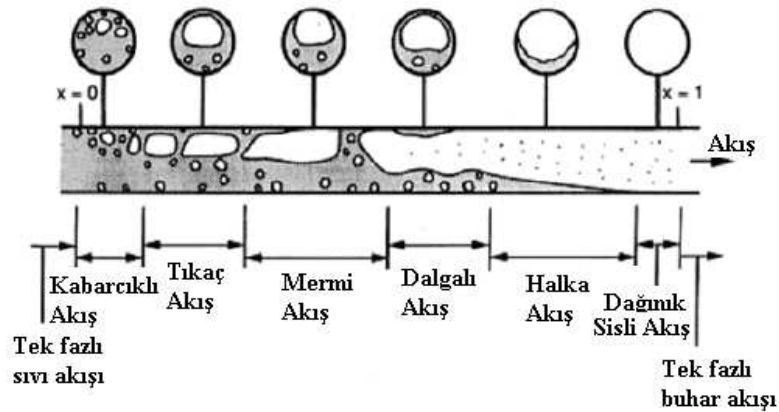
e) Dalgalı Akış: Gaz fazının hızı arttıkça, gaz-sıvı ara yüzünde akış yönünde hareket eden dalgalanmalar baslar. Bu akış rejimi dalgalı ayrık akış ile ilintilidir.

f) Halkasal Akış: Yüksek gaz hızları sıvının boru cidarında film şeklini almasına neden olduğu akış tipidir. Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri Sekil 2.5’ de görülmektedir.



Şekil 3. 5 Yatay iki fazlı akışta görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)

Yatay boru şeklindeki bir kanalda buhar oluşumu sırasında görülen akış rejimleri termodinamik ve hidrodinamik denge değişimlerinden etkilenmektedir. Sekil 2.6’da esit dağılılı düşük ısı akışıyla ısıtılan ve doyma sıcaklığının hemen altındaki sıvıyla beslenen yatay dairesel kanal görülmektedir. Ardısk akış rejimlerinin düşük giriş hızıyla ilişkili olduğu anlaşılmaktadır ($<1\text{m/s}$). Asimetrik faz dağılımları ve tabakalasmalar ek karışıklıklar meydana getirmektedir. Isı transferi açısından önemli noktalar kesikli kuruma olasılığı ve borunun üst yüzeyinin mermi ve dalgalı akışta yeniden ıslatılması ve halka akışta boru cidarının üst çevresinin uzun boru boylarında artarak kurumasıdır. Yüksek sıvı giriş hızlarında yerçekiminin etkisi daha az olup faz dağılımı daha simetrik olmakta ve akış rejimleri dikey akışta görülenlere daha benzer olmaktadır.



Şekil 3. 6 Kaynama prosesinde görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)

Dikey iki fazlı akışlar dikey doğrultuda fazların dağılımı yatay akıştan farklı olarak yerçekiminden etkilenmez. Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri su sekildedir:

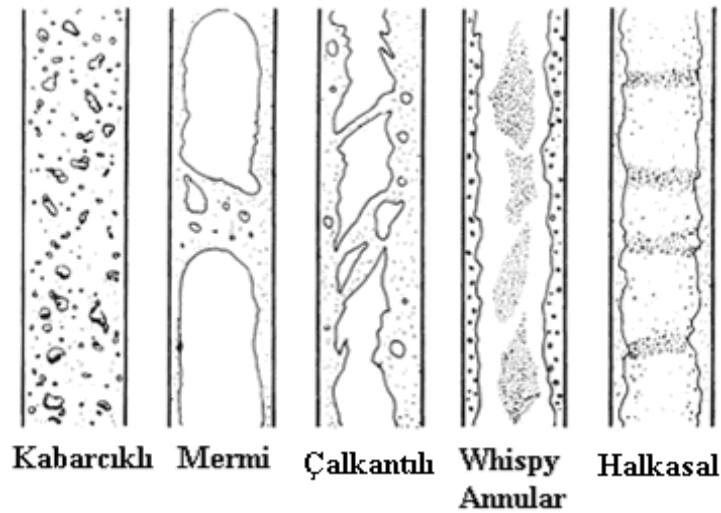
a) Kabarcıklı Akış: Gaz yada buhar fazı yayılmıştır ve sürekli sıvı fazı içinde kabarcıklar ayrıık halde bulunmaktadır. Kabarcıklar farklı şekillere ve boyutlara sahip olabilmekle birlikte boyutları boru çapından çok küçüktür.

b) Mermi Akış: Kuruluk derecesi arttıkça, kabarcıklar bir araya gelmekte ve boru çapına yakın boyutlarda büyük kabarcıklar oluşur. Bunlara Taylor kabarcıkları denmektedir. Bu uzatılmış gaz kabarcıkları içlerinde daha ufak kabarcıklar bulunan sıvı tıkaçlarla birbirlerinden ayrılırlar. Ayrıca bu Taylor kabarcıkları boru cidarından ince bir sıvı filmiyle ayrılmaktadır.

c) Çalkantılı Akış: Akış hızı arttığı zaman görünüşte karasız bir rejime bölünürler. Bu rejim sıvının boru cidarına doğru yer değıştirdiğı mermi ile halka akış rejimleri arasındaki rejimdir.

d) Whispy-Halkasal Akış: Sıvının akış hızı arttığı zaman büyük miktarda sıvı, gaz çekirdeğine girebilir. Bu sıvı damlacıkları birleserek sıvı öbekleri meydana getirebilir. Bu rejim yüksek kütlelel hızlarda görülür.

e) Halkasal Akış: Sıvı akışı film şeklinde cidarda olup gaz fazı sürekli fazda borunun merkezindedir. Normal olarak sürekli gaz fazının içerisinde bazı sıvı damlacıkları yer almaktadır ve sıvı filminin içerisinde de kabarcıklar halinde gazlar bulunmaktadır.



Sekil 3. 7 Dikey iki fazlı akışta görülen akış rejimleri, (Collier ve Thome)

3.3.2 İki Fazlı Akış Halinde Isı Taşınım Katsayısı ve Basınç Kaybı Hesabı

İki fazlı akışlar konusunda yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Yapılan bu çalışmalarla birlikte önerilmiş birçok korelasyon bulunmaktadır. Birbirinden farklı

değerler verebilen bu korelasyonlar Çizelge 5. 1’de sunulmuştur. Bu çalışmada iki fazlı akış halinde ısı taşınım katsayısı için Shah korelasyonu, basınç kaybı için ise Traviss korelasyonu kullanılmıştır.

3.3.3 Buharlaştırıcı ve Yoğuşturucu Tasarımına Etki Eden Değişkenler

İklimlendirme cihazlarında iç ve dış ünitelerin tasarımı gerçekleştirmek veya mevcut tasarımları iyileştirmek için, öncelikle ünitelerin ısı performans ve maliyetini etkileyen değişkenlerin belirlenmesi ve daha sonra da bu değişkenlerin etkilerinin irdelenmesi gerekmektedir. Söz konusu bir ısı değiştiricisi olduğundan, değişken sayısı da bir hayli fazla olmaktadır. Bu değişkenler, ısı değiştiricisi ısı kapasitesini de etkileyen geometrik değişkenler ve çalışma değişkenleri olarak iki ana başlıkta toplanmıştır. Bu çalışmada iklimlendirme cihazları iç ve dış ünite boyutları ve dolayısıyla ısı değiştiricilerin sığması gereken hacim de kısıtlı olduğu için bu değişkenlerin hacme olan etkileri de maliyet ve ısı kapasite yanında irdelenmiştir.

3.3.3.1 Çalışma Değişkenleri

İklimlendirme cihazlarında iç ve dış ünitelerin çalışma değişkenleri, soğutucu akışkan, kompresör ve iklimlendirilen ortam tarafından belirlenmektedir. Bu bağlamda iklimlendirilen ortam koşulları genellikle yaz ve kış koşulları olarak tanımlanmaktadır. Ortam koşulları hesaplarda kuru termometre, bağıl nem ve hava basıncı olarak kendini göstermektedir. Hava tarafı hesapları için bu değişkenler gerekli olup kapasite üzerinde de etkisi önemli olmaktadır. Çalışmada hazırlanan model çalışmasında ısı değiştiricisine giren hava için bu değişkenler ele alınmıştır. Soğutma çevrimi üzerindeki diğer değişkenler ise kompresörün sıkıştırma oranına ve dış ortam sıcaklığına bağlı yoğuşma sıcaklığı, ısı değiştiricisi kapasitesine bağlı olarak da kızdırma ve aşırı soğutma dereceleridir. Özellikle bu değişkenler, STK üzerinde etkili olduğundan doğru seçilmelidir. Aslında iç ve dış ortam tasarım sıcaklıkları belli olduğundan yoğuşma ve buharlaşma sıcaklıkları fazla değiştirilemez. Çünkü hava debisi üzerinde de ses ve benzeri sorunlar nedeniyle ciddi değişiklik yapılamamaktadır. Bu sebeple, ancak iyi performans gösteren soğutucu akışkan devresine sahipken aşırı kızdırma ve aşırı soğutma dereceleri üzerinde

değişiklik gerçekleştirilebilir. Aşırı kızdırma, soğutucu akışkanın kompresöre tamamen buhar fazında girmesini garanti altına almak için yapılmaktadır. Aşırı kızdırma derecesi arttırıldığında

buharlastırıcıdan çıkan soğutucu akışkanın entalpisi arttığından ısı değiştiricisinin kapasitesi artmaktadır. Ancak kompresör içindeki artış kapasitedeki artıştan fazla olduğu için STK azalmaktadır. Aşırı soğutma değeri (subcooling) arttırıldığında yapılan is artsa da, soğutucu akışkanın ortamdan çekeceği ısı, buharlastırıcıya girişteki kuruluk derecesinin azalttığı için STK değeri artmaktadır. Bunun dışında soğutucu akışkan devresi de bir değişken olarak kabul edilmektedir.

Ancak, soğutucu akışkan devrelerinin değişimi, kapasite üzerinde ciddi bir değişim yaratmamaktadır. Devre tasarımının asıl amacı, soğutucu akışkanın ısı değiştiricisi üzerinde düzenli dağılımı, giriş-çıkış sıcaklık, kütle debisi ve kuruluk derecesi gibi termofiziksel özelliklerinin her devrede eş olmasıdır. Bu nedenle optimizasyon çalışmaları süresince var olan devre korunmuştur.

Sonuç olarak, benzeşim ve optimizasyon çalışmalarında çalışma değişkenleri değiştirilmemiştir. Bu değişkenlerin sabit tutulmasıyla ısı değiştiricisinin geometrik değişkenleri üzerine yoğunlaşmıştır. Çalışma değişkenlerinin değişiminin kapasite ve STK değerlerine etkisi incelenmiş ancak bu konuda bir optimizasyon çalışmasına gidilmemiştir. Çünkü geometrik olarak ısı değiştiricileri farklı dahi olsa çalışma koşullarına aynı tepkiyi vermektedirler. Bu nedenle çalışma değişkenlerinde optimizasyona gitmek ileri bir adım olarak düşünülmektedir. İç ve dış ünite için çalışma değişkenleri olarak alınan sabit değerler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

3.3.3.2 Geometrik Değişkenler

Simülasyon ve optimizasyon çalışmalarında iç ve dış ünitelerin kapasite, maliyet, ön yüzey alanı ve kalınlıkları üzerine ünitelerin tasarımını da belirleyen değişkenler geometrik değişkenlerdir. Bu değişkenler boru uzunluğu, boru dış çapı, boru et kalınlığı, boru yerlesimi (yatay ve dikey boru aralıkları), kanat kalınlığı, kanat aralığı geometrik değişkenler olarak göz önüne alınmıştır.

Boru Uzunluğu

Boru uzunluğu, ısı değiştiricisinde bir geçiş (pas) boyunca bükümler hariç boru boyu olarak tarif edilmektedir. Boru boyu, ısı değiştiricilerinde diğer değişkenler sabit

tutulduğunda kanat sayısı ve ön yüzey alanını değiştirmektedir. Maliyet üzerindeki etkili bir değişken olmasına karşın kapasiteye sınırlı etkisi vardır. Çalışmada dış ünite ısı değiştiricisinde boru boyunun 850–950 mm arasında değişiminin etkileri gözlemlenmiştir.

Boru Dış Çapı

Boru dış çapı özellikle soğutucu akışkan tarafı ve hava tarafı basınç düşümünü etkilemektedir. Boru dış çapı arttıkça ısı kapasitede bir miktar artış gözlenmekle beraber, aynı oranda maliyette de artışa neden olduğundan boru çapının etkisi doğru ele alınmalıdır. Çalışmada standart değerler olan 6,35 mm ve 7 mm çaplı borular ele alınmıştır.

Boru Et Kalınlığı

Boru et kalınlığı boru iç çapına doğrudan etkisi ile özellikle soğutucu akışkan tarafındaki ısı geçişi ve bağlı olarak ısı değiştiricisinin ısı kapasitesi üzerinde etkili olan bu değişken aynı zamanda cihaz ağırlığına olan etkisi ile maliyete de etkisi yüksektir. R410A'soğutucu akışkanın yüksek basınç aralığında çalıştığından düşük et kalınlığı kullanılmadığından boru et kalınlıklarında 0,28 mm değerinin altına inilememiştir. Maksimum değer olarak ise 0,35 mm et kalınlığı alınmıştır. Dış ünite kapasite üzerindeki etkisinin sınırlı olması ve standardizasyona tâbi olduğundan bu değişkenin de sabit tutulabileceği göz önünde bulundurulmuştur.

Düşey Boru Aralığı

Aynı sıra içerişindeki boru mesafesine düşey boru aralığı denmektedir. Kapasiteye ve ön yüzey alanına etkisi bulunmaktadır. Ön yüzey alanına etkisi dolayısıyla maliyeti önemli ölçüde değiştirmektedir. Bu nedenle olabildiğince düşük düşey boru aralığı tercihi yapmak, maliyet açısından avantaj getirmekle beraber ısı kapasiteye olan etkisi önemlidir. Çalışmalarda düşey boru aralığı dış ünite ısı değiştiricisi için yaklaşık 15 ile 21 mm arasında, iç ünite ısı değiştiricisi için 16 ile 20 mm arasında değiştirilmektedir.

Yatay Boru Aralığı

En etkili değişkenlerden biri olan yatay boru aralığı, iki sıra boru arasındaki mesafe olarak tanımlanmaktadır. Maliyet, kapasite ve kalınlık değerine etkisi bulunmaktadır. Yatay boru aralığını, kanat derinliğini azaltarak maliyeti ve toplam ısı değiştiricisi kalınlığını azaltmak mümkün olmaktadır. Çalışmalarda ele alınan yatay boru aralıkları

dış ünite ısı değıştiricisi için yaklaşık 15 ile 19 mm arasında, iç ünite ısı değıştiricisi için 11 ile 14 mm arasında değışmektedir.

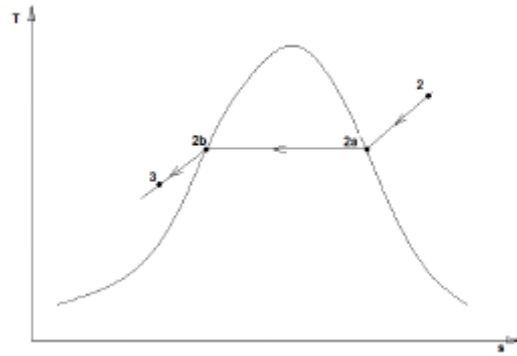
Kanat Kalınlığı

Hem iç hem de dış ünite ısı değıştiricisinde 0,1 ile 0,15 mm arasında değıştirilmektedir. Kanat malzemesi olarak alüminyum kullanılmıştır.

3.4 Matematiksel Model

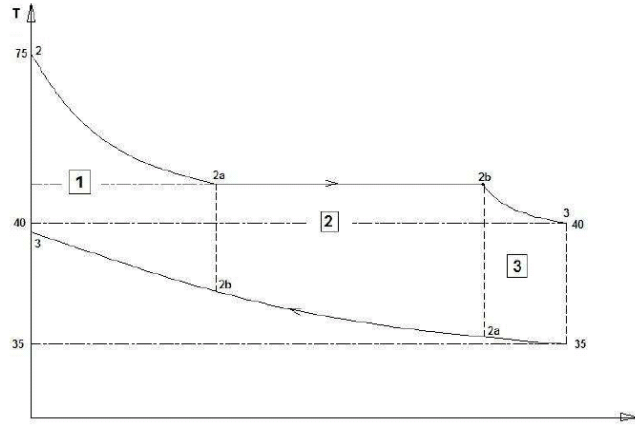
Yoğuşturucunun matematiksel modellemesi sürekli halde ortalama logaritmik sıcaklık yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Modelleme yapılırken aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

1. Soğutucu akışkan yoğuşturucu içerisinde 3 farklı bölgeden geçerek devreyi tamamlamaktadır. Şekil – 28’den de görüleceğı gibi 2 noktasında kızgın buhar olarak devreye girmekte, 2a-2b arasında iki fazlı akış halinde devreyi dolaşmakta ve 2b–3 arasında ise sıkıştırılmış sıvı olarak devre içinde dolaşmaktadır.



Şekil 3. 8 Akışkanın devre içerisinde izlediğı yol

Bu durum soğutucu akışkanın ısı taşınım katsayısını ve dolayısıyla da ısı geçiş katsayısını etkilemektedir. Yani devre içerisinde dolaşan soğutucu akışkan üç farklı bölgeden geçerek, üç farklı ısı geçiş katsayısına sahip olmaktadır. Ancak soğutucu akışkanın tek fazlı akış hali toplam boru boyu içinde ihmal edilebilir seviyededir. Bu nedenle soğutucu akışkanın, yoğuşturucuda iki fazlı olduğı kabul edilmiştir.



Şekil 3. 9 : Soğutucu akışkanın devre içerisindeki yolu

2. Soğutucu akışkanın debisi sabit kaldığı sürece devre içerisinde aynı ortalama hızla dolaştığı kabul edilmiştir.
3. Soğutucu akışkanın manifold tarafından devreye homojen şekilde dağıtıldığı kabul edilmiştir.
4. Isı değiştiricisi uygulamalarda yerleştirildiği hacim içerisinde biraz büküm verilerek kullanılmaktadır. Bu proje kapsamında ısı değiştiricisinin açık hali düşünülerek düz tasarlanmıştır.
5. Havanın kanatlar arasında homojen dağıldığı kabul edilmiştir.

3.4.1 Yoğusturucu Modeli ve Isı taşınım Katsayısının Bulunması

3.4.1.1 Hava Tarafı

Hava tarafı taşınım katsayısı hesabı için Coulburn- j faktörü kullanılmıştır.

$$j = St Pr^{2/3} \quad (4.1)$$

Stanton sayısının St değerleri Coulburn faktöründe yazıldığı zaman taşınım katsayısı elde edilmektedir.

$$h_h = \frac{j G_{h,max} C_{p,h}}{Pr^{2/3}} \quad (4.2)$$

$$G_{h,max} = \frac{\dot{m}_h}{A_{min}} \quad (4.3)$$

burada $C_{p,h}$ havanın özgül ısısı ve $G_{h,max}$ minimum akış alanına göre tanımlanmış kütle akışını ifade etmektedir.

$$G_{h,max} = \frac{m\dot{x}_h}{A_{min}} \quad (4.3)$$

burada A_{min} minimum akış alanını ifade etmektedir. McQuistin (1994) Colburn j Faktörünü dört sıralı kanat-boru tipi ısı değıştiricilerini referans alarak tanımlamıştır.

$$j_4 = 1.325 \times 10^{-6} + 0.2675 \text{Re}_D^{-0.4} \left(\frac{A_t}{A_{dip}} \right)^{-0.15} \quad (4.4)$$

Burada A_t toplam yüzey alanını A_{dip} ise dip boru yüzey alanını ifade etmektedir. Reynolds sayısı, Re_D ise boru dış çapına, D_o 'a göre tanımlanmaktadır. Dört ve daha küçük sıralı kanat-boru tipi ısı değıştiricileri için Colburn j -faktörü aşğıdaki korelasyonla tanımlanmıştır (McQuistin).

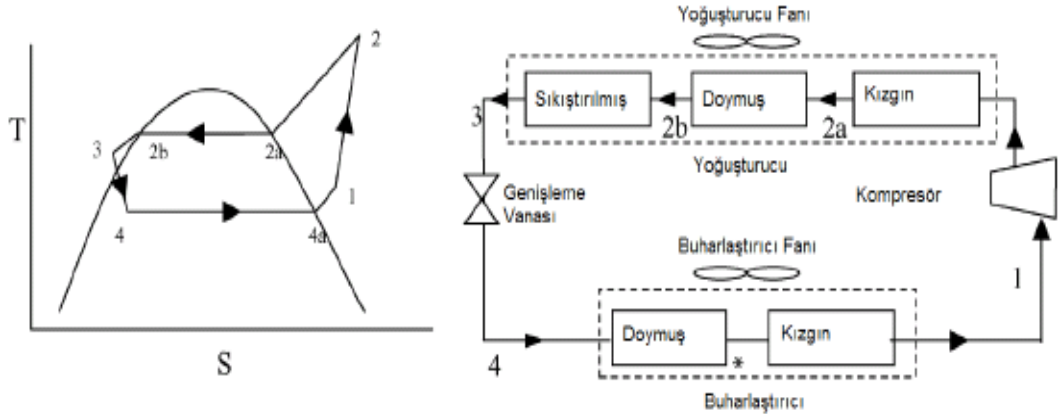
$$\frac{j_4}{j_{N_L}} = \frac{1 - 1280 N_L \text{Re}_{rs}^{-1.2}}{1 - 5120 \text{Re}_{rs}^{-1.2}} \quad (4.5)$$

Reynolds sayısı ise iki boru arasındaki düşey aralığa göre belirtilmektedir.

$$\text{Re}_{rs} = \frac{G_{h,max} S_T}{\mu_h} \quad (4.6)$$

3.4.1.2 Soğutucu Akışkan Tarafı

Soğutucu akışkan soğutma modunda çalışan bir iklimlendirme sisteminde yoğunlaştırucudan geçerken üç farklı bölgeden geçmektedir. Şekil 4.3'te görüldüğü gibi soğutucu akışkan yoğunlaştırucu içerisinde önce kızgın buhar olarak, sonra iki fazlı ve sonra sıkıştırılmış sıvı olarak dolaşmaktadır. Dolayısıyla soğutucu akışkan üç farklı ısı taşınım katsayısına sahip olmaktadır. Bu tez çalışmasında kabul 1'de belirtildiği gibi iki fazlı bölgedeki özellikler göz önünde bulundurulacaktır. Ancak, iki fazlı bölgedeki ısı taşınım katsayısını bulmak için tek fazlı bölgedeki taşınım katsayısına da ihtiyaç duyulmaktadır.



Şekil 3. 10 Soğutma modunda bir klimanın çalışma karakteristiği

Tek fazlı bölge

Tek fazlı bölgede, yoğusturucu olarak çalışan bir ısı değiştiricisi için, akışın türbülanslı olması durumunda, dairesel borular için Dittus-Boelter eşitliği (1930) kullanılabilir.

$$Nu_D = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.3} \quad (4.7)$$

Bu denklemler,

$$0.7 \leq Pr \leq 160$$

$$Re_D \geq 10,000$$

$$L/D \geq 10$$

kosulları aralığında deneysel olarak doğrulanmıştır. Bu denklemlerde özellikler ortalama sıcaklıkta, T_m hesaplanmalıdır. Termofiziksel özellikler önemli oranda değişiyorsa bu tip akışlar için Sieder&Tate(1936) sağdaki bağıntıyı önermişlerdir.

$$Nu_D = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (4.8)$$

$$0.7 \leq Pr \leq 16,700$$

$$Re_D \geq 10,000$$

$$L/D \geq 10$$

Burada, μ_s hariç tüm özellikler T_m 'de hesaplanır ve μ_s değeri ise boru için duvar sıcaklığındaki değeri için değerlendirilebilir (Wright).

Gnielinski(1976) daha küçük Reynolds sayılarında aşağıdaki bağıntıyı önermiştir:

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.9)$$

$$0.5 < Pr < 2000$$

$$3000 < Re_D < 5 \times 10^6$$

Burada f sürtünme faktörü olup Moody diyagramı yardımıyla veya Haaland tarafından önerilen formül ile hesaplanabilir:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -1.8 \log \left(\frac{6.9}{Re_{D_i}} + \left(\frac{\varepsilon / D_i}{3.7} \right)^{1.11} \right) \quad (4.10)$$

Burada ε , malzemeye bağlı olarak değişen cidar pürüzlülüğüdür ve bakır boru için $1.524 \times 10^{-6} m$ alınabilir (Wright).

İki fazlı bölge

Soğutucu akışkan Sekil 4.1’de görüldüğü gibi 2a noktasında ısı değiştiricisinin içerisinde iki fazlı dolaşmaktadır. Bu durum ısı taşınım katsayısını değiştirmektedir. İki fazlı akış hali için verilen pek çok korelasyon arasından Shah (1979) tarafından önerilen korelasyon, hata oranının düşük olması ve ele alınan soğutucu akışkan açısından da uygunluğu nedeniyle bu çalışmada hesaplamalarda kullanılmıştır.

$$h_p = h_s \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_r^{0.38}} \right] \quad (4.11)$$

Ortalama taşınım katsayısı denklem (4.11) integre edilmesi ile elde edilebilmektedir.

$$\bar{h}_p = \frac{h_s}{(x_o - x_i)} \left[\frac{-(1-x)^{0.8}}{1.8} + \frac{3.8}{P_r^{0.38}} \left(\frac{x^{1.76}}{1.76} - \frac{0.04x^{2.76}}{2.76} \right) \right]_{x_i}^{x_o} \quad (4.12)$$

Burada h_s soğutucu akışkanın sıvı fazındaki özelliklerine göre Dittus-Boelter korelasyonu ile hesaplanan ısı taşınım katsayısıdır. P_r soğutucu akışkanın kritik basıncını ve x ise kuruluk derecesini belirtmektedir. Shah korelasyonu yaklaşık olarak %15 ortalama sapma ile birçok farklı akışkan çeşitleri, boru hacimleri ve boru devreleri için doğrulanmıştır (Wright).

3.4.2 Basınç kayıpları

3.4.2.1 Hava tarafı

Hava tarafı basınç kaybını hesaplamak için Wang (2000) aşağıdaki korelasyonu önermiştir.

$$\Delta P_h = \frac{G_h^2}{2\rho_g} \left[f_h \frac{A_t}{A_{\min}} \frac{\rho_g}{\rho_{ort}} + (1 + \sigma^2) \left(\frac{\rho_g}{\rho_f} - 1 \right) \right] \quad (4.13)$$

Burada ρ_g ve ρ_f girişteki ve çıkıştaki hava yoğunluğunu ve ρ_{ort} ise ortalama yoğunluğu ifade etmektedir σ minimum akış alanının, yüzey alanına oranını simgelemektedir. f_h hava tarafı sürtünme faktörü olup Wang (2000) tarafından önerilen aşağıdaki korelasyon yardımıyla hesaplanabilmektedir.

$$f_h = 0.0267 \text{Re}_{D_{dış}}^{F_1} \left(\frac{S_T}{S_L} \right)^{F_2} \left(\frac{S}{D_{dış}} \right)^{F_3} \quad (4.14)$$

Burada $d_{ış}$ $D_{dış}$, borunun dış yüzeyine kanat kalınlığının eklenmesiyle elde edilen dış çapı, $\text{Re}_{D_{dış}}$ ise $D_{dış}$ çapına göre hesaplanmış Reynolds sayısını ifade etmektedir. F_1 , F_2 ve F_3 katsayıları ise aşağıdaki denklemlerle elde edilebilmektedir.

$$F_1 = -0.764 + 0.739 \left(\frac{S_T}{S_L} \right) + 0.177 \left(\frac{S}{D_{dış}} \right) - \frac{0.00758}{N_L} \quad (4.15)$$

Burada N boru sıra sayısını ifade etmektedir.

$$F_2 = -15.689 + \frac{64.012}{\ln(\text{Re}_{D_{dış}})} \quad (4.16)$$

$$F_3 = 1.696 - \frac{15.695}{\ln(\text{Re}_{D_{dış}})} \quad (4.17)$$

3.4.2.2 Soğutucu akışkan tarafı

Tek fazlı bölge

Yoğuşturucuda kompresör çıkışındaki kızgın buhar bölgesinde ve sıkıştırılmış sıvı bölgesinde tek fazlı olarak dolaşan soğutucu akışkanın, yatay borulardaki basınç kaybı, boru içerisindeki akış için standart basınç kaybı hesabı yöntemi ile hesaplanabilir.

$$(\Delta P)_{sp} = \frac{fG^2L}{2D_i\rho} \quad (4.18)$$

Burada f sürtünme faktörü (4.10) denklemi yardımıyla hesaplanabilir.

İki fazlı bölge

İki fazlı bölgede basınç kaybı hesabı için birçok korelasyon önerilmiştir. İki fazlı bölgede toplam basınç kaybı yerçekimi, sürtünme ve momentum olmak üzere üç bölümde incelenebilir.

$$\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dP}{dz} \right)_g + \left(\frac{dP}{dz} \right)_f + \left(\frac{dP}{dz} \right)_m \quad (4.19)$$

Yoğuşturucu boruları yatay oldukları için yerçekiminden gelen basınç kaybı ihmal edilebilir. Dolayısıyla sürtünmeden ve momentumdan gelen basınç kaybı Traviss (1973) tarafından önerilen aşağıdaki eşitlik ile bulunabilir.

$$(\Delta P)_p = (\Delta P_f + \Delta P_m) \quad (4.20)$$

$$(\Delta P)_p = \frac{L}{(x_o - x_i)} \int_{x_i}^{x_o} \left[\left(\frac{dP}{dz} \right)_f + \left(\frac{dP}{dz} \right)_m \right] dx \quad (4.21)$$

Sürtünmeden gelen basınç kaybı aşağıdaki denklemle hesaplanabilir.

$$\chi_{tt} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (4.23)$$

Burada, χ_{tt} Lockhart-Martinelli katsayısı olup aşağıdaki formül ile elde edilebilir. Momentum basınç kaybı ise

$$\left(\frac{dP}{dz} \right)_m = -\frac{G^2}{\rho_v} \left(\frac{dx}{dz} \right) \left[2x + (1-2x) \left\{ \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/3} + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right\} - 2(1-x) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right] \quad (4.24)$$

hesaplanabilir. Bu iki basınç kaybı boru boyunca kuruluk derecesine göre integre edilirse toplam basınç kaybı hesaplanabilir. Sürtünmeden gelen basınç kaybı integre edilirse,

$$\Delta P_f = -\frac{LC_1}{x_o - x_i} [0.36x^{2.8} + 2C_2x^{2.33}(0.43 - 0.14x - 0.29x^2) + C_2^2x^{1.86}(0.54 - 0.33x)]_{x_i}^{x_o} \quad (4.25)$$

Burada C_1 ve C_2 katsayıları sırasıyla,

$$C_1 = \frac{0.09\mu_v^{0.2}G^{1.8}}{\rho_v D^{1.2}} \quad (4.26)$$

$$C_2 = 2.85 \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.053} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.26} \quad (4.27)$$

formülleri ile elde edilir. Aynı şekilde momentum basınç kaybı da integre edilirse,

$$\Delta P_m = -\frac{G^2}{\rho_v} \left[x^2 + (x - x^2) \left\{ \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1/3} + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right\} - 2 \left(x - \frac{x^2}{2} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \right]_{x_i}^{x_o} \quad (4.28)$$

formülü elde edilir.

Boru bükümleri

Boru bükümlerindeki basınç kayıpları konusunda pek çok araştırmacının yanı sıra Chisholm (1969) tarafından yürütülen pek çok çalışma vardır. Tek fazlı bölgedeki basınç kaybı için boru büküm yarı çapının, boru iç çapına oranıyla ifade edilen bir eşdeğer uzunluk tanımlamıştır.

$$r_r = \frac{r_b}{D_i} \quad (4.29)$$

r_r oranı 1-3 arasında değişen oranlara sahiptir. Eşdeğer uzunluk r_r bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır ve 90° bükümde yaklaşık 12-15 değerine sahiptir. 180° bükümde ise, 90° bükümün iki katı alınabilmektedir. Tek fazlı bölgede bükümlerdeki basınç kaybı aşağıdaki formül ile tanımlanmaktadır.

$$\Delta P_b = \frac{fG^2}{2\rho} \left(\frac{L_{eq}}{D_i} \right) \quad (4.30)$$

İki fazlı bölgede bükümlerdeki basınç kaybı ise şu şekilde tanımlanmıştır.

$$\Delta P_{b,\varphi} = \Delta P_{b,l} \varphi_{b,l}^2 \quad (4.31)$$

burada $\Delta P_{b,l}$, akışın sıvı olduğu düşünülerek bükümlerde hesaplanan basınç kaybıdır ve denklem (4.30) ile hesaplanabilir. Chisholm (1969) iki faz çarpanı $\phi_{b,l}^2$ su şekilde tanımlamıştır.

$$\phi_{b,l}^2 = 1 + \left(\Gamma_b^2 - 1 \right) \left[B_\theta x^{(2-n)/2} (1-x)^{(2-n)/2} + x^{(2-n)} \right] \quad (4.32)$$

Burada Γ_b^2 boru bükümünün fiziksel özellik katsayısıdır ve aşağıdaki bağıntı ile hesaplanabilir

$$\Gamma_b^2 = \frac{\rho_l}{\rho_v} \left[\frac{\mu_v}{\mu_l} \right]^n \quad (4.33)$$

ve n değeri Blasius katsayısı olup aşağıdaki ifadeden elde edilebilir.

$$n = \frac{\ln[f_l / f_v]}{\ln[\mu_l / \mu_v]} \quad (4.34)$$

sürtünme faktörleri f_l ve f_v (4.10) denklemi yardımıyla soğutucu akışkanın fazına göre özellikleri değiştirerek hesaplanabilir.

$$B_\theta = 1 + [B_{90^\circ} - 1] \frac{k_{b,90}}{k_{b,\theta}} \quad (4.35)$$

$$B_{90^\circ} = 1 + \frac{2.2}{k_{b,90}(2 + r_b / D_i)} \quad (4.36)$$

$$k_{b,90^\circ} = f_\theta \left[\frac{L_{eq}}{D_i} \right] \quad (4.37)$$

Büküm derecesinin 180° olduğu durumlarda $k_{b,180}$ değeri, $k_{b,90}$ değerinin iki katına esit olacaktır. Dolayısıyla (4.35) denklemi kısaca, şeklinde yazılabilir.

$$B_{180^\circ} = 0.5 [B_{90^\circ} + 1] \quad (4.38)$$

Denklem (4.37) de f_θ iki fazlı bölgedeki sürtünme faktörü olup, denklem (4.10) yardımıyla hesaplanabilir.

$$Re_\theta = \frac{GD}{\mu_\theta} \quad (4.39)$$

Ancak bu denklemde iki fazlı bölge için Reynolds sayısı formülü ile hesaplanmalıdır.

Burada μ_{tp} iki fazlı bölgedeki viskozite olup aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir (Chisholm).

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{(1-x)}{\mu_l} \quad (4.40)$$

3.4.2.3 Isı geçiş miktarının ve geometrik parametrelerin hesaplanması

Isı değiştiricisinde soğutucu akışkanın giriş ve çıkış sıcaklıklarından entalpi farkı elde edilebilmektedir. Dolayısıyla kapasite miktarı belli olduğu için soğutucu akışkanın debisini hesaplamak mümkündür.

$$Q = \dot{m}_s (i_g - i_f) \quad (4.41)$$

Isı değiştiricisinin öngörülen hava debisi yardımıyla havanın çıkış sıcaklığı hesaplanabilir.

$$Q = \dot{m}_h C_{p,h} (T_{h,f} - T_{h,g}) \quad (4.42)$$

Isı değiştiricisinin boyut hesabı için ise ısı geçiş katsayısının bulunması gerekmektedir. Toplam ısı geçiş katsayısı ifadesi

$$Q = KA\Delta T_m \quad (4.43)$$

denklemleri yardımıyla hesaplanabilir. Isı geçiş katsayısı ise

$$KA = \frac{1}{R_{i\dot{q}} + R_{f,i\dot{q}} + R_b + R_t + R_k + R_{f,d\dot{q}} + R_{d\dot{q}}} \quad (4.44)$$

esitliği ile tanımlanmaktadır. Çalışmada boru içerisindeki kirlilik faktörü, R_{fi} , $0.0002m^2K/W$ (Incropera, 2001), boru dışarısındaki kirlilik faktörü ise R_{fd} , $0.0004m^2K/W$ olarak (Genceli, 1999) alınmıştır. Bakır boru ile alüminyum kanat arasındaki temas direnci, R_b , $0.0002m^2K/W$ olarak kabul edilmiştir. Isı geçiş katsayısı açık haliyle yazıldığında,

$$KA_{d\dot{q}} = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_{i\dot{q}} A_{bi}} + \frac{R_{f,i\dot{q}}}{A_{bi}} + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi k_b L N_T N_L} + \frac{R_t}{A_{bo}} + \frac{\ln(D_{d\dot{q}} / D_o)}{2\pi k_f L N_T N_L} + \frac{R_{f,d\dot{q}}}{A_t \eta_o} + \frac{1}{h_{d\dot{q}} (A_{fin} + \eta_o A_{dip})} \right]} \quad (4.45)$$

denklemleri elde edilir. Toplam kanat verimi ise Schmidt (1949) tarafından önerilen formülle hesaplanabilir.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{fm}}{A_t} (1 - \eta_f) \quad (4.46)$$

Burada η_f tek bir kanatın verimi olup aşağıdaki bağıntılar ile hesaplanabilir.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mr_i\phi)}{mr_i\phi} \quad (4.47)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_h}{k_f\delta_f}} \quad (4.48)$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_i} - 1 \right) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{R_{eq}}{r_i} \right) \right] \quad (4.49)$$

$$\frac{R_{eq}}{r_i} = 1.27 \frac{X_M}{r_i} \left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3 \right)^{1/2} \quad (4.50)$$

$$X_L = \frac{\left(\sqrt{(S_T/2)^2 + (S_L)^2} \right)}{2} \quad (4.51)$$

$$X_M = (S_T/2) \quad (4.52)$$

Böylece iklimlendirme sisteminin ve alt bileşenlerinin matematiksel modelleri belirlenerek tasarım girdilerinin sistemin kapasite, güç tüketimi ve verim değerlerinin analizi yapılabilir hale getirilmiştir. İmalat girdilerine göre hazırlanan mühendislik numuneleri üretilerek bir sonraki aşamada sistem simülasyonu yapılacaktır.

Figure 1: Schematic diagram of the proposed solar assisted heat pump system.

The figure consists of three main parts:

- Top Left: P-h Diagram**
 - Y-axis: Pressure (P)
 - X-axis: Enthalpy (h)
 - Legend:
 - Blue line: Buhar enjeksiyonsuz soğutma çevrimi (Non-injection refrigeration cycle)
 - Red line: Buhar enjeksiyonlu ısıtma çevrimi (Injection heating cycle)
 - Key points: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 6a, 7, 8, 9, 1-x, x, 2'
- Bottom Left: Detailed System Schematic**
 - Components: Güneş paneli (Solar panel), Pompa (Pump), 3 yollu vana (3-way valve), Kullanım suyu (Usage water), Su tankı (Water tank), Sebeke suyu (Municipal water), Elektrikli Isıtıcı (Electric heater), Plakalı ısı değiştirici (Plate heat exchanger), İç Ünite (Indoor unit), FCU (Fan Coil Unit), Radyatör (Radiator), Yerden ısıtma (Underfloor heating), 2 Yollu Vana (2-way valve), 3 yollu vana (3-way valve), Pompa (Pump).
- Right: Detailed View of the Heat Pump Unit (Dış Ünite)**
 - Components: 4 Yollu vana (4-way valve), Solenoid Vana (Solenoid valve), Akümülatör (Accumulator), KONDANSER (Condenser), Pislik tutucu (Sediment trap), EEV1, EEV2, EEV3 (Electronic Expansion Valves), Faz ayırıcı (Phase separator), Kompresör (Compressor), Pislilik tutucu (Sediment trap).
 - Legend:
 - Red arrow: Isıtma Modu (Heating Mode)
 - Blue arrow: Soğutma Modu (Cooling Mode)

54

55

Remote Room Temp. Sensor

TH8

W/PUMP_1

E/H/T

EXP/TANK

F/C

TH1

Ref Out

TH2

Indoor Unit (Hydro-KIT)

TH3

TH4

3WAY V/V_1

Underfloor Heating

Radiator

2WAY V/V_1

Fan Coil Unit

Shower

B/H/T

W/TANK

City Water

TH6

3WAY V/V_2

TH7

Solar Thermal Components

Solar Panel

SOLAR THERMAL SYSTEM

W/PUMP_2

Basic installation (IDU + ODU)

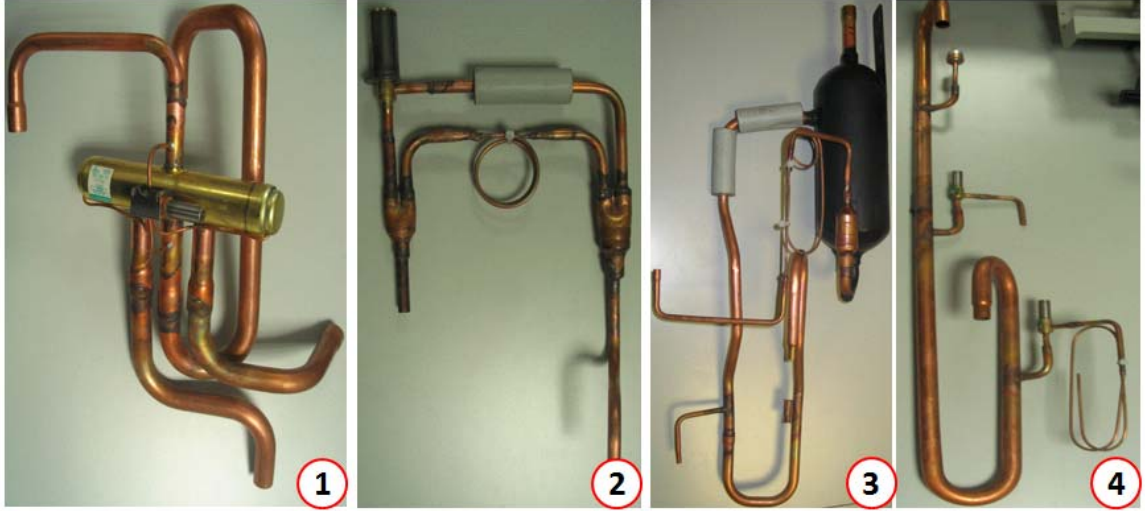
Sanitary water tank is installed (Sanitary water tank kit is necessary)

Solar thermal system is connected (Solar thermal kit is necessary)

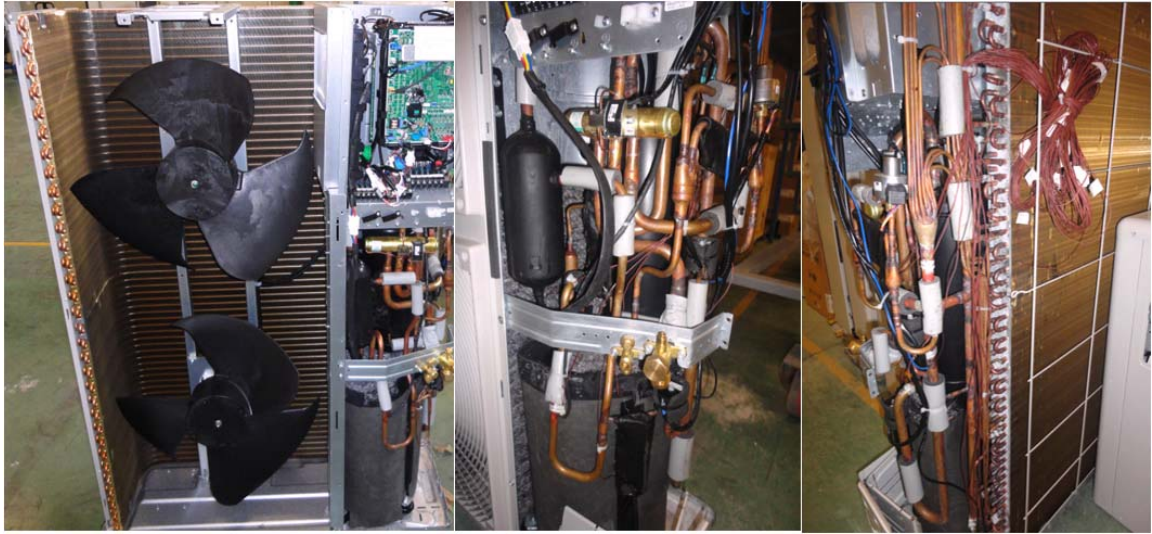
No	MARFA ADI	Detaylar
1	Bakır boru bağlantısı	Φ15.88mm
2	Bakır boru bağlantısı	Φ9.52mm
3	Su devresi giriş bağlantısı	1 parmak
4	Su devresi çıkış bağlantısı	1 parmak
5	Kontrol paneli	Akuple kablolu uzaktan kumanda
6	Sirkulasyon Pompası	7.5 metre basma yüksekliği
7	Emniyet ventili	3 bar'a kadar emniyet kontrolü
8	Termik röle	90 C su sıcaklığı aşıldığında devreyi keser
9	Kontrol kutusu	Terminal bağlantıları ve ana baskılı devre
10	Flow Switch	Minimum 15 lt/dk ayanında sistemi çalıştırır
11	Plakalı ısı değiştirici	Su-R410a arasında ısı transferini sağlar
12	Basınç regülatörü	Su basıncını kontrol eder
13	Shut-off vana	Tıkanma ya da sızıntı kontrolünü sağlar
14	Genleşme tankı	Su tarafındaki hacimsel değişimi absorbe eder
15	Hava purjörü	Tesisatta biriken havayı sistem dışına atar
16	Elektrikli ısıtıcı	Zorlanmış koşullarda ısıtmanın sürekliliğini sağlar
17	Pıslık tutucu	Tesisatta istenmeyen maddeleri absorbe eder
18	Taşıma aparatı	Lojistik kolaylık sağlar

56

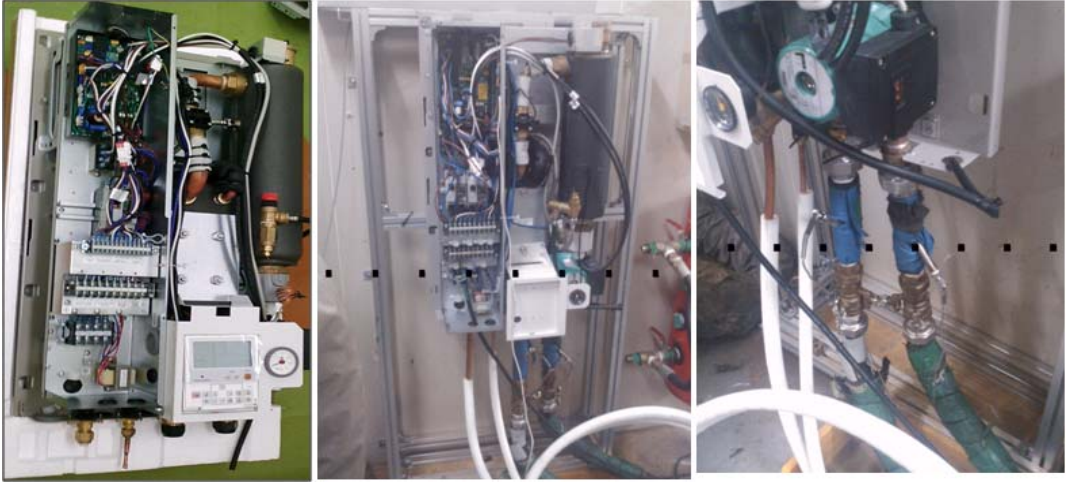
Dış ve iç ünitenin mühendislik numunelerinin gruplanması sırasında kullanılan bakır boru tasarımları ve deney öncesinde iç/dış ünite gruplarının son durumları:



Şekil 4. 5 Dış ünite komponentleri;4 yollu vana gr(1), kısılma vanası gr(2), seperatör ve basma grubu(3), emiş ve bypass grubu(4)



Şekil 4. 6 Dış ünitenin yoğuşturucu-Fan, gruplanmış bakır boru devresi ve ısıl çiftlerin bağlı olduğu kondanser



Şekil 4 7 Gruplanmış iç ünite, ara bağlantıları ve ısı çiftlerinin bağlandığı noktalar

4.2 Uygulanacak Test Ekipmanları Ve Test Detayları

TS EN 255 – 2, ISO 5151 ve JIS C 9612, elektrik tahrikli ısı pompaları için belirtilen test standart koşullarını sağlayacak şekilde ısıtma, soğutma performans testleri yapılmıştır. Performans testlerinin uygulandığı test yöntemi; psikrometrik farklar esasına dayalı kalorimetrik test odası(Yagawama marka güç ölçüm ve datalogger sistemi) kullanılmıştır. Isıtma ve soğutma kapasiteleri için standartlarda belirtilen iç ve dış sıcaklık şartlarında kapasite, sıcaklık, hava debisi, güç tüketimi, aktif/reaktif güç tüketim farkları, sistem basınçları ve rpm değerleri ölçülebilmektedir. Havadan suya ısı pompası deney sisteminin genel görünümü ve test ekipmanları aşağıdaki resimlerde detaylandırılmıştır.

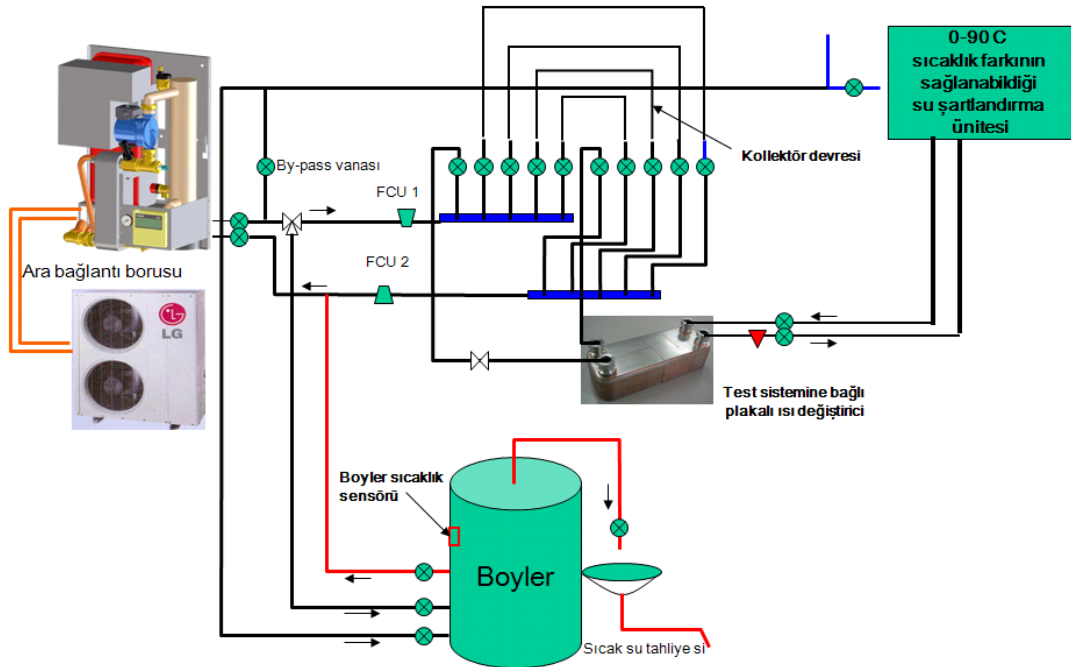


Şekil 4. 8 Kalorimetrik test odasının kontrol edildiği ve verilerin toplandığı sistem



Şekil 4. 9 Datalogger, ısıtma ve oda sıcaklık ölçüm devresi ve iç ünite kapasite ölçüm kabini

Havadan suya ısı pompası sisteminin su tarafının test edildiği deney düzeneğinin şematik gösterimi:



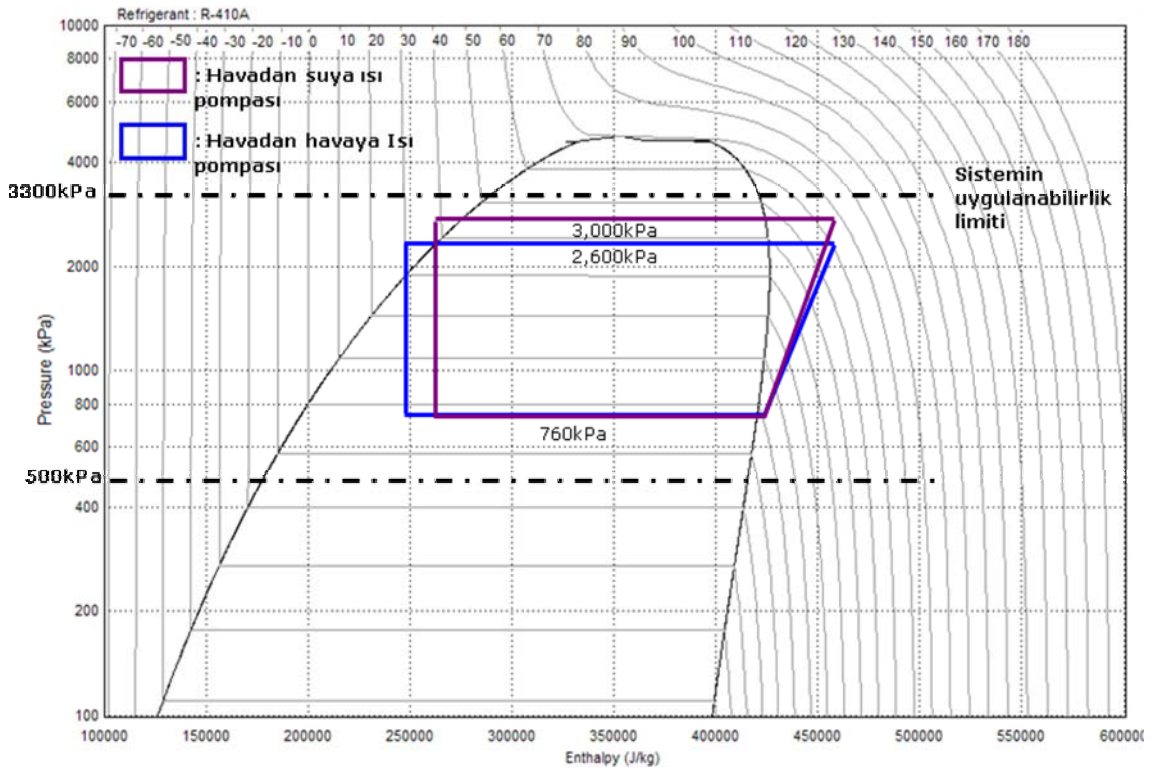
Şekil 4. 10 Su tarafının testlerinin şematik gösterimi



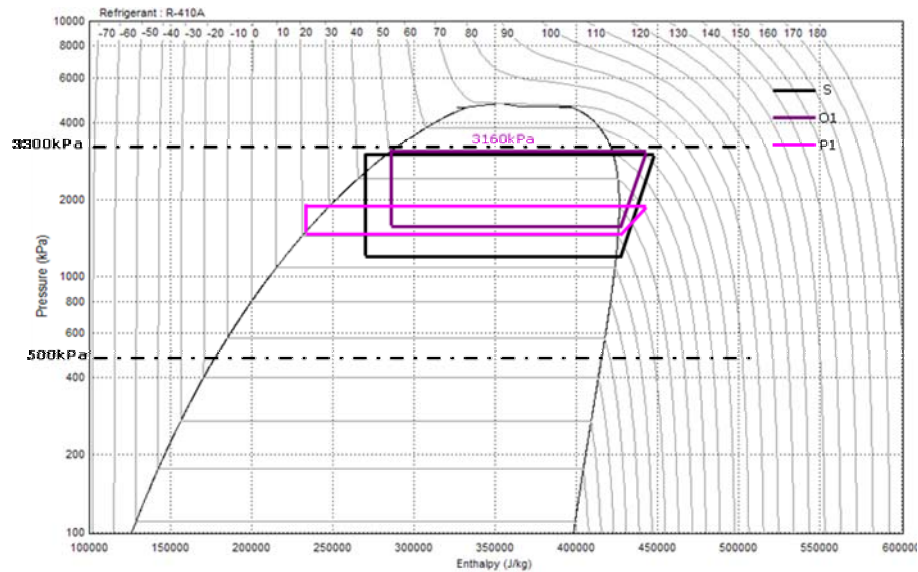
Şekil 4. 11 Su tarafının testlerinin yapıldığı merkez

4.3 Test Sonuçları ve Yorumlar

Isıtma ve soğutma performans testleri öncesinde sistemin R410a LnP-h diyagramında gösterimi:

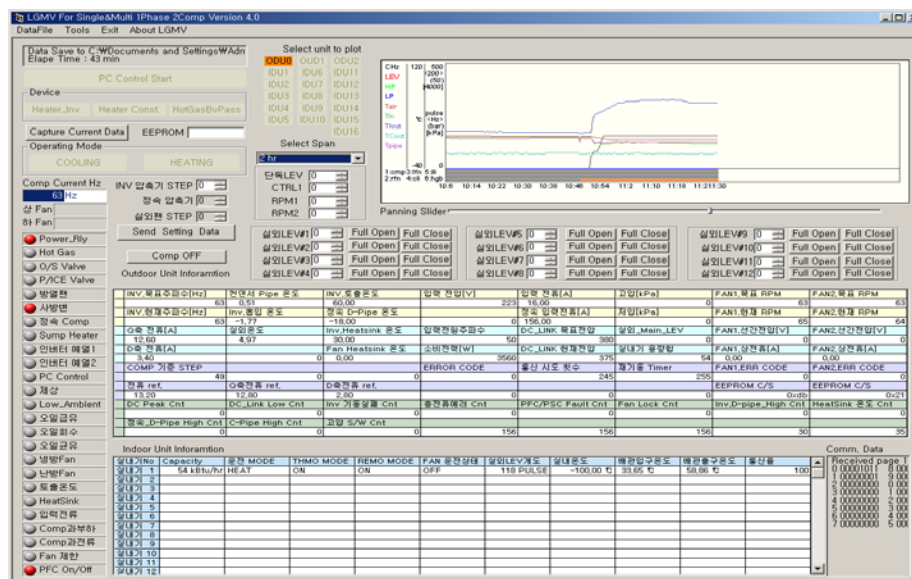


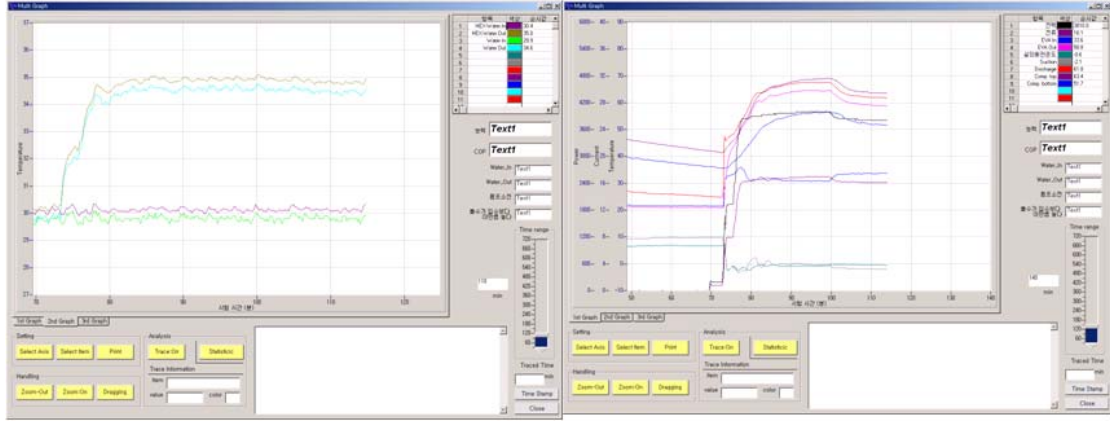
Şekil 4. 12 Isıtma çalışması şartlarında çevrimin durumu ve limitleri



Şekil 4. 13 soğutma çalışması şartlarında çevrimin durumu ve limitleri

Isıl kapasite testleri iki noktadan alınan verilerin birbirleriyle karşılaştırılarak veriler doğrulanmaktadır. Birinci ölçüm noktası, kalorimetrik odalardan dataloggerlar vasıtasıyla alınan verilerin hesaplanıp test raporu oluşturması. İkinci ölçüm noktası ise dış ünite üzerinde yer alan kontrol aygıtı üzerinden alınan verilerin(sıcaklık sensörleri, kompresör ve fan motorlarının frekans, devir sayıları ve basınç değerleri) özel bir yazılım ile yorumlanıp zamana bağlı değişimlerin ve muhtemel çalışma hata kodlarıyla birlikte kaydedilmiştir. İkinci veri toplama yönteminin sağlandığı LGEMV yazılımı sayesinde sahada çalışmakta olan sistem üzerinden anlık olarak veri alınarak sistem üzerinde kolaylıkla teşhis yapılabilir.





Şekil 4. 15 16 kW'lık dış ünitenin ısıtma testi sırasında dataloggerdan alınan verilerin takibi

Farklı dış ve iç sıcaklık şartlarında yapılan ısıtma kapasitesi test sonuçları şu şekildedir:

Set & Operating Condition		
Indoor Air Temp.	DB (°C)	20
	WB (°C)	-
Outdoor Air Temp.	DB (°C)	7
	WB (°C)	6
Water	Temp.	30
	LPM	46
Data File Name		
Calorimeter	Heating Capacity TEST	
LGMV	Open	
Ref. Charge (kg)		3.0
Comp.	Step	49
	Hz	63
EEV	pulse	118
실외 Fan	RPM	650
흡입 과열도	°C	-0.73
토출 과열도	°C	15.7
T_dis(TC/TH)	°C	66.0 / 63.0
Comp. dome(TC)	°C	66.8
Comp. bottom(TC)	°C	55.8
ΔT_{water} (0.1°C 보정 후)	°C	5.04
Capacity	W	16157
Capacity ratio	%	101
Power	W	3940
Current	A	16.49
COP		4.10
Remark	TEST PASSED	

Set & Operating Condition		
Indoor Air Temp.	DB (°C)	20
	WB (°C)	-
Outdoor Air Temp.	DB (°C)	24
	WB (°C)	18
Water	Temp.	45
	LPM	46
Data File Name		
Calorimeter	Heating Capacity TEST 2	
LGMV	Open	
Ref. Charge (kg)		3.0
Comp.	Step	26
	Hz	40
EEV	pulse	110
실외 Fan	RPM	400 ~ 420
흡입 과열도	°C	0.34
토출 과열도	°C	14.2
T_dis(TC/TH)	°C	76.2 / 74.0
Comp. dome(TC)	°C	77.72
Comp. bottom(TC)	°C	67.6
ΔT_{water} (0.1°C 보정 후)	°C	3.99
Capacity	W	12791
Capacity ratio	%	79.9
Power	W	3004
Current	A	12.63
COP		4.26
Remark	TEST PASSED	

Şekil 4. 16 16 kW'lık dış ünite için farklı dış ortam sıcaklıklarındaki performans sonuçları

Set & Operating Condition			
Indoor Air Temp.	DB (°C)	20	
	WB (°C)	-	
Outdoor Air Temp.	DB (°C)	1	
	WB (°C)	1	
Water	Temp.	30	
	LPM	46	
Data File Name			
Calorimeter	Heating Test 3		
LGMV	Open		
Ref. Charge (kg)		3.0	
Comp.	Step	착상	제상
	Hz	68	80
EEV	pulse	89	250
실외 Fan	RPM	690	690
흡입 과열도	°C	-2.0	
토출 과열도	°C	14.0	
T_dis(TC/TH)	°C	66	
Comp. dome(TC)	°C	68	
Comp. bottom(TC)	°C		
ΔT_water (0.1°C 보정)	°C	출수35	출수23
Capacity	W	9,446	
Capacity ratio	%	59.0	
Power	W	3,445	
Current	A		
COP		2.74	
Remark	Test Passed		

Set & Operating Condition		
Indoor Air Temp.	DB (°C)	20
	WB (°C)	-
Outdoor Air Temp.	DB (°C)	24
	WB (°C)	18
Water	Temp.	15
	LPM	46
Data File Name		
Calorimeter	Heating Test 4	
LGMV	Open	
Ref. Charge (kg)		3.0
Comp.	Step	41
	Hz	55
EEV	pulse	164
실외 Fan	RPM	415
흡입 과열도	°C	1.68
토출 과열도	°C	13.2
T_dis(TC/TH)	°C	49.43/48
Comp. dome(TC)	°C	50.23
Comp. bottom(TC)	°C	43.67
ΔT_water (0.1°C 보정 후)	°C	6.15
Capacity	W	19720
Capacity ratio	%	123.3
Power	W	2522
Current	A	10.53
COP		7.82
Remark	Test Passed	

Şekil 4. 17 16 kW'lık dış ünite için farklı dış ortam sıcaklıklarındaki performans sonuçları

Set & Operating Condition			Set & Operating Condition		
Indoor Air Temp.	DB (°C)	27	Indoor Air Temp.	DB (°C)	30
	WB (°C)	19.5		WB (°C)	
Outdoor Air Temp.	DB (°C)	35	Outdoor Air Temp.	DB (°C)	43
	WB (°C)	24		WB (°C)	30
Water	Temp.	23	Water	Temp.	30
	LPM	40		LPM	20
Data File Name			Data File Name		
Calorimeter	Cooling Test 1		Calorimeter	Cooling Test 2	
LGMV	Open		LGMV	Open	
Ref. Charge (kg)		3.0	Ref. Charge (kg)		3.0
Comp.	Step	50	Comp.	Step	43
	Hz	64		Hz	57
EEV	pulse	264	EEV	pulse	312
실외 Fan	RPM	630	실외 Fan	RPM	713
흡입 과열도	°C	2.81	흡입 과열도	°C	0.11
토출 과열도	°C	15.8	토출 과열도	°C	13.0
T_dis(TC/TH)	°C	74.8 / 72.8	T_dis(TC/TH)	°C	78.2 / 76.2
Comp. dome(TC)	°C	74.27	Comp. dome(TC)	°C	78.04
Comp. bottom(TC)	°C	66.08	Comp. bottom(TC)	°C	69.81
ΔT_water (0.1°C 보정 후)	°C	5.52	ΔT_water (0.1°C 보정 후)	°C	9.16
Capacity	W	15,382	Capacity	W	12,737
Capacity ratio	%	109.9	Capacity ratio	%	91.0
Power	W	4,524	Power	W	4,578
Current	A	18.93	Current	A	20.0
COP		3.40	COP		2.78
Remark	Test Passed		Remark	Test Passed	

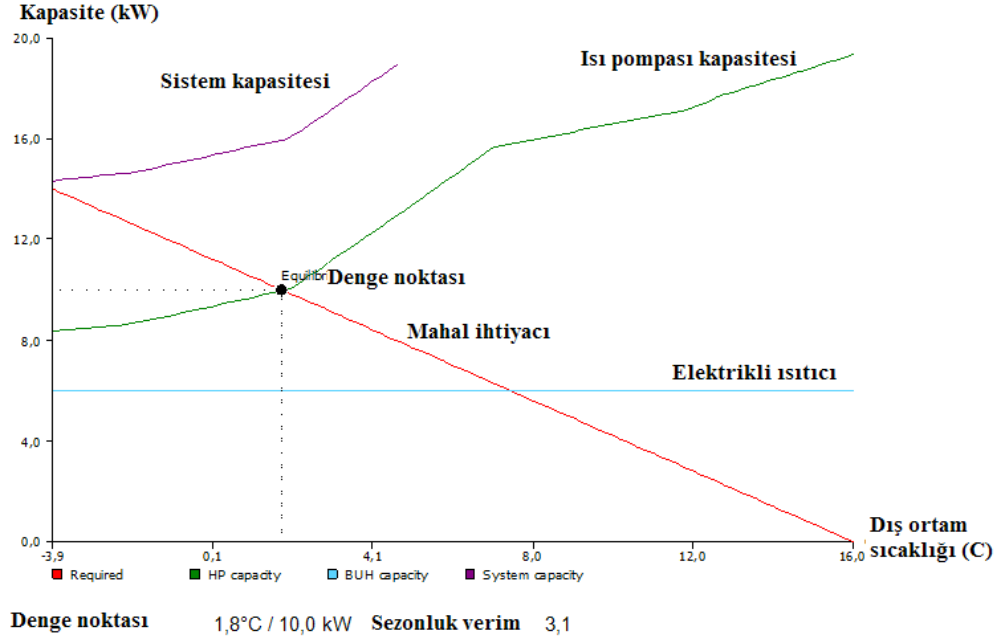
Şekil 4. 18 16 kW’lık dış ünite için farklı dış ortam sıcaklıklarındaki performans sonuçları

Standartlarda belirtilen testler dışında +/- %15 voltaj aralıklarında, %30, %50 ve %80 kondanserin bloke edildiği şartlarda, yoğunlaşmanın başladığı dış ortam sıcaklıklarında, defrost sıcaklığı şartlarında ısıtma, soğutma ve boru titreşim deneyleri yapılarak sistemin kalitesi ve güvenilirliği test edildimiştir. Deney sonuçları incelendiğinde, defrost (1°C/1°C) oluşma koşullarında dış ünite minimumda 2,74 COP değeri ile çalışırken, 35°C’lik bir çıkış suyu sıcaklığı değeri yakalanmıştır. Benzer şekilde soğutma performansı testinde zorlaştırılmış (43°C/30°C) dış ortam sıcaklık şartlarında dur/kalk şeklinde çalışmadan minimum 2,78 COP değeri yakalanırken FCU’lar için 21°C sıcaklığında su sağlanmıştır. Nominal şartlarda (soğutma için 35C/24, ısıtma için 7C/6C) soğutmada yakalanan COP değeri: 3,40, ısıtmada erişilen COP değeri ise: 410. ARI diğer standartlara göre, kompresörün kısmi yüklerdeki tüketiminin düşük olması nedeniyle 5,00 ve üzerinde sezonluk verim değerlerine ulaşmaktadır.

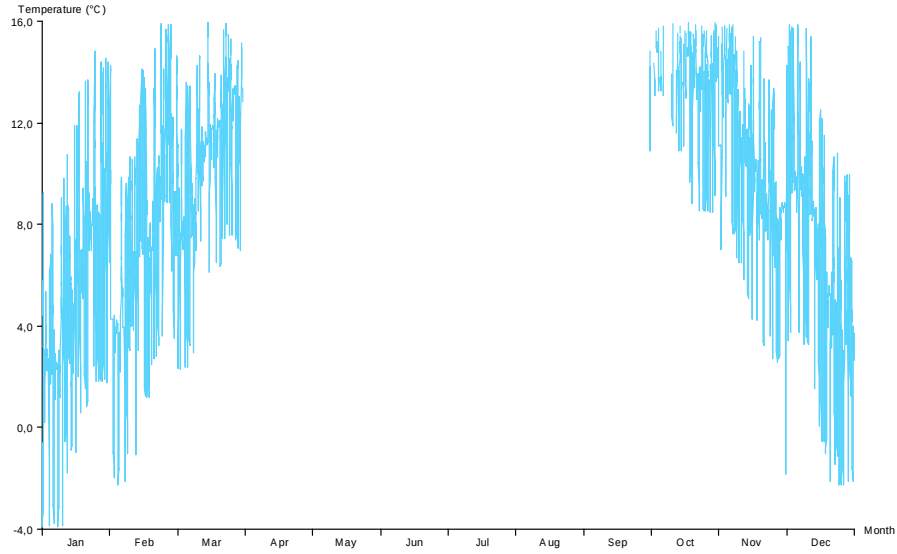
BÖLÜM 5

FİZİBİLİTE ANALİZLERİ VE SONUÇ

Havadan suya ısı pompasının uygulanabilirlik analizi için İstanbul ili içerisinde yer alan 110 m² lik 14kW ısıtma kapasitesi ihtiyacı olan bir konut için diğer konvansiyonel fosil yakıt tüketen sistemlere göre karşılaştırma yapıldı. Karşılaştırma öncesinde sistemin denge noktası, dış ünite kapasitesinin düşük sıcaklıklarda sağlayabileceği kapasitenin mahalın ihtiyacına göre mukayesesi yapıldı. Buna göre dış ortam sıcaklığı 1,8°C sıcaklığın altına düştüğünde elektrikli ısıtıcı devreye girerek mahalın ihtiyacı karşılanmaktadır.



Şekil 5. 1 Denge noktası, cihaz ve mahal kapasitelerinin mukayesesi



Şekil 5. 2 İstanbul ili için yıllık dış sıcaklık değerleri

Bu karşılaştırmanın amacı, havadan suya ısı pompası sisteminin işletme ve bakım maliyetlerinin daha düşük, insan sağlığı ve güvenliği açısından daha emniyetli ve çevreci olduğunu ispatlayabilmektir. Buna göre örnek projenin girdilerinin yer aldığı proje analiz kapağı ve kurulum maliyetlerinin icmal detayları aşağıda özetlenmiştir:

110m ² LİK BİR KONUT İÇİN ISITMA, SOĞUTMA VE KULLANIM SUYU İHTİYAÇLARINI KARŞILAYAN OPTİMUM HVAC SİSTEMİ SEÇİMİNİN ANALİZİ					
ANALİZ GİRDİLERİ					
Toplam Isı Kaybı (kW)	14	Yıllık Isıtma Süresi (saat)	1500		
Toplam Isı Kazancı (kW)	12	Yıllık Soğutma Süresi (saat)	500		
Günlük Sıcak Su Tüketimi (litre)	300				
Elektrik Birim Fiyatı (TL/kWh)	0,198	[1]	EUR/YTL Kur Farkı	2,1	[4]
Doğalgaz Birim Fiyatı (TL/m ³)	1,0819	[2]	USD/YTL Kur Farkı	1,73	[5]
LPG Birim Fiyatı (TL/Kg)	3,0562	[3]			
ANALİZ SONUÇLARI					
THERMA V Sisteminin,			YIL	AY	
Doğal Gaz + Multi Split Sisteme (1'e 4 Sistem) Karşı Geri Ödeme Süresi			1	2	
ANALİZ NOTLARI					
Isıtma, soğutma ve kullanım suyu ihtiyaçlarını karşılamak için seçimi yapılacak sistemin analizi sonucunda THERMA V hava kaynaklı ısı pompası sistemi doğal gazlı kombi + multi split klima sistemine göre daha fizibilirdir. Çünkü tüm THERMA V'da mahallerin ısıtma ve soğutması FCU ünitelerle sağlanırken, diğer sistem Radyatör+Duvar Tipi iç ünite kullanılmaktadır. Böylece THERMA V sistemi ile ısıtma verimi yüksek ve işletme giderleri düşük olduğu için kullanıcıların aylık FATURA bedelleri diğer sistem kullanıcılarına göre daha düşük olacaktır (Ayrıca THERMA V'nin FCU'lu sisteminde oda kumanda ve termostatları vasıtası ile enerji kaybı kontrolü D.gazlı sisteme göre daha fazladır.)					
Kaynaklar					
[1] www.tedas.gov.tr 2009 tarifeler dosyasından alınmıştır					
[2] www.dosider.org 'dan 2008 yılı sonu yakıt fiyatları dosyasından alınmıştır					
[3] www.dosider.org 'dan 2008 yılı sonu yakıt fiyatları dosyasından alınmıştır					
[4] TC Merkez Bankası 2009 şubat ortalaması EUR/TL kur verilerinden alınmıştır					
[5] TC Merkez Bankası 2009 şubat ortalaması USD/TL kur verilerinden alınmıştır					

Şekil 5. 3 Proje çalışmasının girdileri ve detayları

PANEL RADYATÖRLÜ ÇÖZÜM				
YOĞ. KOMBİ + MULTİ SPLIT SİSTEM				
	MARKA	BİRİM	TUTAR	
		(m,adet,mtul)	(YTLEUR,USD)	
ISITMA	Kombi	X	1 Ad.	800 EUR
	Yangın Emniyet Ventili	X	1 Ad.	15 EUR
	Radyatör/Isıtma Borusu	REHAU	m	400 EUR
	Tesisat Borusu,Dirsek	REHAU	m	
	Sıcak Su Borusu,Dirsek	REHAU	Parça	
	Kollektör	REHAU	Takım	
	Termostatik Vana	X	5 Ad.	125 EUR
	Termostat	KOMBI FIYATINA DAHİL		
	Gaz Borusu	Borusan	10 m	20 EUR
	Sayac	ECA	1 Ad.	50 EUR
Doğalgaz Vanası	ECA	3 Ad.	30 EUR	
Ekipman Toplamı			1.440,00 €	
MONTAJ	Kombi Montajı	X	Takım	100 EUR
	Radyatör/Isıtıcı Montajı	X	m	200 EUR
	Borulama	X	m	
	Gaz Bağlantısı	X	m	150 EUR
	İgdaş	-	-	
	Doğalgaz Proje Bedeli	-	-	170 EUR
Montaj Toplamı			620 €	
Ekipman/+Montaj Toplamı			2.060 €	
İgdaş Aboneliği Uİ			225	185 €
ISITMA TOPLAMI			2.245 €	
KLİMA	ARCELIK FDX MODEL	8500BTU/h	3 Adet	167 €
	DUVAR TİPİ 4 ADET İÇ ÜNİTE	12000BTU/h	1 Adet	175 €
	ARCELIK FDX DİŞ ÜNİTE	Multi-F 30K	1 Adet	714 €
	FDX MONTAJ BEDELİ	Toplam	Takım	302 €
KLİMA TOPLAMI			1.357 €	
GENEL TOPLAM:			3.603 €	

FCU ÇÖZÜM		
THERMA V SİSTEMİ (BOYLER+FCU)		
MARKA	BİRİM	TUTAR
	(m,adet,mtul)	(YTLEUR,USD)
12 kW THERMA V	1 Ad.	2.603 EUR
FCU bağlantı boruları, 2-3 yollu vanalar, dış ünite ve hydrobox bağlantı bakır boruları	Toplam	400 EUR
FCU iç üniteleri	4 Adet	714 EUR
Hijyenik Boyler	300 litre	500 EUR
Ekipman Toplamı		4.217,52 €
Dış ünite, hydrobox, fou iç üniteleri, boyler, bakır boru ve tesisat borularının montaj bedeli	Toplam	500 EUR
Montaj Toplamı		500 €
GENEL TOPLAM:		4.718 €

Şekil 5. 4 yoğuşmalı kombi+multi split klima çözümünün kurulum maliyeti icmali

Kurulum maliyetleri incelendiğinde aynı ihtiyacı sağlayacak olan ısıtma ve klima sisteminin havadan suya ısı pompası sistemine göre daha düşük gibi gözüksede, kısmi yüklerde yüksek verimli kompresörü sayesinde havadan suya ısı pompası tükettiği enerjiyi konvansiyonel sistemlere göre daha etkin biçimde kullanmaktadır. Bu nedenle işletme maliyetlerine göre karşılaştırma yaptığımızda, aynı projede havadan suya ısı pompası kullanımı tercih edildiğinde, kurulum maliyeti sırasında oluşan maliyet farkını 14 ay sonunda kapanacağı hesaplanmaktadır.

Doğal Gaz + Radyatörlü Isıtma Sisteme Göre Geri Ödeme Süresi		
Isı Kaybı	14 kW	
Isıtma Süresi	1.500 Saat	
Yıllık Isıtma toplamı	21000 kW	
Günlük Sıcak Su Tüketimi	300 litre	
Yıllık Sıcaksu ihtiyacı	4456 kW	
YILLIK ISITMA TOPLAMI	25456 kW	
Isı Kazancı	12 kW	
Soğutma süresi	500 Saat	
Yıllık Soğutma Toplamı	6000 kW	
YILLIK SOĞUTMA TOPLAMI	6000 kW	
YILLIK GENEL TOPLAM	31456 kW	
YILLIK GENEL TOPLAM	27.052.500 Kcal/h	
DOĞAL GAZ FİYATI KDV DAHİL	0,61 EURCENT/m3	
ELEKTRİK FİYATI KDV DAHİL	0,11 EURCENT/kW	
EUR KUR	2,1	

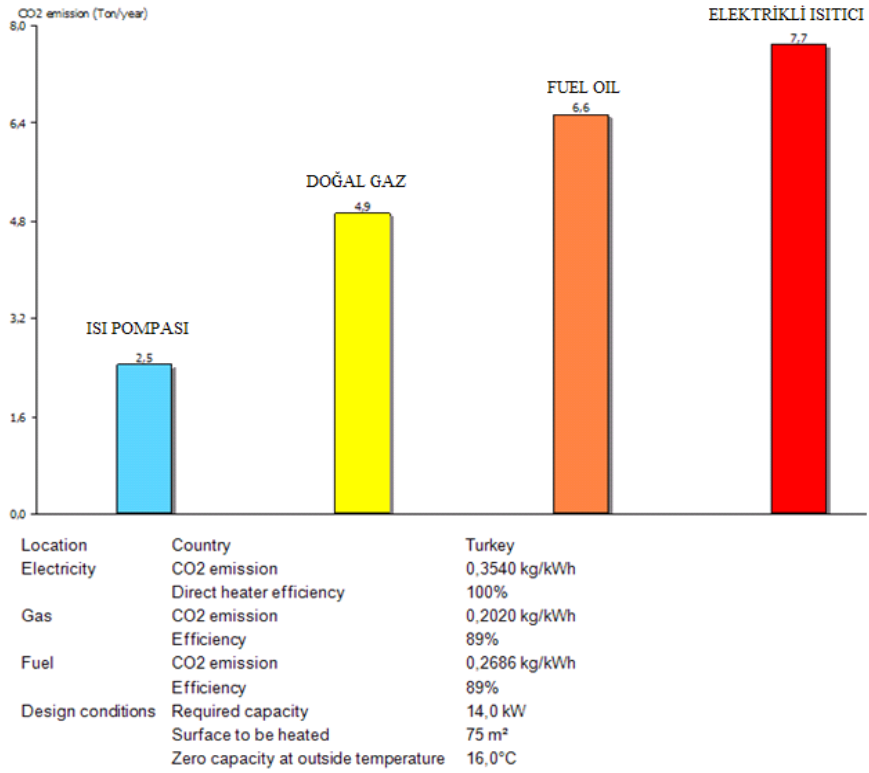
	THERMA V	KOMBİ+MULTİ
VERİM (Isıtma modunda)	4,18	0,99
VERİM (Soğutma Modunda)	2,63	2,8
YILLIK TÜKETİM (ISITMA)	6.090 kW Elektrik	2.680 m³ Gaz
YILLIK TÜKETİM (SOĞUTMA)	2.281 kW Elektrik	2.143 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM EUR	931 EUR	1.868 EUR
YILLIK TASARRUF	937 EUR	50,14%

	HSİP	KOMBİ
ISITMA İLK YATIRIM BEDELİ	4.718 EUR	2.245 EUR
KLİMA İLK YATIRIM BEDELİ		1.357 EUR
TOPLAM İLK YATIRIM BEDELİ (EUR)	4.718 EUR	3.603 EUR
İLK YATIRIM FARKI	1.115 EUR	
GERİ DÖNÜŞ SÜRESİ	1 YIL 2 AY	

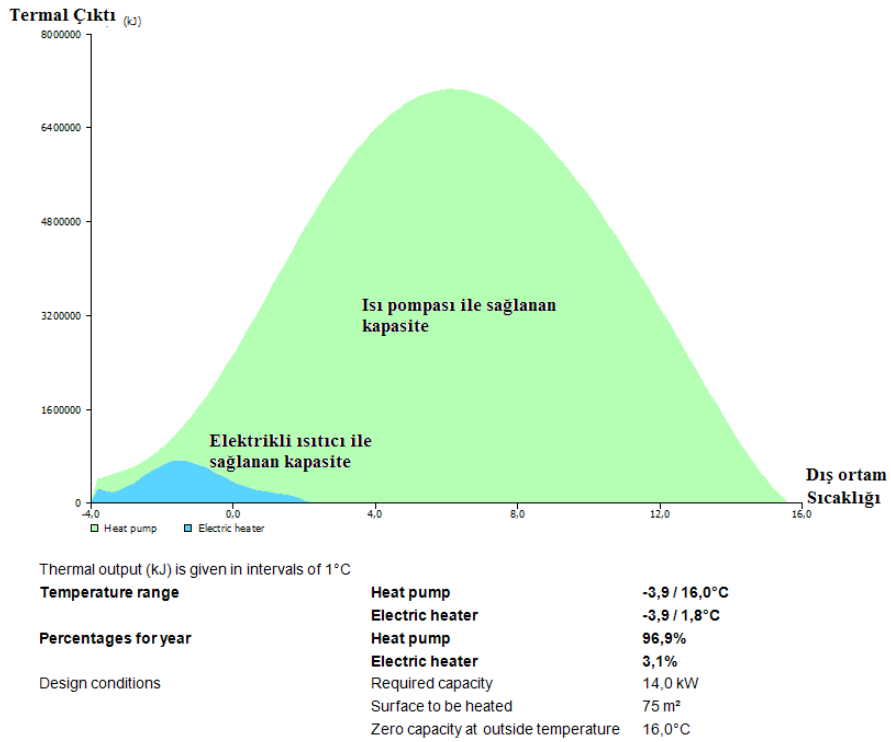
Şekil 5. 5 Konvansiyonel sisteme göre havadan suya ısı pompasının geri ödeme süresi.

Havadan suya ısı pompasının asıl kurulum amacı, doğal gaz gibi maliyeti düşük yakıtlardan faydalanılamayan bölgelerde fuel oil ya da elektrikli ısıtıcı sistem ile çözülen projeler için alternatif ve yenilikçi bir çözüm getirmesidir. Benzer amaca hizmet eden toprak kaynaklı ısı pompasının sistem verimi daha yüksek olmasına karşın kazı ve kurulum maliyetlerinin çok yüksek olması ve her bölge için elverişli olamaması nedeniyle bu sistem daha fizibil, uygulanabilir gözükmemektedir. Çizelge 5. 1, Çizelge 5. 2 ve Çizelge 5. 3'te diğer ısıtma sistemleriyle radyatör, yerden ısıtma ve FCU kullanımına göre yapılan karşılaştırmaların detayları yer almaktadır.

Sonuç olarak 14kW ısıtma kapasitesi ihtiyacına sahip bu projenin projenin diğer yakıt kaynaklarıyla çalışan sistemlere göre analizini yapıldığında aşağıdaki maliyet farkları, karbondioksit salınım oranları ve çalışma farkı detaylarına ulaşılmaktadır:



Şekil 5. 6 Konvansiyonel sisteme göre sistemlerin CO₂ emisyonlarının karşılaştırması



Şekil 5. 7 Toplam kapasitenin %96,9'u ısı pompasından kalanı elektrikli ısıtıcıdan sağlanmıştır

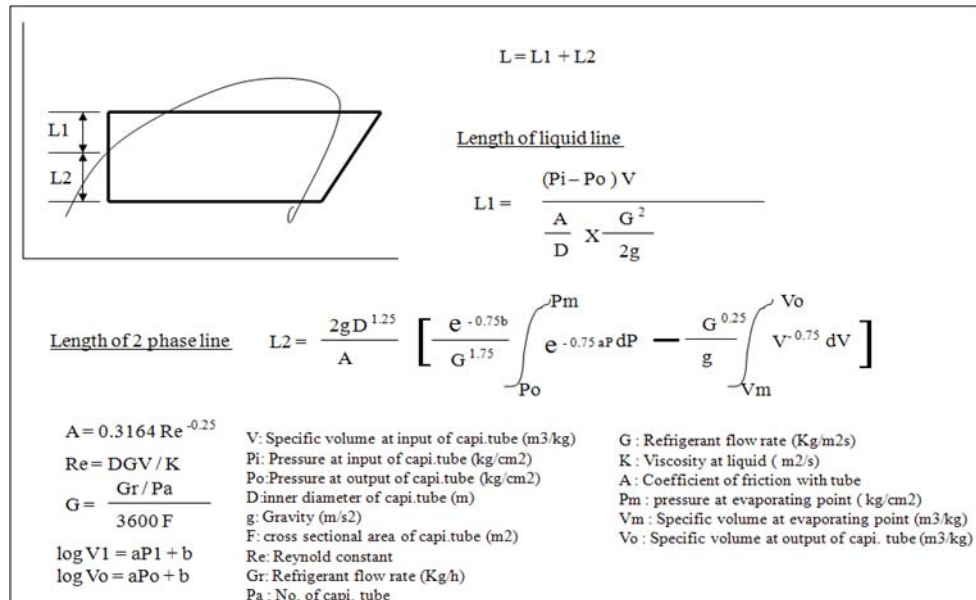
Çizelge 5. 1 Borularda zorlanmış iki fazlı akış bağıntıları

Araştırmacı	Korelasyon	Geçerli Olduğu Hal
Chen Korelasyonu	$h = h_{mic} + h_{mac}$ $h_{mac} = h_{le} F_c(X_{tt})$ $h_{mic} = 0,00122 \left[\frac{k_l^{0,79} C_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma^{0,5} \mu_l^{0,29} h_{lv}^{0,24} \rho_v^{0,24}} \right] * [T_w - T_{doy}]^{p,24}$ $* [p_{doy}(T_w) - p_l]^{0,75} * S$ $Re_l = \frac{G(1-x)D_h}{\mu_l}$ $h_{le} = 0,023 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4}$	Kabarcıklı Kaynama ve Film Buharlaşması F_c ve S grafiklerden elde edilmektedir. Kaynayan su için geliştirilmiştir.
Collier	$X_{tt}^{-1} \leq 0,1 \quad F_c(X_{tt}) = 1$ $X_{tt}^{-1} > 0,1 \quad F_c(X_{tt}) = 2,35 \left(0,213 + \frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,736}$ $S = (1 + 2,56 * 10^{-6} Re_{TP}^{1,17})^{-1}$	Chen korelasyonu için ampirik ifadeleri geliştirmiştir.
Bennett	$S = \frac{[1 - \exp\{-F(X_{tt})h_{le}X_o / k_l\}]}{F(X_{tt})h_{le}X_o / k_l}$ $X_o = 0,041 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0,5}$	Chen korelasyonundaki S faktörü için geliştirilmiştir.
Bennett & Chen	$h_{mac} = h_{le} F(X_{tt}) Pr_l^{0,296}$	Genelleştirilmiş Chen korelasyonu, metal dışı akışkanlar için de geçerlidir.
Shah Korelasyonu	$\Psi_S = \frac{h}{h_{le}} = f(Co, Bo, Fr_{le})$ $Co = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}$ $Bo = \frac{q''}{G h_{lv}} \quad Fr_{le} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_h}$	Doymuş kaynama için düşey ve yatay borularda geçerlidir. Ψ_S şekilden bulunmaktadır.

Araştırmacı	Korelasyon	Geçerli Olduğu Hal														
Shah Korelasyonu	$N_S = Co \quad Fr_{le} \geq 0,04$ $N_S = 0,38 Fr_{le}^{-0,3} Co \quad Fr_{le} < 0,04$ $F_S = 14,7 \quad Bo \geq 11 * 10^{-4}$ $F_S = 15,4 \quad Bo < 11 * 10^{-4}$ $\Psi_{cb} = 1,8 * N_S^{-0,8}$ $N_S > 1.0$ için, $\Psi_{nb} = 230Bo^{0,5} \quad Bo > 0,3 * 10^{-4}$ $\Psi_{nb} = 1 + 46Bo^{0,5} \quad Bo \leq 0,3 * 10^{-4}$ $\Psi_S = \{\Psi_{nb} \text{ ve } \Psi_{cb} \text{ en büyüğü}\}$ $N_S \leq 1.0$ için $\Psi_{bs} = F_S Bo^{0,5} \exp(2,74N_S^{-0,1}) \quad 0,1 < N_S \leq 1$ $\Psi_{bs} = F_S Bo^{0,5} \exp(2,74N_S^{-0,15}) \quad N_S \leq 0,1$ $\Psi_S = \{\Psi_{bs} \text{ ve } \Psi_{cb} \text{ en büyüğü}\}$	Ψ_S eldesi için geliştirilmiş ampirik ifadeler														
Schrock ve Grossman	$\frac{h}{h_{le}} = 7,39 * 10^{-3} \left[Bo + 1,5 * 10^{-4} \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,66} \right]$	Düşey, yukarı doğru akışta su için kaynama														
Güngör ve Winterton	$h = h_{le} \left[1 + 3000Bo^{0,86} + \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41} \right]$	Düşey boru kaynama akış yönü önemli değil.														
Kandlikar Korelasyonu	$h = h_{le} [C_1 * Co^{C_2} (25 * Fr_{le})^{C_3} + C_3 * Bo^{C_4} * F_K]$ Co<0,65 (taşınımlı kaynama) için; C ₁ =1,1360; C ₂ =-0,9; C ₃ =667,2; C ₄ =0,7 ve C ₅ *=0,3 Co ≥ 0,65 için (kabarcıklı (habbecikli) kaynama bölgesinde; C ₁ =0,6683; C ₂ =-0,2; C ₃ =1058; C ₄ =0,7 ve C ₅ *=0,3 *Düşey boruların hepsinde ve yatay boruların Fr _{le} >0,04 olduğu hallerde C ₅ =0 dır. <table><tr><td>Akışkan</td><td>F_K</td></tr><tr><td>Su</td><td>1,00</td></tr><tr><td>R-11</td><td>1,30</td></tr><tr><td>R-12</td><td>1,50</td></tr><tr><td>R-13B1</td><td>1,31</td></tr><tr><td>R-22</td><td>2,20</td></tr><tr><td>R-113</td><td>1,30</td></tr></table>	Akışkan	F _K	Su	1,00	R-11	1,30	R-12	1,50	R-13B1	1,31	R-22	2,20	R-113	1,30	Düşey ve yatay borularda farklı akışkanlar için kaynama halinde geçerlidir.
Akışkan	F _K															
Su	1,00															
R-11	1,30															
R-12	1,50															
R-13B1	1,31															
R-22	2,20															
R-113	1,30															

	R-114 1,24 R-152a 1,10 Azot 4,70 Neon 3,50	
Araştırmacı	Korelasyon	Geçerli Olduğu Hal
Soliman ve ark.	$\frac{hD_h}{k_l} = \frac{0,15 * Pr_l Re_l^{0,9}}{F_T} \left[\frac{1}{X_{tt}} + \frac{2,85}{X_{tt}^{0,476}} \right]$ $X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1}$ $F_T = 5 * Pr_l + 5 \ln(1 + 5 Pr_l) + 2,5 \ln(0,031 Re_l^{0,812}) \quad Re_l > 1125$ $F_T = 5 * Pr_l + 5 \ln(1 + Pr_l(0,0964 Re_l^{0,585} - 1)) \quad 50 < Re_l < 1125$ $F_T = 0,707 * Pr_l Re_l^{0,5} \quad Re_l < 50$	Yoğuşma halkasal akış lokal ısı taşınım katsayısı
Shah	$\frac{h}{h_{lo}} = (1-x)^{0,8} + \frac{3,8 * x^{0,76} * (1-x)^{0,04}}{(p / p_{kr})^{0,38}}$ $h_{lo} = 0,023 \left(\frac{k_l}{D_h} \right) \left(\frac{GD_h}{\mu_l} \right)^{0,8} Pr_l^{0,4}$	yoğuşma ısı taşınım katsayısı dairesel borular $11 \leq G \leq 211$ kg/m^2s $0 \leq x \leq 1.0$ $1 \leq Pr \leq 13$ için geçerlidir.
Ananiev ve ark		

Çizelge 5. 2 Kapileri geometrisinin iki fazlı modeli ve boyutlandırma bağıntıları



Çizelge 5. 3 HSIP sisteminin diğer sistemlere göre mukayesesi-1

KONUTLARDA ISITMA, SOĞUTMA VE KULLANIM SUYU İHTİYAÇLARINI KARŞILAYAN
OPTİMUM HVAC SİSTEMİ SEÇİMİNİN ANALİZİ

ANALİZ GİRDİLERİ

Toplam Isı Kaybı (kW)

38

Toplam Isı kazancı (kW)

57

Günlük Sıcak Su Tüketimi (litre)

600

Yıllık Isıtma Süresi (saat)

1500

Yıllık Soğutma Süresi (saat)

500

Elektrik Birim Fiyatı (TL/kWh)

0,198

[1]

Doğalgaz Birim Fiyatı (TL/m3)

1,0819

[2]

LPG Birim Fiyatı (TL/Kg)

3,0562

[3]

EUR/YTL Kur Farkı

2,1

[4]

USD/YTL Kur Farkı

1,65

[5]

ANALİZ SONUÇLARI

HSIP Sisteminin,

Doğal Gaz + Radyatörlü Isıtma Sistemine Göre Farkı Geri Ödeme Süresi

2

8

LPG + Radyatörlü Isıtma Sistemine Göre Farkı Geri Ödeme Süresi

11

TKIP + Radyatörlü Isıtma Sistemine Göre Farkı Geri Ödeme Süresi

Doğal Gaz + Yerden Isıtma Sistemine Göre Farkı Geri Ödeme Süresi

2

9

LPG + Yerden Isıtma Sistemine Karşı Göre Farkı Geri Ödeme Süresi

12

TKIP + Yerden Isıtma Sistemine Karşı Göre Farkı Geri Ödeme Süresi

ANALİZ NOTLARI

Isıtma, soğutma ve kullanım suyu ihtiyaçlarını karşılamak için seçimi yapılacak sistemin analizi sonucunda Hava kaynaklı ısı pompası sistemi, konvansiyonel ve yenilenebilir enerji sistemlerine göre daha fizibildir.

Kaynaklar

[1] www.tedas.gov.tr 2009 tarifeler dosyasından alınmıştır

[2] www.dosider.org 'dan 2008 yılı sonu yakıt fiyatları dosyasından alınmıştır

[3] www.dosider.org 'dan 2008 yılı sonu yakıt fiyatları dosyasından alınmıştır

[4] TC Merkez Bankası 2009 şubat ortalaması EUR/TL kur verilerinden alınmıştır

[5] TC Merkez Bankası 2009 şubat ortalaması USD/TL kur verilerinden alınmıştır

Çizelge 5. 4 HSIP sisteminin diğer sistemlere göre mukayesesi-2

		PANEL RADYATÖRLÜ ÇÖZÜM		
		YOĞ. KAZAN + MULTİ SİSTEM		
		MARKA	BİRİM (m,adet,mtul)	TUTAR (YTL,EUR,USD)
ISITMA	Kazan	GB 112-43W	1 Ad.	5.000 EUR
	Yangın Emniyet Ventili	ISISAN	1 Ad.	15 EUR
	Havlupan	ISISAN 5/7	2 Ad.	76 EUR
	Radyatör/Isıtma Borusu	REHAU	m	1.850 EUR
	Tesisat Borusu,Dirsek	REHAU	m	
	Sıcak Su Borusu,Dirsek	REHAU	Parça	
	Kollektör	REHAU	Takım	
	Termostatik Vana	ISISAN	24Ad	384 EUR
	Termostat	KAZAN FİYATINA DAHİL		
	Gaz Borusu	Borusan	10 m	20 EUR
Sayac	ECA	1 Ad.	50 EUR	
Doğalgaz Vanası	ECA	3 Ad.	20 EUR	
		Ekipman Toplamı		7.415,00 €
MONTAJ	Kazan Montajı	BUDERUS	Takım	300 EUR
	Radyatör/Isıtıcı Montajı	BUDERUS	m	500 EUR
	Borulama	BUDERUS	m	
	Gaz Bağlantısı	BUDERUS	m	150 EUR
	İgdaş	-	-	
	Doğalgaz Proje Bedeli	-	-	170 EUR
		Montaj Toplamı		1.120 €
		Ekipman/Montaj Toplamı		8.535 €
		İgdaş Aboneliği 225 USD		150 €
		ISITMA TOPLAMI		8.685 €
KLİMA	ARCELİK MULTİ F MODEL DUVAR TİPİ 4 ADET İÇ ÜNİTE	8500BTU/h	3	170 €
		12000BTU/h	1	175 €
	ARCELİK MULTİ F DİŞ ÜNİTE	Multi-F 30K	1	715 €
		MULTİ MONTAJ BEDELİ	Toplam	Takım
GENEL TOPLAM:		10.045 €		

YERDEN ISITMALI ÇÖZÜM		
YOĞ. KAZAN + MULTİ SİSTEM		
MARKA	BİRİM (m,adet,mtul)	TUTAR (YTL,EUR,USD)
GB 112-43W	1 Ad.	5.000 EUR
ISISAN	1 Ad.	15 EUR
ISISAN 5/7	2 Ad.	76 EUR
Yerden Isıtma Sistemi Elemanları (Pex boru, ventil, kolektör, pompa, çekvalf, zemin izolasyonu da dahil)	REHAU	11.500 €
KAZAN FİYATINA DAHİL		
Borusan	10 m	20 EUR
ECA	1 Ad.	50 EUR
ECA	3 Ad.	20 EUR
Ekipman Toplamı		16.681,00 €
Kazan Montajı	BUDERUS	300 EUR
Yerden Isıtma Malzemeli Montaj	-	2.000 EUR
	-	
	-	
	-	
	-	
Montaj Toplamı		2.300 €
Ekipman/Montaj Toplamı		18.981 €
İgdaş Aboneliği 225 USD		150 €
ISITMA TOPLAMI		19.131 €
8500BTU/h	3	170 €
12000BTU/h	1	175 €
Multi-F 30K	1	715 €
Toplam	Takım	300 €
		1.360 €
GENEL TOPLAM:		20.491 €

PANEL RADYATÖRLÜ ÇÖZÜM			
HSIP SİSTEMİ			
MARKA	BİRİM (m,adet,mtul)	TUTAR (YTL,EUR,USD)	
16 kW Altherma D.Ü.	2 Ad.	5.500 EUR	
11,2 kW Altherma D. Ü.	1 Ad.	2.603 EUR	
ISISAN 5/7	2 Ad.	76 EUR	
REHAU	m	1.850 EUR	
REHAU	m		
REHAU	Parça		
REHAU	Takım		
ISISAN	24Ad	384 EUR	
Alterma Hydrobox	DAHİL	0 EUR	
Fan Coil İç üniteleri	19 Adet	3.000 EUR	
Hijyenik Boyler	600 litre	1.000 EUR	
1" 3 ve 2 yollu vanalar	8 takım	600 EUR	
Ekipman Toplamı		15.013,00 €	
Radyatör Ekipmanlarının Montaj Bedeli	TOTAL	500 EUR	
ALTHERMA MONTAJ	TOTAL	1.000 EUR	
Montaj Toplamı		1.500 €	
Yerden Isıtma Malzemeli Montaj		TOTAL	2.000 EUR
ALTHERMA MONTAJ	TOTAL	1.000 EUR	
Montaj Toplamı		3.000 €	

PANEL RADYATÖRLÜ ÇÖZÜM		
TKIP + VRV SİSTEMİ		
MARKA	BİRİM (m,adet,mtul)	TUTAR (YTL,EUR,USD)
Loganova Wps 14 kW	3 Adet	9.000 EUR
Loganova Sw450 boyler	3 Adet	3.000 EUR
ISISAN 5/7	2 Ad.	76 EUR
REHAU	m	1.850 EUR
REHAU	m	
REHAU	Parça	
REHAU	Takım	
ISISAN	24Ad	384 EUR
TKIP için borulama vanalar, kontrol ekipmanları, kolektör ve pompalar...	Toplam	1.000 EUR
Ekipman Toplamı		15.310,00 €
TKIP Cihaz Montajı	ISISAN	500 EUR
Radyatör Ekipmanlarının Montaj Bedeli	-	500 EUR
	-	
	-	
	-	
	-	
Kazı Maliyetleri	5 m dahil	500 EUR
Montaj Toplamı		1.500 €
ISITMA TOPLAMI		16.810 €

YERDEN ISITMALI ÇÖZÜM		
TKIP + VRV SİSTEMİ		
MARKA	BİRİM (m,adet,mtul)	TUTAR (YTL,EUR,USD)
Loganova Wps 14 kW	3 Adet	9.000 EUR
Loganova Sw450 boyler	3 Adet	3.000 EUR
ISISAN 5/7	2 Ad.	76 EUR
Yerden Isıtma Sistemi Elemanları (Pex boru, ventil, kolektör, pompa, çekvalf, zemin izolasyonu da dahil)	REHAU	11.500 €
TKIP için borulama vanalar, kontrol ekipmanları, kolektör ve pompalar...	Toplam	1.000 EUR
Ekipman Toplamı		24.576,00 €
Hydro Box Montajı	ISISAN	500 EUR
Yerden Isıtma Malzemeli Montaj	-	2.000 EUR
	-	
	-	
	-	
	-	
Kazı Maliyetleri	5 m dahil	500 EUR
Montaj Toplamı		3.000 €
ISITMA TOPLAMI		27.576 €

8500BTU/h	3	170 €
12000BTU/h	1	175 €
Multi-F 30K	1	715 €
Toplam	Takım	300 €
		1.360 €
GENEL TOPLAM:		18.170 €

8500BTU/h	3	170 €
12000BTU/h	1	175 €
Multi-F 30K	1	715 €
Toplam	Takım	300 €
		1.360 €
GENEL TOPLAM:		28.936 €

Çizelge 5. 5 HSIP sisteminin diğer sistemlere göre mukayesesi-3

Doğal Gaz + Radyatörlü Isıtma Sistemi İçin Geri Ödeme Süresi	
Isı Kaybı	38 kW
Isıtma Süresi	1.500 Saat
Yıllık Isıtma toplamı	57000 kW
Günlük Sıcak Su Tüketimi	600 litre
Yıllık Sıcaksu ihtiyacı	8913 kW
YILLIK ISITMA TOPLAMI	65913 kW
Isı Kazancı	57 kW
Soğutma süresi	500 Saat
Yıllık Soğutma Toplamı	28500 kW
YILLIK SOĞUTMA TOPLAMI	28500 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	94413 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	81.195.000 Kcal/h
DOĞAL GAZ FİYATI KDV DAHİL	0,61 EURCENT/m3
ELEKTRİK FİYATI KDV DAHİL	0,11 EURCENT/kW
EUR KUR	2,1

	HSIP	KOMBİ+MULTİ
VERİM (Isıtma modunda)	4,18	0,99
VERİM (Soğutma Modunda)	2,63	2,7
YILLIK TÜKETİM (ISITMA)	15.769 kW Elektrik	6.940 m³ Gaz
YILLIK TÜKETİM (SOĞUTMA)	10.837 kW Elektrik	10.556 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM EUR	2.960 EUR	5.394 EUR
YILLIK TASARRUF	2.434 EUR	Tasarruf 45,12%

	HSIP	KOMBİ
ISITMA İLK YATIRIM BEDELİ	16.513 EUR	8.685 EUR
KLİMA İLK YATIRIM BEDELİ		1.360 EUR
TOPLAM İLK YATIRIM BEDELİ (EUR)	16.513 EUR	10.045 EUR
İLK YATIRIM FARKI	6.468 EUR	

FARKIN KAPANMA SÜRESİ	2 YIL 8 AY
-----------------------	------------

Doğal Gaz + Yerden Isıtma Sistemi	
Isı Kaybı	38 kW
Isıtma Süresi	1.500 Saat
Yıllık Isıtma toplamı	57000 kW
Günlük Sıcak Su Tüketimi	600 litre
Yıllık Sıcaksu ihtiyacı	8913 kW
YILLIK ISITMA TOPLAMI	65913 kW
Isı Kazancı	57 kW
Soğutma süresi	500 Saat
Yıllık Soğutma Toplamı	28500 kW
YILLIK SOĞUTMA TOPLAMI	28500 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	94413 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	81.195.000 Kcal/h
DOĞAL GAZ FİYATI KDV DAHİL	0,61 EURCENT/m3
ELEKTRİK FİYATI KDV DAHİL	0,11 EURCENT/kW
EUR KUR	2,1

	HSIP	KOMBİ+MULTİ
VERİM (Isıtma modunda)	4,18	0,99
VERİM (Soğutma Modunda)	2,63	2,7
YILLIK TÜKETİM (ISITMA)	15.769 kW Elektrik	6.940 m³ Gaz
YILLIK TÜKETİM (SOĞUTMA)	10.837 kW Elektrik	10.556 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM EUR	2.960 EUR	5.394 EUR
YILLIK TASARRUF	2.434 EUR	Tasarruf 45,12%

	HSIP	KOMBİ
ISITMA İLK YATIRIM BEDELİ	27.279 EUR	19.131 EUR
KLİMA BEDELİ		1.360 EUR
TOPLAM İLK YATIRIM BEDELİ (EUR)	27.279 EUR	20.491 EUR
İLK YATIRIM FARKI	6.788 EUR	

LPG + Radyatörlü Isıtma Sistemi İçin Geri Ödeme Süresi	
Isı Kaybı	38 kW
Isıtma Süresi	1.500 Saat
Yıllık Isıtma toplamı	57000 kW
Günlük Sıcak Su Tüketimi	600 litre
Yıllık Sıcaksu ihtiyacı	8913 kW
YILLIK ISITMA TOPLAMI	65913 kW
Isı Kazancı	57 kW
Soğutma süresi	500 Saat
Yıllık Soğutma Toplamı	28500 kW
YILLIK SOĞUTMA TOPLAMI	28500 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	94413 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	81.195.000 Kcal/h
LPG FİYATI KDV DAHİL	1,72 EUR/kg
ELEKTRİK FİYATI KDV DAHİL	0,11 EURCENT/kW
EUR KUR	2,1

	HSIP	KOMBİ+MULTİ
VERİM (Isıtma modunda)	4,18	0,99
VERİM (Soğutma Modunda)	2,63	2,7
YILLIK TÜKETİM (ISITMA)	15.769 kW Elektrik	5.205 m³ Gaz
YILLIK TÜKETİM (SOĞUTMA)	10.837 kW Elektrik	10.556 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM EUR	2.960 EUR	10.113 EUR
YILLIK TASARRUF	7.153 EUR	Tasarruf 70,73%

	HSIP	KOMBİ
ISITMA İLK YATIRIM BEDELİ	16.513 EUR	8.535 EUR
KLİMA BEDELİ		1.360 EUR
TOPLAM İLK YATIRIM BEDELİ (EUR)	16.513 EUR	9.895 EUR
İLK YATIRIM FARKI	6.618 EUR	

FARKIN KAPANMA SÜRESİ	11 AY
-----------------------	-------

LPG + Yerden Isıtma Sistemi İçin	
Isı Kaybı	38 kW
Isıtma Süresi	1.500 Saat
Yıllık Isıtma toplamı	57000 kW
Günlük Sıcak Su Tüketimi	600 litre
Yıllık Sıcaksu ihtiyacı	8913 kW
YILLIK ISITMA TOPLAMI	65913 kW
Isı Kazancı	57 kW
Soğutma süresi	500 Saat
Yıllık Soğutma Toplamı	28500 kW
YILLIK SOĞUTMA TOPLAMI	28500 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	94413 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	81.195.000 Kcal/h
LPG FİYATI KDV DAHİL	1,72 EUR/kg
ELEKTRİK FİYATI KDV DAHİL	0,11 EURCENT/kW
EUR KUR	2,1

	HSIP	KOMBİ+MULTİ
VERİM (Isıtma modunda)	4,18	0,99
VERİM (Soğutma Modunda)	2,63	2,7
YILLIK TÜKETİM (ISITMA)	15.769 kW Elektrik	5.205 m³ Gaz
YILLIK TÜKETİM (SOĞUTMA)	10.837 kW Elektrik	10.556 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM EUR	2.960 EUR	10.113 EUR
YILLIK TASARRUF	7.153 EUR	Tasarruf 70,73%

	HSIP	KOMBİ
ISITMA İLK YATIRIM BEDELİ	27.279 EUR	18.981 EUR
KLİMA BEDELİ		1.360 EUR
TOPLAM İLK YATIRIM BEDELİ (EUR)	27.279 EUR	20.341 EUR
İLK YATIRIM FARKI	6.938 EUR	

TKIP + Radyatörlü Isıtma Sistemi İçin Geri Ödeme Süresi	
Isı Kaybı	38 kW
Isıtma Süresi	1.500 Saat
Yıllık Isıtma toplamı	57000 kW
Günlük Sıcak Su Tüketimi	600 litre
Yıllık Sıcaksu ihtiyacı	8913 kW
YILLIK ISITMA TOPLAMI	65913 kW
Isı Kazancı	57 kW
Soğutma süresi	500 Saat
Yıllık Soğutma Toplamı	28500 kW
YILLIK SOĞUTMA TOPLAMI	28500 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	94413 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	81.195.000 Kcal/h
ELEKTRİK FİYATI KDV DAHİL	0,11 EURCENT/kW
EUR KUR	2,1

	HSIP	TKIP+MULTİ
VERİM (Isıtma modunda)	4,18	3,3
VERİM (Soğutma Modunda)	2,63	2,7
YILLIK TÜKETİM (ISITMA)	15.769 kW Elektrik	19.974 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM (SOĞUTMA)	10.837 kW Elektrik	10.556 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM EUR	2.960 EUR	3.397 EUR
YILLIK TASARRUF	437 EUR	Tasarruf 12,85%

	HSIP	TKIP+VRV
ISITMA İLK YATIRIM BEDELİ	16.513 EUR	16.810 EUR
KLİMA BEDELİ		1.360 EUR
TOPLAM İLK YATIRIM BEDELİ (EUR)	16.513 EUR	18.170 EUR
İLK YATIRIM FARKI	-1.657 EUR	

FARKIN KAPANMA SÜRESİ	HSIP DAHA AVANTAJLIDIR
-----------------------	------------------------

TKIP + Yerden Isıtma Sistemi İçin	
Isı Kaybı	38 kW
Isıtma Süresi	1.500 Saat
Yıllık Isıtma toplamı	57000 kW
Günlük Sıcak Su Tüketimi	600 litre
Yıllık Sıcaksu ihtiyacı	8913 kW
YILLIK ISITMA TOPLAMI	65913 kW
Isı Kazancı	57 kW
Soğutma süresi	500 Saat
Yıllık Soğutma Toplamı	28500 kW
YILLIK SOĞUTMA TOPLAMI	28500 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	94413 kW
YILLIK GENEL TOPLAM	81.195.000 Kcal/h
ELEKTRİK FİYATI KDV DAHİL	0,11 EURCENT/kW
EUR KUR	2,1

	HSIP	TKIP+MULTİ
VERİM (Isıtma modunda)	4,18	3,3
VERİM (Soğutma Modunda)	2,63	2,7
YILLIK TÜKETİM (ISITMA)	15.769 kW Elektrik	19.974 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM (SOĞUTMA)	10.837 kW Elektrik	10.556 kW Elektrik
YILLIK TÜKETİM EUR	2.960 EUR	3.397 EUR
YILLIK TASARRUF	437 EUR	Tasarruf 12,85%

	HSIP	TKIP+VRV
ISITMA İLK YATIRIM BEDELİ	27.279 EUR	27.576 EUR
KLİMA BEDELİ		1.360 EUR
TOPLAM İLK YATIRIM BEDELİ (EUR)	27.279 EUR	28.936 EUR
İLK YATIRIM FARKI	-1.657 EUR	

KAYNAKLAR

- [1] Mehmet Yılmaz, Sadık Erdoğan, Ömer Çomaklı ve Birol Dursun (2006), “Hava kaynaklı ısı pompalarının soğuk iklim bölgelerinde kullanımı için önerilen tasarım ve modifikasyonlar”, Mühendis ve Makine, Cilt 47:559
- [2] Önder Kızıllan, Reşat Selbaş ve Arzu Şencan (2006), “Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde aşırı soğutma ve aşırı kızdırma etkisinin ısı ekonomisi açısından incelenmesi”, Gazi Üniversitesi, Müh. Mim. Fakültesi, Cilt 21: 387-396
- [3] R. Sahinagic, L. Gasser, B. Wellin ve K.Hilfiker (2008), “Prediction of ice and frost formation in fin tube evaporators for air water heat pumps”, University of Applied Science and Arts, IEA-2008, Switzerland.
- [4] E. Dumont, M. Duprez ve M. Frère (2008), “Performance analyses and modeling of a static air to water heat pump integrated in a single family dwelling”, IEA-2008, Energy research centre of Faculty of Engineering, Mons, Belgium, Switzerland.
- [5] H. Bruderer ve H. Hohl (2008), “Effects of expansion valves on heat pump performance”, Division SATAG thermotechnic Viessman, IEA-2008, Arbon, Switzerland.
- [6] Dittus, F.W. ve Boelter, L.M.K., (1930). University of California, Berkeley, Publications on Engineering, Cilt. 2: 443.
- [7] L. Gasser, B. Wellin ve K.Hilfiker (2008), “Exergy analyses: stalking the potential for more efficient Air/Water heat pumps”. University of Applied Science and Arts, Switzerland.
- [8] Domanski, P.A., Motta, S. Y., (2000). “Impact of elevated ambient temperatures on capacity and energy input to a vapor compression system-literature review”, Letter Report for ARTI 21-CR Research Project.
- [9] Daikin, (2006). Refrigerant Flow Divider, European Patent, No: EP1892487A1, 14.06.2006

- [10] Daikin, (2008). Heat exchanger and air conditioning system, Japan Patent, No: JP2008256315 A,
- [11] Genceli, O., (1999). Isı Değiştiricileri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [12] Gnielinski, V., (1976). Int. Chem. Eng., 16: 359.
- [13] Haaland, S.E., (1983): Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe flow. J.Fluids Eng., 1: 89-90
- [14] Hitachi LTD, (2000). Independent fin type heat exchanger and indoor unit for air conditioner with heat exchanger, Japan Patent, No: JP2000018869A, 2000
- [15] Incropera, F.P., DeWitt ve D.P., (2001). Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayıncılık, İstanbul.
- [16] Kobe Steel Ltd., (2002). Tube having grooved surface and its production method, US Patent, No: US6336501B1, 08.01.2002
- [17] LG Electronics Inc., (2004). Heat exchanger for delaying frost in outdoor unit of air conditioner, Korean Patent, No: KR20040067172A, 10.2004
- [18] LG Electronics, (2005). Heat exchanger of air conditioner, European Patent, No: EP1686323 A2, 13.12.2005
- [19] LG Electronics, (2006). Pipe Structure of Air Conditioner, European Patent, No: EP1559962 A2, 14.12.2004
- [20] LG Compressors, Technical Manual for LG Compressor, product manual, 2008
- [21] Martinelli, R.C. ve Lockhart, R.W., (1949). Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase Two-Component Flow in Pipe, Chemical Engineering Progress 45: 39-48.
- [22] Matsushita Refrigeration Company, (2003). Refrigerant Shunt, US Patent, No: US5243838A, 14.09.1993
- [23] McQuiston, F.C., Parker ve J.P. (1994). Heating Ventilating and Air-Conditioning Analysis and Design, John Wiley&Sons, New York.
- [24] Mitsubishi Electric Corporation, (2006). Air conditioner, European Patent, No: EP1930663A2, 08.12.2006
- [25] Mitsubishi, (2007). Refrigerant Distribution Device, European Patent, No: EP1895250A1, 17.08.2007
- [26] Saechan, P., Wongwises, S., (2008). Optimal configuration of cross flow plate finned tube condenser based on the second law of thermodynamics.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Barış Baki TANYILDIZ
Doğum Tarihi ve Yeri : 20.09.1985 / Beyoğlu-İSTANBUL
Yabancı Dili : İngilizce, Almanca
E-posta : baristanyildiz@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makina Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2011
Lisans	Makina Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2008
Lise	FM	Dr. Behçet Uz Lisesi	2003

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2009-	Arçelik-LG Klima San A.Ş.	CAC ARGE mühendisi
2007-2009	Klimaplus A.Ş.	Proje ve satış mühendisi
2006-2007	Isısan-Buderus A.Ş.	Proje ve satış mühendisi