

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SOĞUTMA
KAPASİTESİNİN ADYABATİK NEMLENDİRME
YÖNTEMİ KULLANILARAK İYİLEŞTİRİLMESİ**

**2013
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Abdulaziz YILDIZ

**SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SOĞUTMA KAPASİTESİNİN
ADYABATİK NEMLENDİRME YÖNTEMİ KULLANILARAK
İYİLEŞTİRİLMESİ**

Abdulaziz YILDIZ

**Karabük Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Nisan 2013**

Abdulaziz YILDIZ tarafından hazırlanan "SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SOĞUTMA KAPASİTESİNİN ADYABATİK NEMLENDİRME YÖNTEMİ KULLANILARAK İYİLEŞTİRİLMESİ" başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Emrah DENİZ

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı



Bu çalışma, jürimiz tarafından oy birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 10/ 04/ 2013

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Erol ARCAKLIOĞLU (KBÜ)



Üye : Doç. Dr. Emrah DENİZ (KBÜ)



Üye : Yrd. Doç. Dr. Kamil ARSLAN (ÇNÜ)



02 / 05 / 2013

KBÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Nizamettin KAHRAMAN

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE SOĞUTMA KAPASİTESİNİN ADYABATİK NEMLENDİRME YÖNTEMİ KULLANILARAK İYİLEŞTİRİLMESİ

Abdulaziz YILDIZ

Karabük Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Doç.Dr. Emrah DENİZ

Nisan 2013, 68 sayfa

İnsanların ihtiyaçlarının karşılanmasında ve gelişmenin sağlıklı olarak sürdürülmesinde, gerekli olan enerji özellikle sanayi, konut ve ulaştırma gibi sektörlerde kullanılmaktadır. Tüketilen enerji miktarının, kalite ve performansı düşürmeden, en aza indirilerek enerjinin verimli kullanılması büyük önem taşımaktadır. Günümüzdedünya çapında tüketilen toplam enerjinin yaklaşık % 30'u gibi önemli bir miktarı hava şartlandırma uygulamaları için kullanılmaktadır.Hava şartlandırma uygulamalarında tüketilen enerji miktarının yarısının mekanik buhar sıkıştırma soğutma sistemlerinde kullanılıyor olması ise, soğutmada enerji verimliliği sağlayıcı uygulamaların öneminin dikkat çekici bir göstergesi olarak kabul edilebilir.

Mevcut soğutma sistemlerinin enerji verimliliğinin artırılması konusunda; daha yüksek performansa sahip sistemlerle değiştirilmeleri, mevcut işletme şartlarının iyileştirilmesi ve alternatif soğutma sistemlerinin kullanılması gibi yöntemler kullanılabilir.

Yapılan çalışmada, soğutma sistemlerinde enerji verimliliğinin artırılabilmesi ve aynı zamanda soğutma kapasitesinin iyileştirilebilmesi amacıyla soğutma sistemleri ile bütünlük çalışabilecek bir adyabatik nemlendirme sisteminin kullanımı teorik ve deneysel incelenmiştir. Çalışmada, nozullu adyabatik nemlendirme sistemi bir soğutma sistemine entegre edilmiş ve gerçek şartlar altında test edilmiştir. Elde edilen veriler, kompresör işinde %8,48'e kadar azalma, soğutma sistemi COP değerinde %32,92 ve tüm sistemin COP değerinde %18,43'e kadar artış olduğunu göstermiştir. Bu veriler adyabatik nemlendirme yönteminin kullanıldığı buhar sıkıştırırmalı bir soğutma sisteminde daha az enerji harcayarak daha fazla soğutma performansını sağlanabileceğini göstermiştir.

Anahtar Sözcükler : Soğutma, Adyabatik nemlendirme, COP.

Bilim Kodu :914.1.038

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

IMPROVING THE COOLING CAPASITY OF THE COOLING SYSTEMS USING ADIABATIC HUMIDIFICATION METHOD

Abdulaziz YILDIZ

Karabuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor:

Assoc.Prof.Dr. Emrah DENİZ

April 2013, 68 pages

The required energy to meet people's needs and sustain development is especially used in industry, housing and transportation. It is important to minimize the amount of consumed energy, using energy efficiently without reducing quality and performance. Today, about 30% of the total energy consumed worldwide, which is a significant amount, is used for air-conditioning applications. The fact that half of the energy consumed in air-conditioning applications is used in mechanical vapor compression cooling systems, might be accepted as an indication of energy efficiency applications in cooling. Increasing energy efficiency in current cooling systems can be achieved by using the methods such as replacing current cooling systems with the ones having high energy efficiency, improving the current operational controls and using alternative cooling systems.

In this study, using adiabatic humidification system, which can be worked integrated with cooling systems in order to increase energy efficiency and improve cooling capacity, has been investigated theoretically and experimentally. In the study, nozzle adiabatic humidification system has been integrated with the cooling system and tested under real conditions. Test results have shown a 8,48% reduction in compressor work, 32,92% increase in COP rate of the cooling system and 18,43% increase in COP rate of the entire system. This data have indicated that the system will perform better by consuming less energy.

Key Words :Refrigeration, Adiabatic Humidification, COP.

Science Code :914.1.038

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasının planlanmasında, araştırılmasında, yürütülmesinde ve oluşumunda ilgi ve desteğini esirgemeyen, engin bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım, yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren sayın hocam Doç.Dr. Emrah DENİZ'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmama değerli destekleri ile katkı sağlayan Düzce Üniversitesi, Meslek Yüksekokulu Öğretim Görevlilerinden Ali Etem GÜREL ve Nor Elektronik Ltd. Şirketi yetkilisi Bülent ÖGEL beyefendilere içtenlikle teşekkür ederim.

Çalışmalarında kullanılan malzemelerin temininde ve kurulumunda yardımlarını esirgemeyen sayın Ömer İŞLEK ve Bülent BOZKURT'a teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, çalışmalarında sabırlarını ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili eşim Rukiye YILDIZ ve biricik kızım Zeynep Asel YILDIZ'a tüm kalbimle teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT	vi
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ VE AMAÇ	1
1.1. GİRİŞ	1
1.2. ÇALIŞMANIN AMACI	2
BÖLÜM 2	4
SOĞUTMA SİSTEMLERİ	4
2.1. İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ	6
2.2. GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ	7
2.3. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ VE SİSTEM ELEMENLARI	9
2.4. EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMLERİ	10
2.4.1. Seltülözük Soğutma Petekleri	12
2.4.2. Ultrasonik Sistemler	13
2.4.3. Nozullu (Fıskiyeli) Sistemler	14
2.5. LİTERATÜR İNCELEMELERİ	18
BÖLÜM 3	24
ÇALIŞMALAR	24
3.1. ARAŞTIRMA YERİNİN TANIMI VE ÖZELLİKLERİ	24

	<u>Sayfa</u>
3.2. DENEY SİSTEMİ VE GENEL ÖZELLİKLERİ	26
3.2.1. Dış Ünite	27
3.2.2. İç Ünite	28
3.2.3. Sisleme Sistemi ve Aparatları	30
3.3. ÖLÇÜM SİSTEMLERİ	31
3.4. DENEYSEL VERİLERİN TEORİK DEĞERLENDİRİLMESİ	32
BÖLÜM 4	36
DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE BULGULAR	36
4.1. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	36
4.1.1. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Malzeme ve Temini	36
4.1.2. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Sistem	36
4.2. DENEYSEL ÖLÇÜMLER	38
4.2.1. Püskürtmesiz Sistem İçin Termodinamik Özellikler	39
4.2.2. 0,2 mm Püskürtmeli Sistem İçin Termodinamik Özellikler	41
4.2.3. 0,3 mm Püskürtmeli Sistem İçin Termodinamik Özellikler	43
4.2.4. 0,4 mm Püskürtmeli Sistem İçin Termodinamik Özellikler	45
4.2.5. Değerlendirme Sonuçları	50
BÖLÜM 5	54
SON DEĞERLENDİRMELER VE ÖNERİLER	54
KAYNAKLAR	58
EK AÇIKLAMALAR A. SİSTEMDE KULLANILAN YARDIMCI APARATLAR	61
ÖZGEÇMİŞ	68

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1. Soğutma makinesi ve ısı pompasının çalışma prensipleri	5
Şekil 2.2. İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin T-s diyagramı	6
Şekil 2.3. Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimin T-s diyagramı	7
Şekil 2.4. P-h diyagramları.....	9
Şekil 2.5. Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi temel ve yardımcı elemanları	10
Şekil 2.6. Selülözük soğutma petekleri	12
Şekil 2.7. Selülözük soğutma peteği uygulama örneği	13
Şekil 2.8. Ultrasonik nemlendirme sistemleri	14
Şekil 2.9. Adyabatik nemlendirme işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi	16
Şekil 2.10. Adyabatik nemlendirme yönteminin soğutmaya etkisi	17
Şekil 3.1. İstanbul ilinin konumu ve global güneş ışınımının dağılımı	24
Şekil 3.2. Soğutma sisteminde soğutma kapasitesinin iyileştirilmesi sistemi	26
Şekil 3.3. Dış ünitenin iç görünüşü	27
Şekil 3.4. İç ünitenin görünüşü	29
Şekil 3.5. Sisleme sistemi ve çalışma bağlantı şeması.....	30
Şekil 3.6. Nozullar ve bağlantı elemanları	31
Şekil 3.7. Isıl çift kalibrasyonlarının şematik olarak gösterimi	32
Şekil 4.1. Soğutma sistemi dış ünitesi ile sisleme sisteminin bütünleşik görünümü .	37
Şekil 4.2. Deneylede kullanılan iç ünite ve ölçüm sistemlerinin genel görünümü...	38
Şekil 4.3. Püskürtmesiz sistemin P-h diyagramı	40
Şekil 4.4. Püskürtmesiz sistemin T-s diyagramı	41
Şekil 4.5. 0,2 mm Püskürtmeli sistem P-h diyagramı	42
Şekil 4.6. 0,2 mm Püskürtmeli sistem T-s diyagramı	43
Şekil 4.7. 0,3 mm Püskürtmeli sistem P-h diyagramı	44
Şekil 4.8. 0,3 mm Püskürtmeli sistem T-s diyagramı	45

Sayfa

Şekil 4.9. 0,4 mm Püskürtmeli sistem P-h diyagramı	46
Şekil 4.10. 0,4 mm Püskürtmeli sistem T-s diyagramı	47
Şekil 4.11. COP değerinin nozul çapına göre değişimi	47
Şekil 4.12. Soğutma kapasitesinin nozul çapına göre değişimi	48
Şekil 4.13. Kompresör işinin nozul çapına göre değişimi	48
Şekil 4.14. Soğutma etkisinin nozul çapına göre değişimi	49
Şekil 4.15. Kütle debisinin nozul çapına göre değişimi.....	49
Şekil 4.16. COP(tr) nozul çapına göre değişimi	50
Şekil 5.1. Püskürtmeli sistem ile püskürmesiz sistem uygulamalarının mukayesesi.	55
Şekil EK A.1. Basınç transmitterinin teknik özellikleri.....	62
Şekil EK A.2. Dijital nem ve sıcaklık ölçerin teknik özellikleri.....	63
Şekil EK A.3. Elektrik sayacının teknik özellikleri	64
Şekil EK A.4. Advantech Adam 4018'in teknik özellikleri.....	65
Şekil EK A.5. Isıl çiftin kalibrasyon eğrisi	66
Şekil EK A.6. Isıl çiftin kalibrasyon sertifikası	67

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1.Nozullu sisleme sisteminin uygulama alanları	15
Çizelge 3.1. İstanbul iline ait meteorolojik veriler.....	25
Çizelge 3.2. İstanbul iline ait aylık ortalama bağıl nem değerleri	26
Çizelge 3.3. Klimanın dış ünite teknik özellikleri.....	28
Çizelge 3.4. Klimanın iç ünite teknik özellikleri	29
Çizelge 4.1. Sistem parametreleri	39
Çizelge 4.2. Püskürtmesiz sistemin termodinamik özellikleri	40
Çizelge 4.3. 0,2 mm Püskürtmeli sistemin termodinamik özellikleri	42
Çizelge 4.4. 0,3 mm Püskürtmeli sistemin termodinamik özellikleri	44
Çizelge 4.5. 0,4 mm Püskürtmeli sistemin termodinamik özellikleri	46
Çizelge 4.6. 0,2 mm Püskürtmeli sistemin püskürmesiz sistem ile mukayesesi.....	51
Çizelge 4.7. 0,3 mm Püskürtmeli sistemin püskürmesiz sistem ile mukayesesi.....	52
Çizelge 4.8. 0,4 mm Püskürtmeli sistemin püskürmesiz sistem ile mukayesesi.....	53

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

COP	:	Performans katsayısı
COP _{SM}	:	Soğutma makinasının performans katsayısı
COP _{IP}	:	Isı pompasının performans katsayısı
W	:	İş (W)
W _{net}	:	Net iş (W)
W _C	:	Kompresör işi (W)
W _{CF}	:	Kondenser fan işi (W)
W _{EF}	:	Evaporatör fan işi (W)
W _{WP}	:	Su pompasının işi (W)
T	:	Sıcaklık (°C, K)
s	:	Özgül Entropi (kJ/kgK)
h	:	Özgül entalpi (kJ/kg)
h ₁	:	Kompresör girişindeki soğutucu akışkan entalpisi (kJ/kg)
h ₂	:	Kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan entalpisi (kJ/kg)
h ₃	:	Kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan entalpisi (kJ/kg)
h ₄	:	Evaporatör girişindeki soğutucu akışkan entalpisi (kJ/kg)
m _r	:	Soğutucu akışkan debisi (kg/s)
COP _{tr}	:	Tersinir sistem performans katsayısı
COP _{ts}	:	Tüm sistemin performans katsayısı
Q _C	:	Kondenserden birim zamanda ısı geçişi (W)
Q _E	:	Evaporatörden birim zamanda ısı geçişi (W)

KISALTMALAR

SM	: Soğutma makinesi
IP	: Isı pompası
R-12	: Dichlorodifluoromethane
R-22	: Chlorodifluoromethane
R-134a	: 1,1,1,2-tetrafluoroethane
TGV	: Termostatik genişleme vanası

BÖLÜM 1

GİRİŞ VE AMAÇ

1.1. GİRİŞ

Soğutma, başta klima uygulamaları olmak üzere yaşam alanlarında ve endüstrinin hemen her dalında kullanılmaktadır. Esas olarak soğutma sistemleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı geçişi sağlamak amacıyla kullanılan sistemler şeklinde tanımlanmaktadır. Soğutma sistemleri, özellikle endüstri alanlarında kullanılanları, gün geçtikçe daha fazla önem kazanmaktadır. Refah seviyesinin yükselmesi tüketim maddelerinde aranan kaliteyi de beraberinde getirmektedir. Özellikle gıda maddelerinin ilk üretildiklerindeki tazeliklerini ve özelliklerini koruyabilmeleri ancak uygun sıcaklık ve nem ortamı oluşturularak saklanabilmeleriyle sağlanabilir. Küresel ısınmanın da etkisi ile soğutmaya olan ihtiyaç, gerek endüstride kullanılan soğutuculara, gerek ev tipi soğutuculara ve gerekse klimalara olan ihtiyacı bir adım daha öne çıkaracaktır. Günümüzde kullanılan en yaygın soğutma sistemleri buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri olup, bu soğutma sistemlerinde soğutma etkisini sağlayabilmek amacıyla çeşitli akışkanlar kullanılabilmektedir. Kullanılan soğutucu akışkanlar soğutma kapasitesi ve çevre şartları gibi parametrelere göre seçilmektedir. Soğutucu akışkanların çeşitleri çevreye olan etkileri bakımından değişmekte, zamanla olumsuz etkiye sahip olanların kullanımları azaltılmakta ve birçok ülkede uyulması zorunlu standartlar çıkarılmaktadır.

Soğutma sistemleri çeşitli amaçlar için farklı yapı ve özelliklerde işletme şartları göz önünde bulundurularak tasarlanırlar. Bu tasarımlar sırasında sistemin minimum enerji tüketmesi ile maksimum soğutmanın sağlanması göz önüne alınması gereken önemli hususların başında gelmektedir.

Günümüzde enerji kaynaklarının gittikçe azalması, yenilenebilir enerji miktarının toplam enerji tüketimindeki payının çok az olması insanları mevcut enerji kaynaklarını daha dikkatli kullanmaya zorlamaktadır. Dünya çapında tüketilen toplam enerjinin yaklaşık % 30'u gibi önemli bir miktarı hava şartlandırma uygulamaları için kullanılmaktadır [1]. Soğutma sistemlerinde enerji tüketiminin, soğutma kalitesinde herhangi bir kayıp oluşturmadan, düşürülmesiyle enerji verimliliği sağlanabilmektedir. Bunu mümkün hale getirme yolları; enerji tüketimi sırasında oluşan kayıpları önlemek, geri kazanım yollarıyla yeniden kullanılabilir hale getirmek ve teknolojik yeniliklerle verimi artırarak tüketimi düşürmek şeklinde sıralamak mümkündür. Enerji verimliliğinin sağlanmasındaki en güçlü faktör enerji tasarrufudur. Enerji tasarrufunda ana fikir enerji üretimi ve tüketimi sırasında performansı düşürmeden enerji kayıplarını en aza indirmektir. Soğutma sistemlerinde enerji tasarrufu sağlayıcı uygulamalar çok önemli olduğu kabul edilebilir gerçeklerdir [2].

1.2. ÇALIŞMANIN AMACI

Soğutma sistemlerinde sistem performansının enerji tüketim miktarını azaltarak sağlanabileceği yöntemlerden biri adyabatik nemlendirme (adyabatik soğutma) yöntemidir. Bu çalışmada, soğutma sistemlerinde adyabatik nemlendirme yönteminin soğutma sistemi performansına ve enerji tasarrufunda hangi oranlarda katkı sağlayacağı belirlenmesi amaçlanmıştır. Buna ek olarak soğutma sistemlerinde adyabatik nemlendirme yönteminin yaygınlaştırılmasına katkı sağlayarak önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlanabilmesi ve başta fosil kökenli enerji kaynaklarının sebep olduğu olumsuz çevre etkilerinin azaltılmasına katkı sağlanabilmesi de amaçlanmıştır.

Bu çalışma amaca yönelik olarak;

- Soğutma sistem çeşitleri ve bu sistemler hakkında genel bilgileri,
- Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi, sistem elemanları ve çalışma esaslarını,
- Evaporatif soğutma sistemleri ve uygulama alanlarını,
- Oluşturulan deneysisteminin yapısal ve çalışma özelliklerini,

- Deneysel çalışmalarını,
- Yapılan deneysel çalışmalardan elde edilen veriler yardımıyla adyabatik nemlendirme sisteminin soğutma sistem performansına ve enerji tüketiminin miktarına etkilerinin teorik olarak incelenmesini,
- Çalışmanın genel olarak değerlendirilip yorumlanmasını ve önerileri, kapsamaktadır.

BÖLÜM 2

SOĞUTMA SİSTEMLERİ

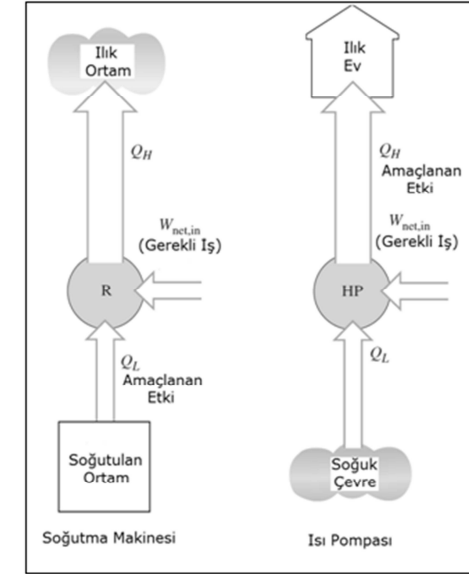
Günümüzde soğutulacak malzemeye, miktarına, soğutma yapılacak yere, istenilen sıcaklık değerine vb. unsurlara bağlı olarak çeşitlilik gösteren soğutma çevrimleri kullanılmaktadır. Soğutma çevrimlerinden uygulama alanlarında en çok rastlanılanları aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi,
- Ejektörlü Soğutma Çevrimi,
- Hava Soğutma Çevrimi,
- Absorbsiyonlu Soğutma Çevrimi,
- Isı Pompası Çevrimi,
- Diğer Soğutma Çevrimleri:
 - Termoelektrik Soğutma,
 - Vorteks Tüpü,
 - Paramagnetik Soğutma,
 - Sterling Çevrimi,
 - Termo Akutik Soğutma,
 - Absorbsiyon/Sıkıştırma Çevrimi[3].

Isı akışı yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama doğru dışarıdan herhangi bir etkiye gereksinim duymaksızın gerçekleşir. Diğer taraftan ters yöndeki işlem kendiliğinden oluşamaz. Düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktakine ısının aktarılması için soğutma makinaları olarak adlandırılan özel cihazlara ihtiyaç duyulur.

Soğutma makinaları çevrime göre çalışırlar ve soğutma çevrimlerinde kullanılan iş gören akışkanlara soğutucu akışkan (soğutkan) adı verilir. Düşük sıcaklıktaki

ortamdan yüksek sıcaklıktakine ısıyı aktaran bir başka cihaza ise ısı pompası adı verilir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aslında aynı cihazlar olmakla birlikte, kullanım amaçları farklıdır. Soğutma makinasının hedefi, soğutulacak hacimden ısı çekerek onu düşük sıcaklıkta tutmaktır. Diğer taraftan ısı pompasının hedefi ise, ısıtılan ortamı yüksek bir sıcaklıkta tutmaktır. Şekil 2.1'de soğutma makinesi ve ısı pompası sistemlerinin çalışma prensipleri şematik olarak verilmiştir.



Şekil 2.1. Soğutma makinesi ve ısı pompasının çalışma prensipleri [4].

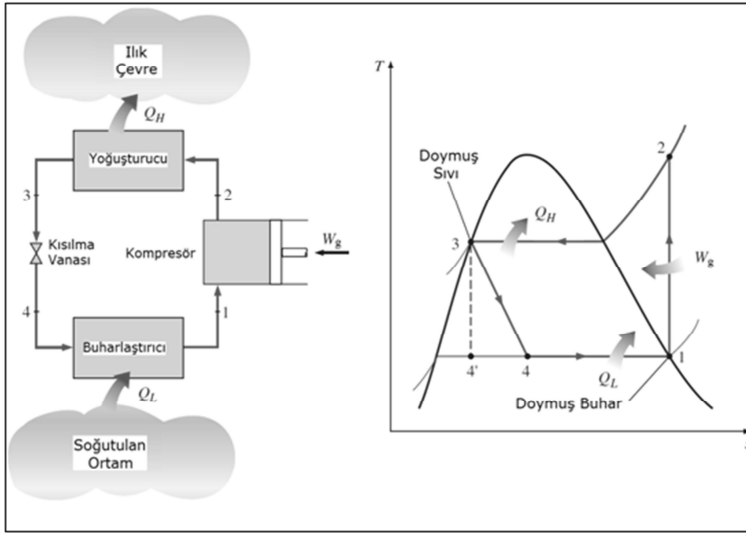
Soğutma makinaları ve ısı pompalarının görevlerini yerine getirmeleri etkinlik katsayısı (COP: Coefficient of Performance) ile aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$COP_{SM} = \frac{\text{Elde edilmesi istenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Soğutma etkisi}}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_L}{W_{net,g}}$$

$$COP_{IP} = \frac{\text{Elde edilmesi istenen}}{\text{Harcanan}} = \frac{\text{Isıtma etkisi}}{\text{İş girişi}} = \frac{Q_H}{W_{net,g}} \quad (2.1)$$

2.1. İDEAL BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde, soğutucu akışkan kompresöre 1 halinde doymuş buhar olarak girer ve izantropik olarak yoğuşturucu basıncına sıkıştırılır. Sıkıştırma işlemi sırasında, soğutucu akışkanın sıcaklığı çevre ortam sıcaklığının üzerine çıkar. Soğutucu akışkan daha sonra 2 halinde kızgın buhar olarak yoğuşturucuya girer ve yoğuşturucudan 3 halinde doymuş sıvı olarak ayrılır. Yoğuşma sırasında akışkandan çevreye ısı geçişi olur. Soğutucu akışkanın sıcaklığı 3 halinde de çevre sıcaklığının üzerindedir (Şekil 2.2.).



Şekil 2.2. İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-s diyagramı [4].

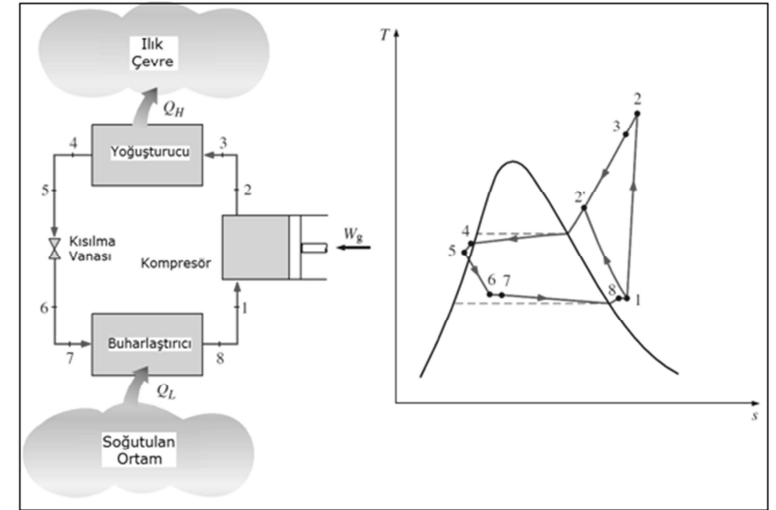
Doymuş sıvı halindeki akışkan daha sonra bir genişleme vanası veya kılcalborulardan geçirilerek buharlaştırıcı basıncına kısılır. Bu hal değişimi sırasında soğutucu akışkanın sıcaklığı, soğutulan ortamın sıcaklığının altına düşer. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıya 4 halinde, kuruluk derecesi düşük bir doymuş sıvı buhar karışımı olarak girer ve soğutulan ortamdan ısı alarak

tümüyle buharlaşır. Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan doymuş buhar halinde çıkar ve kompresöre girerek çevrimi tamamlar.

- 1-2: Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3: Yoğuşturucuda çevreye sabit basınçta ($P=sbt$) ısı geçişi
- 3-4: Kısılma (genişleme ve basıncın düşmesi)
- 4-1: Buharlaştırıcıda akışkana sabit basınçta ($P=sbt$) ısı geçişi

2.2. GERÇEK BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA ÇEVİRİMİ

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi, ideal çevrimden birkaç bakımdan farklıdır. Bu farklılık daha çok, gerçek çevrimi oluşturan elemanlardaki tersinmezliklerden kaynaklanır. Tersinmezliğin iki ana kaynağı, basıncın düşmesine neden olan akış sürtünmesi ve çevreyle olan ısı alışverişidir. Gerçek bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin T-s diyagramı Şekil 2.3'de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Gerçek buhar sıkıştırımlı çevrimin T-s diyagramı [4].

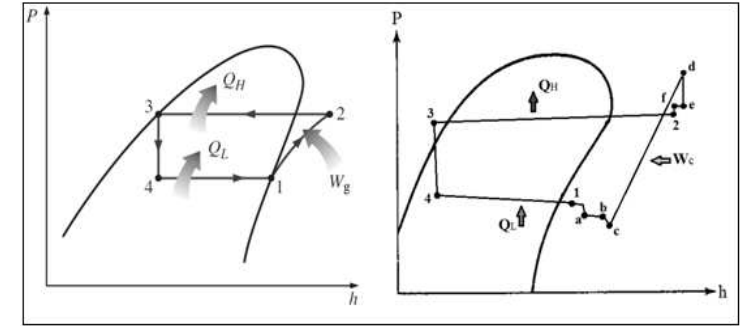
- 1-2: Kompresörde gerçek sıkıştırma (entropi artışı)
- 1-2': Kompresörde gerçek sıkıştırma (entropi azalışı)
- 2'-4: ΔP_{yog} basınç düşümünde yoğuşma
- 4-5: Aşırı soğutma
- 5-6: Kısılma
- 6-7: Kısılma vanası buharlaştırıcı arası borudaki basınç kaybı
- 7-8: ΔP_{buh} basınç düşümünde buharlaşma
- 8-1: Aşırı kızdırma

Gerçek buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ideal (teorik) çevrimden farkları aşağıda sıralanmıştır:

- Genleşme vanası girişinden önce sıvılaştırılmış akışkan aşırı soğutulmuş (subcooling) soğutma gücü artırılır, bu istenen bir durumdur (4-5 arası).
- Buharlaştırıcı çıkışında soğutucu akışkan doymuş buhar konumundan kızgın buhar konumuna geçirilerek (superheat) yine soğutma gücünün artırılması sağlanır. Aynı zamanda soğutucu akışkanın tamamen buharlaşması temin edilmiş olur ki bu hem kompresöre sıvı maddenin gelmesini önler (kompresöre hasar verilmesi önlenir) hem de soğutma potansiyelinden tam olarak faydalanılmasını sağlamış olur (8-1 arası).
- Soğutucu akışkan gazın sıkıştırılması pratikte ne sabit entropi altında ve ne de politropik olarak yapılabilmektedir. Sabit entropide soğutucu gaz ile silindirin cidarı arasında ısı alışverişi olmaması gerekirken bu pratikte imkânsızdır.
- Kompresörün emiş ve basma valflerinde, silindir tarafı ile valfin dış tarafı arasında daima basınç farkı olacaktır. Aksi halde valfin açılması ve gazın geçişim mümkün olmaz.
- Buharlaştırıcı ve yoğuşturucuda soğutucu akışkanın ilerlemesi sırasında basınç düşmeleri (kayıplar) olacaktır (ΔP_{buh} ve ΔP_{yog}).

- Sıvı ve gaz haldeki soğutucu akışkanı taşıyan boru şebekesindeki basınç düşmeleri (kayıpları) ile düşey yükselmelerde meydana gelen statik basınç farklarıdır.

Şekil 2.4'de İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimi P-h diyagramları verilmiştir.



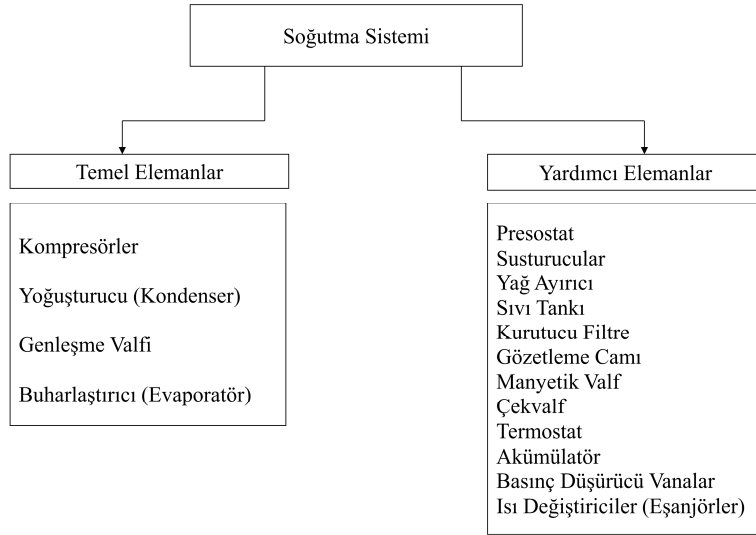
(a)

(b)

Şekil 2.4. P-h diyagramları a) İdeal buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi, b) Gerçek buhar sıkıştırırmalı çevrimi [4].

2.3. BUHAR SIKIŞTIRMALI SOĞUTMA SİSTEMİ VE SİSTEM ELEMANLARI

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde kullanılan elemanlar, temel ve yardımcı elemanlar şeklinde ikiye ayırmak mümkündür. Soğutma sisteminin çalışabilmesi için gerekli sistem elemanlarına temel elemanlar, sistem çalışırken çeşitli unsurları (sıcaklık, basınç vb.) kontrol altında tutarak sistemin görevini en iyi şekilde yerine getirebilmesi amacıyla kullanılan elemanlara ise yardımcı elemanlar adı verilir. Şekil 2.5' de buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemi temel ve yardımcı elemanları verilmiştir.



Şekil 2.5. Buhar sıkıştırımlı soğutma sistemi temel ve yardımcı elemanları.

2.4. EVAPORATİF SOĞUTMA SİSTEMLERİ

Temel olarak, evaporatif soğutma bir akışkanın uygun atmosferik şartlarda içinde bulunduğu ortama buharlaşarak soğuma etkisinin oluşması olarak tanımlanabilir. Başka bir ifadeyle, kuru ve sıcak havanın ıslak bir yüzeyden geçerken buharlaşan suyun, havadan buharlaşma ısısını çekmesi sonucu meydana gelen sıcaklık düşmesine "evaporatif soğutma" denir. Sistemde %100 dış taze hava kullanılır. Bu nedenle doğal soğutma olarak da adlandırılır. Evaporatif soğutma sistemleri, bilinen en eski soğutma sistemlerinden biridir. Klima sistemlerindeki gelişmelerden dolayı geçmiş yıllarda fazla tercih edilmemiştir. Ancak evaporatif soğutma sistemlerinin enerji tüketimi kompresörlü klima sistemlerine oranla çok düşüktür. İşletme maliyetini düşürme ve hava kalitesini iyileştirme istekleri (daha fazla taze hava) evaporatif soğutma sistemlerinin tekrar gündeme gelmesine neden olmuştur.

Evaporatif soğutmada suyun buharlaşması için gereken ısının ortamdaki alınması işlemin esasını oluşturur. Suyun buharlaşması ile birlikte ortamdaki gizli ısı alınmakta, duyulur ısı aynı kalmaktadır. Evaporatif soğutma sistemleri; konfor

iklimlendirmesi yanında endüstriyel ve ticari yapılarda (tekstil fabrikaları, güç santralleri, fırınlar, depolar, atölyeler vb.) iç hava şartlarını ekonomik olarak iyileştirmek, verimi arttırmak amacıyla yoğun olarak kullanılırlar. Sistemin bakımı kolaydır. İşletme ve bakım masrafları da düşüktür.

Evaporatif Soğutma Sisteminin Özellikleri

- Büyük hacimli yerlerin ekonomik soğutulması,
- Yandan, üstten veya alttan çıkışlı çok seçeneqli ürün seçeneği,
- Hızlı amortisman,
- Düşük yatırım ve işletme giderleri,
- Konforlu soğutma ve nemlendirme,
- Filtre edilmiş % 100 taze hava ile yüksek konfor,
- Kolay çıkarılıp takılan kasetli petekler sayesinde hızlı bakım imkânı,
- Soğutma istenen yerde hızlı ve kolay montaj,
- Bina içinde istenmeyen sıcak, duman, koku gibi unsurların ortadan kaldırılması,
- Direk hava çıkışlı veya kanal bağlantısı ile homojen hava dağılımı,
- Ortam koşullarının iyileşmesiyle çalışanların veriminde de azami artış,
- Hava Soğutmalı Soğutma Gruplarının kondenser havasında ön soğutma yapılarak enerji tasarrufu sağlanması.

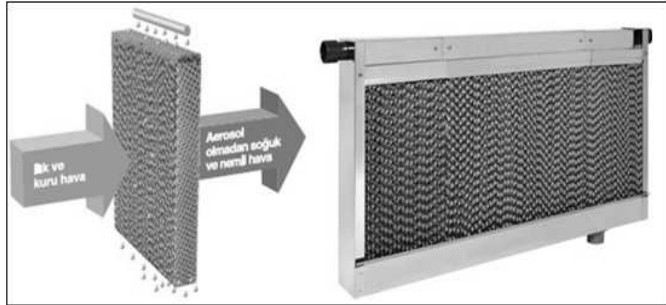
Evaporatif soğutma sistemlerinin verimleri % 85-90 arasında değişmekte olup, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri ile kullanıldığında soğutma maliyetlerini %25-40 arasında azaltmaktadır. Evaporatif soğutma sistemleri fabrikalarda, imalathanelerde (özellikle tekstil), açık mekânlarda ve hayvancılık (süt sığırları ve tavukçuluk) sektörlerinde ekonomik olması nedeniyle sıklıkla kullanılmaktadır.

- Selülözik Soğutma Petekleri
- Ultrasonik Sistemler
- Nozullu (Fiskiyeli) Sistemler
 - Pompalı Sistemler
 - Şehir Şebeke Basıncı ile Çalışan Sistemler

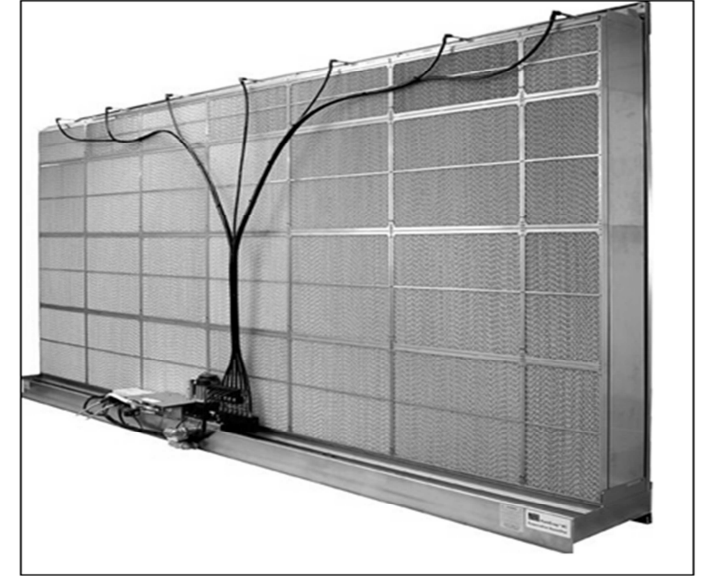
2.4.1. Selülozik Soğutma Petekleri

Genellikle farklı açılarla katlanmış selülozik tabakaların, farklı ebatlarda bir araya getirilmesiyle, paneli oluşturacak formda üretilirler. Yapısındaki kıvrımlar iyi su tutma kapasitesi ve yüksek buharlaşma verimliliği sağlar.

Bir fan vasıtası ile dışarıdan alınan hava, sürekli devir daim pompası ile ıslak tutulan petek yüzeyinden geçirilir. Hava ile suyun teması sonucu, su buharlaşarak havadan ısı alır ve havanın sıcaklığı düşer. Soğutulmuş hava fan vasıtası ile mekana basılır. Sistem doğrudan çatı bağlantısı veya duvar bağlantısı ile bir menfez yardımıyla uygulanabileceği gibi, hava kanalları yardımıyla da uygulanabilir. Tüm kapalı, açık alan alanlarda uygulanabileceği gibi fansız bir şekilde, hava soğutmalı kondenserlerin ön soğutmasında da kullanılmaktadır. Bu sayede kondenserlerin performans ve verimleri artar. Su doğal olarak en hızlı ısı alan sıvılardan biridir ve buharlaşma eğilimi bu yüzden çok yüksektir. Bir sıvı buharlaşırken çevresinden ısı emer. Su havayla temas ettiğinde havadan ısı alarak havayı soğutur. Evaporatif soğutma mantığı da havayı olabildiğince yüksek su miktarıyla (ıslak yüzeyle) temas ettirerek havanın soğutulmasını sağlamaktır. Şekil 2.6'da ve Şekil 2.7'de selülozik soğutma petekleri ve uygulama örneği görülmektedir.



Şekil 2.6. Selülozik soğutma petekleri.

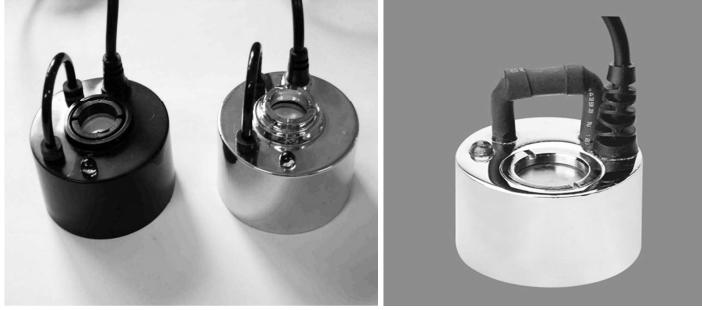


Şekil 2.7. Selülozik soğutma peteği uygulama örneği.

2.4.2. Ultrasonik Sistemler

Havanın nemlendirilmesinde oldukça yeni bir yöntemdir. Özel bir su tankının zeminine monte edilmiş olan rezonatör malzemesinin yüksek frekansta titreştirilmesiyle (Alternatif Akım Kullanılarak) üzerinde duran su tahrik edilmiş olur. Su kendi viskozitesinden dolayı bu yüksek frekanslı salınımları takip edemediği için oluşan su kabarcıkları yüzeyde patlamaya neden olur ve sis parçacıkları şeklinde yukarı doğru savrulan bir kolon elde edilir.

Nemlendirme prosesi yaş termometre doğrusu boyunca gerçekleşir ve maksimum nemlendirme kapasitesi 4 g/kg kuru hava veya diğer bir birimle 25 kg/sa kadar çıkabilmektedir. Sistemde kullanılan su, tuzlardan arınmış olmalıdır ve dezenfeksiyon uygulamasına gerek yoktur. Rezonatör ömrü 8000-10000 işletme saatidir. Şekil 2.8'de ultrasonik nemlendirme sistemleri görülmektedir [5].



Şekil2.8.Ultrasonik nemlendirme sistemleri.

2.4.3. Nozullu (Fıskiyeli) Sistemler

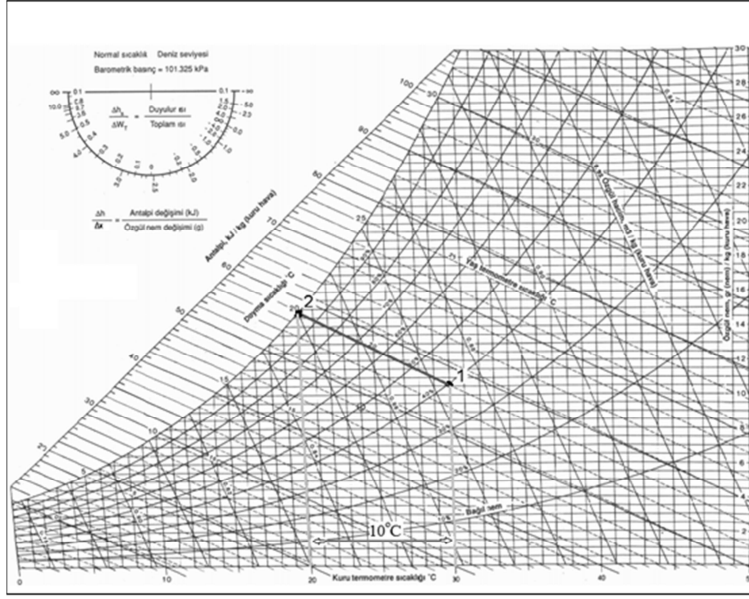
Sisleme sistemleri, şebekeden alınan suyun bir filtreden geçirdikten sonra yüksek basınç pompası tarafından basınçlandırılarak (60-70 bar), yine yüksek basınca dayanıklı özel borular yardımı ile çok hassas ve küçük çaplı nozullardan, ortalama 4-20 µ çapında su zerrecikleri halinde ortama verilmesiyle çalışır. Bu çapta ve basınçta çıkan su direkt olarak buharlaşır ve buharlaşırken de ortamdan ısı çeker. Bu özelliği sayesinde de açık alan serinletmesinin alternatifsiz tek uygulamasıdır. Sistem ortalama olarak, komşu mekânlara göre 8-10°C arasında soğutma sağlar. Bu rakam bütün çevresi açık bir mahal için, ciddi bir serinletme anlamına gelmektedir. Bu işlem sırasında buharlaşan ve havaya karışan su zerrecikleri ortam havasının nemlenmesini sağlar ve özellikle neme ihtiyaç duyulan kapalı mekânlarda yüksek verim elde edilir.İnsanı ve çevreyi rahatsız etmeden, şebekeden çekilen suya, bir dozlama ünitesi ile eklenebilecek kimyasallarla ortamın dezinfeksiyonu sağlanabileceği gibi, eklenebilecek koku ile de ortama hoş kokuların yayılması sağlanabilir. Yine özellikle nozul ucundaki sis ile de görsel efektleroluşturulabilir.Nozullu sisleme sistemlerinin diğer uygulama alanları Çizelge 2.1’de verilmiştir.

Çizelge 2.1.Nozullu sisleme sisteminin uygulama alanları.

Endüstriyel Uygulamalar	Artma Tesisleri Tekstil Tesisleri Ahşap İşleme Tesisleri Soğuk Hava Depoları
Turizm ve Eğlence Alan Uygulamaları	Kafe ve Restaurant Oteller ve Tatil Köyleri Teras ve Çardaklar
Tarım ve Hayvancılık Alan Uygulamaları	Seralar Büyükbaş Hayvancılık Haralar Tavukçuluk Market Reyonları Mantarcılık

Nozullu sisleme yöntemi kullanımı ile ısı (enerji) emilimi, ortamın sıcaklığı ve nem oranı ile doğrudan bağlantılı olup, ortam sıcaklığı ne kadar yüksek ve nem oranı ne kadar düşük ise o oranda serinletme fonksiyonunu yerine getirilebilmektedir. Bu sistemler sıcaklığın düşürülmesi dışında, havayı yumuşatmakta ve oluşturduğu su/buhar perdesi sayesinde sinek, arı vb.uçan zararlı böceklerin sistemin çalıştığı bölgeye zarar vermeside engellenmiş olmaktadır [1].

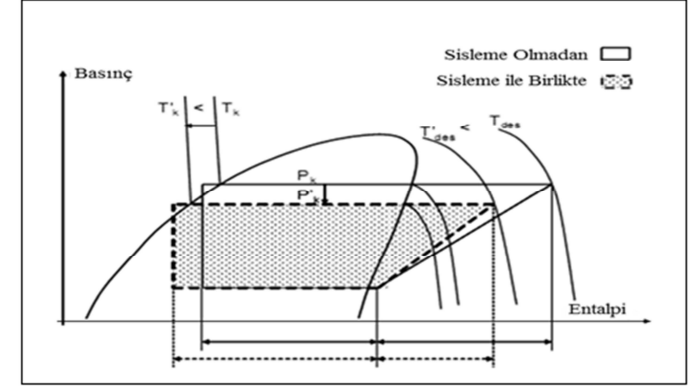
Nozullu sisleme sistemi, kuru soğutucuların ve kondenserlerin ön kısmına yerleştirilmiş geniş sık gözlü malzemenin üzerine belirli mesafelerde bulunan nozullardan aralıklı olarak sistemin ihtiyacı kadar su püskürtme; püskürtülen suyun adyabatik olarak buharlaşması sonucu ısı değiştirici yüzeyine temas eden giriş havası sıcaklığının düşürülerek, soğutmada verimin artırılmasını sağlama mantığı ile çalışan sistemdir. Şekil 2.9’da adyabatik nemlendirme işleminin psikrometrik diyagram üzerinde gösterimi verilmiştir.



Şekil 2.9. Adyabatik nemlendirme işleminin psikrometrik diyagramda gösterimi.

Hava soğutmalı kondenser kullanılan bir soğutma sisteminde, nozullu sisleme yönteminin kullanımı, Şekil 2.9'da görüldüğü gibi kondenser giriş havası akışında (1) adyabatik bir soğutma etkisi meydana getirerek giriş havası sıcaklığının yaş termometre sıcaklığına (2) oldukça yaklaşmasını sağlar. Adyabatik nemlendirme yöntemi ile havanın kuru termometre ve yaş termometre sıcaklıkları arasındaki fark ne kadar artırılabilirse sistemden uzaklaştırılabilecek ısı miktarı da o derece artırılabilir ve sistem performansında önemli ölçüde iyileşme meydana getirilebilir. Adyabatik nemlendirme sistemi performansı ortam bağıl nem değerine bağlı olarak değişmekte olup, bağıl nem değeri %50'nin altında ise mükemmel, %50-%90 arası uygun ve %90 üzerinde ise düşük performans sağlar. Çok nemli iklimlerde de etkili soğutma yapabilir, çünkü günün en sıcak zamanında bağıl nem en düşük seviyesine sahiptir. Şekil 2.10'da kondenser ünitelerinde adyabatik nemlendirme yöntemi kullanılan ve kullanılmayan soğutma sistemlerine ait çevrimler görülmektedir. Şekil 2.10'da adyabatik nemlendirme yöntemi kullanılan

sistemde soğutma kapasitesinin arttığı görülmekte olup, kondenserde soğutucu akışkanın kolayca yoğuşabilmesinden dolayı kondenser basıncının düştüğü ve kompresörün harcadığı enerjisinin buna bağlı olarak azaldığı görülmektedir.



Şekil 2.10. Adyabatik nemlendirme yönteminin soğutmaya etkisi [6].

Nozullu Sistem Kullanılan Adyabatik Soğutma Sisteminin Faydaları:

- **İşletme maliyetinin azaltılması:** Daha düşük giriş havası sıcaklığı enerji maliyetini düşürür ve böylelikle işletme maliyetleri azalır.
- **Hızlı ve verimli soğutma:** Geniş yüzey alanı, hava debisinde minimum azalma ile verimli adyabatik soğutma yüzeyi sağlar. Böylece su, giriş havasını soğutmak için çok hızlı buharlaşır (evaporasyon).
- **Sağlık risklerinin yok edilmesi:** Sisteme sağlanan su herhangi bir depo-rezervuardan sağlanmadığı, doğrudan sağlandığı için su biriktiren rezervuarların kullanılması ile birlikte ortaya çıkan sağlık riskleri tamamen ortadan kalkar. (lejyoner riski yok.)
- **Su tüketiminin azaltılması:** Su, sistemde sadece gerektiği durumlarda kullanıldığı için tüketimde önemli derecede tasarruf sağlanır.

➤ Isı transfer verimliliğinin sürekliliğinin sağlanması: Su, ısı değiştirgeci yüzeyine değilde dış havaya doğrudan püskürtüldüğü için lamellerin üzerinde kireç tabakası oluşmaz. Böylelikle ısı transfer verimliliğinin düşmesi engellenir.

2.5.LİTERATÜR İNCELEMELERİ

Korun, “Hava Soğutmalı Grupların Evaporatif Ön Soğutma ile Verim ve Kapasite Artışı Uygulaması” başlıklı çalışmasında öncelikle evaporatif soğutma sistemlerinin tiplerini; su spreyleme sistemi ve petek sistemi şeklinde tanımlayarak hava soğutma gruplarında bu sistemlerin kullanımının sağlayacağı faydaları açıklamıştır. Evaporatif ön soğutma ile kazanımlar hususunda örnek hesaplamalar yaparak, enerji maliyetlerinin her geçen gün artması ve soğutma sistemlerinde kullanılan enerjinin boyutları düşünüldüğünde, geliştirilecek ve uygulanacak tasarruf sistemlerinin, hem üreticiye hem işletmeye hem de ülkemize faydalarının önemli ölçülerde olacağını savunmuştur. Bu avantajların yanında, su soğutma gruplarının düşük basınçlarda çalışması kompresörün yıpranmasını önleyip, arıza periyotlarını uzatacağı böylelikle kompresörün ekonomik ömrünün de uzayacağını vurgulamıştır[7].

Bilge, “İndirek / Direk Evaporatif Soğutma Sistemleri Kombinasyonu” başlıklı çalışmasında havanın, indirek ve direk olmak üzere iki aşamada evaporatif olarak soğutulduğu bir sistem tanımlamıştır. İklimlendirme sistemlerinde kullanılan klasik soğutma sistemleri ile bu sistem enerji tüketimleri açısından karşılaştırılmış ve uygun dış hava koşullarında önerilen sistemin çok daha ekonomik olduğu sonucuna varmıştır. Sistem seçimi ve analizi yapılırken dikkat edilmesi gereken en önemli parametrenin dış hava yaş termometre sıcaklığı olduğu ve bu değer yükseldikçe evaporatif soğutma sisteminin tüketeceği enerji miktarın da artacağı vurgulanmıştır. Azalan yaş termometre sıcaklığıyla sistemin soğutma etkisinin artacağı ve bu nedenle önerilen soğutma sistemi Ankara gibi kara ikliminin tesirindeki bölgelerde ekonomik olarak kullanılabile olanağına sahip olduğunu, yaş termometre sıcaklığının yüksek olduğu yerlerde ise, sistem seçim enerji analizlerinin mutlaka yapılmasını deneyleriyle ortaya koymuşlardır[8].

Atıkol ve Hacışevki, “Lefkoşa Bölgesi İçin Evaporatif Soğutma Fizibilite Çalışması” başlıklı çalışmalarında Kıbrıs’ın coğrafi yapısı içerisinde başkent Lefkoşa’nın bulunduğu konum itibarı ile, özellikle yaz gecelerinde kuru bir havaya sahip olduğunu ve Meteoroloji Dairesinden alınan 1996 ve 1997 yıllarına ait sıcaklık ve nisbi nem değerleri psikometride incelendiğini, özellikle Mayıs ve Eylül aylarında, klima kullanımına gerek kalmadan, sadece evaporatif soğutma ile soğutma yapılmasının mümkün olduğunu, yaptıkları çalışma sonucunda Haziran ayında, 12-15 saatleri arasında, etkili bir evaporatif soğutma sağlanabileceğini belirtmişlerdir. Temmuz ve Ağustos aylarında ise, evaporatif soğutma sistemi tek başına yetersiz kalacağından, klima kullanımı ile desteklenmesinin uygun olacağı sonucuna varmışlardır[9].

Güngör, “İklimlendirme Sistemlerinde Enerji Yönetimi” başlıklı araştırmalarında iklimlendirme sistemlerini enerji verimli çözümler haline getirmek için, kontrol sistemleri kullanımı ve cihaz, yapı ve sistem özellikleriyle sağlanabilecek uygulamalar üzerinde durmuş, ayrıca mevcut uygulamalarda enerji kullanımı izlenmesi ve değerlendirilmesi (audit) prensipleri, genel uygulama prosedürleri ile enerji tasarrufu odakları üzerinde durmuşlardır. Mevcut sistemlerin enerji verimli sistemlere dönüştürülmesi için ilkesel adımları vermektedir. Çalışmada, enerji kullanımı modelleri ve değerlendirilme kriterleri verilerek su soğutma grupları için örnek değerlendirmeler tartışılarak enerji etkinliği açısından havalı iklimlendirme sistemlerinin karşılaştırılmaları ve mevcut uygulanmış sistemlerin iyileştirilmelerinde dikkate alınacak uygulama önerileri yapılmıştır[10].

Uçkan ve Yılmaz, “Nem Almalı Bir Soğutma Sisteminin Termodinamik Analizi” başlıklı çalışmasında nem almalı bir soğutma sisteminin termodinamik analizini yapmışlardır. Çalışmada, Carnot COP değeri ve sistemin ikinci yasa verimini hesaplamıştır. Dış hava sıcaklığı ve bağıl nem değerlerinin sistemin gerçek COP değeri, Carnot COP değeri, soğutma kapasitesi ve ikinci yasa verimlerine etkisi incelenmiş, Carnot COP değerinin yapılan hesaplamalarda en düşük 4.56 olduğu ve dış hava sıcaklığının artmasına bağlı olarak azaldığını analizleri sonucunda belirlemişlerdir [11].

Yılmaz ve Büyükalaca, “Desisif-Evaporatif Soğutma Sistemleri” başlıklı çalışmalarında Desisif-Evaporatif soğutma sistemlerinin dünyada hızla kullanım alanı bulmakta olduğunu, bu sistemlerde hem katı hem de sıvı nem alıcı maddeler olarak kullanıldığını belirtmişlerdir. Bunun yanında nem alıcı cihaz olarak katı maddeli döner nem alıcılar ile sıvı maddeli dolgu kulelerin yaygın olarak kullanılmakta olduğunu vurgulamışlardır. Genelde hem taze hava hem de kullanılmış hava nemlendirmeli ve ısı geri kazanımlı olan sistemler tercih edilmiştir. Bu sistemler bilhassa nem ve sıcaklık kontrolünün ayrı ayrı yapılabilmesi, hem de genel sağlık ve çevre kirliliği bakımından konvensiyel soğutucu sistemlerine göre daha uygun olduğu ve ekonomik açıdan konvensiyonel sistemlerden daha kötü olmamalarına karşın, kombine sistemler konvensiyonel sistemlere karşı açık bir şekilde üstünlüklerini ortaya koymuşlardır [12].

Uçkan vd., “Desisif-Evaporatif Soğutma Sisteminin Deneysel Olarak İncelenmesi” başlıklı çalışmada desisif-evaporatif bir soğutma sisteminin Adana gibi sıcak ve nemli bir bölge için uygulanabilirliğinin araştırılması amacıyla Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında bir sistem kurmuştur. Dış ortamdan alınan 32°C’deki taze havanın sıcaklığı yaklaşık olarak 20–21°C’ye kadar düşürülerek soğutulan mahale gönderilmiş ve mahal sıcaklığı da yaklaşık olarak 26°C’de kalmıştır. Yapılan deneylerden sistemin ve sistemde bulunan ünitelerin hassas bir şekilde başarıyla çalıştığı deney sonuçlarıyla ortaya koymuştur.[13].

Şen vd., “İzmir İli Evaporatif Soğutma Sistemlerinin Performans Değerlendirmesi” başlıklı çalışmada İzmir ilinde örnek bir konut için soğutma yükleri yaz ayları için hesaplanmış, soğutma yüklerinin mekanik soğutma ile sağlanması durumundaki enerji tüketimleri belirlenmiştir. Uygulanan evaporatif soğutma sistemleri ile yaz ayları için direkt ve indirek evaporatif soğutmanın uygulanabilirliği değerlendirilmiş ve enerji tüketimlerinde sağlanabilecek tasarruflar belirtilmiştir. Evaporatif soğutmanın yetersiz olduğu durumlarda klasik soğutma ile indirek evaporatif soğutmanın birlikte kullanılması incelenerek, mekanik soğutmada sağlanabilecek enerji tasarruflarını hesaplamışlardır [14].

Acül, “Kuru Soğutucu Doğal Soğutma Uygulamaları ile İklimlendirme Sistemlerinde enerji verimliliği” başlıklı çalışmada dış ortamın düşük sıcaklığından faydalanarak doğal soğutma için kullanılan kuru soğutucu sistemler hakkında detaylı bilgiler vermiştir. Ülkemizdeki şehirlere ait bin verilerini kullanmak vasıtasıyla doğal soğutma ile enerji verimliliğinin ne oranda artırılabilirliği hesaplanmış ve soğutma tesisatlarında, (dolayısıyla binalarda) enerji verimliliğinin önemini vurgulamıştır. Bu bilgilerin yanı sıra kuru soğutucu ünitelerin malzeme, performans, enerji kullanımı ve konstrüktif özellikleri hakkında da bilgiler verilmiştir. Ayrıca kuru soğutucu ve hava soğutmalı chiller grubunun birlikte çalışması ile doğal soğutma verimliliğinin incelenmesini yapmış, kuru soğutucu ve soğutma grubu kapasite, güç ve yük paylaşım oranlarını da tablolar halinde detaylı bir şekilde incelemiştir [15].

Idrissi vd., yaptıkları çalışmada hava ve su karışımı püskürtülmesi ile soğutulan bir kondenser modeli oluşturmuşlardır. Kondensere üflenen hava-su karışımı için kütle transfer kanunlarına dayanarak püskürtme noktasında hava-su zerrecekleri karışımına bağlı olarak, su püskürtme şekilleri, damlaların çapı, püskürtme cihazının yeri, püskürtme debisi, ısı değiştiricinin geometrisi gibi üç önemli faktörün olduğunun göz önünde bulundurulması gerektiğini vurgulamışlardır. Su püskürtmeli hava soğutmalı kondenserin dış yüzeyinin hiçbir zaman tamamen yaş olmaması için püskürtme hızının en ideal düzeyde olması amacıyla mikrokanatçıklı ve kanatçıklı tüpler için bazı korelasyon değerleri vermişlerdir. Çalışma sonunda kondenser yüzeyindeki sıcaklık-bağıl nem eğrisinde hava nemini, hava sıcaklığını ve soğutucu sıcaklığının değişimini gösteren diyagram vermişlerdir. Soğutucu akışkanın termodinamik çevrimini simüle etmek için bazı basitleştirici kabuller yapmış ve sistem performansını değerlendirmişlerdir [6].

Hajidavallo ve Egthedari, yaptıkları çalışmada hava soğutmalı kondenser yüzeyine su püskürterek klimada performans katsayısının artırılması için deneyler yapmışlardır. Özellikle havanın çok sıcak olduğu zamanlarda kompresörün çok zorlandığını hatta durma noktasına geldiğini belirterek kondenser yüzeyine püskürtülen su ile kondensere giren sıcak havanın nemlendirilmesi ile evaporatif bir sistem oluşturularak sistem performansı artırılmış ve etkili soğutma sağlandığını

deneyler sonucunda ortaya koymuşlardır. Deneyde kullanılan evaporatif soğutmalı kondenserin normal sisteme oranla güç tüketiminin %20'ye kadar azaldığını ve performans katsayısının ise, yaklaşık %50'lere kadar iyileştirildiğini çalışmalarını sonucunda belirlemişlerdir. Evaporatif soğutma sisteminin daha fazla geliştirilmesi ve her alanda kullanılması gerektiğininde ayrıca savunmuştur [16].

Ettouney vd., yaptıkları çalışmada evaporatif kondenser sisteminin hava üfleme noktasına suyun püskürtmesi biçiminde uygulayarak deney sonunda performans değişimini grafikler halinde ortaya koymuşlardır. İki farklı yapıda evaporatif kondenser kullandıkları çalışmada sisleme sisteminin normal sisteme oranla önemli ölçüde daha yüksek sistem performansı sağlandığını ortaya koymuşlardır [17].

Jahangeer vd., buhar sıkıştırma bir soğutma sistemi üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Çevre sıcaklığının 32°C olduğu bir günde hava soğutmalı kondenser yüzeyine 0,075 mm, 0,1 mm ve 0,15mm kalınlıklarına sahip film tabakaları oluşturmuşlar ve kondenser yüzeyindeki bu tabaka üzerine suyun belli debilerde püskürtmeyi amaçlamışlardır. Çalışmada, ayrıntılı bir model sistemi geliştirilmiş ve sayısal simülasyonlar kullanılmıştır. Çalışma sonucunda soğutma sisteminin performans değeri belirlenmiştir. Ayrıca, ısı transfer katsayıları sayısal olarak incelenmiş ve kondenser yüzeyine püskürtülen suyun debisinin ısı transfer katsayısını olumlu yönde etkilediği ve daha hızlı ve verimli soğutma sağlandığı görülmüştür. Yapılan çalışmanın dünya çapında enerji kaybının önüne önemli bir set oluşturacağı, verimi ve performansıyla ciddi bir atılım olduğunun düşündüğü dile getirilmiştir [1].

Hajidavalloo, yaptığı çalışmada pencere tipi klima üzerinde deneylerin gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler sonucunda buhar sıkıştırma soğutma çevriminde enerji tüketiminin çok önemli bir yere sahip olduğu ve daha düşük enerji ile daha verimli soğutma sağlamak için buhar sıkıştırma soğutma çevriminde enerji verimliliğinin çok önemli bir husus olduğu savunulmuştur. Bundan dolayı elektrik tüketiminin artmasından ve performansın azalmasından dolayı bir program tasarlanmıştır. Klima üzerinde bulunan iki uygun bölge seçerek bölgeler üzerine soğutma yastıkları koymuş ve o bölgelere su enjekte ederek yeni bir çalışma alanı

denemiştir. Deney sonuçlarında güç tüketiminin yaklaşık olarak % 16 azaldığını ve sistem performansında ise %55 oranında bir artış olduğunu gözlemlemiştir.

Yaptığı deney sonuçlarına bağlı olarak bazı varsayımlarda bulunmuştur, evaporatif soğutma olarak tanıttığı sistemin ticari potansiyelinin çok yüksek olacağını, etkili ve verimli soğutma için yeni istihdam alanı oluşturacağını ve tüm klima sistemlerinde rahatlıkla kullanılabileceğini vurgulamıştır [18].

Hu ve Huang, yaptıkları çalışmada hava soğutmalı bir soğutma kulesinde selülozik ped kullanılmış ve soğutma kulesinin performansı üzerinde deneysel incelemelerde bulunmuştur. Soğutma kulesinin kondenserinde su ile soğutma havası arasında mükemmel bir temas yüzeyi sağlanmış, selüloz yüzeyleri üzerine gerekli performansın sağlanması için su püskürtülmüştür. Deneyler için 3,52 kW soğutma kapasitesine sahip bir portatif sistem imal edilmiş ve çalışmalarını bu sistem üzerinde test etmişlerdir. Çalışma sonucunda yoğunlaşma sıcaklığının düşürüldüğünü, COP değerinin 3,45'e ulaştığını ve soğutma sisteminin kalbi olan kompresörün güç tüketiminin azaldığının gözlemlendiğini ortaya koymuşlardır. Sistemin 10 ay gibi kısa sürede kendini amorti ettiğininde ayrıca vurgulamışlardır [19].

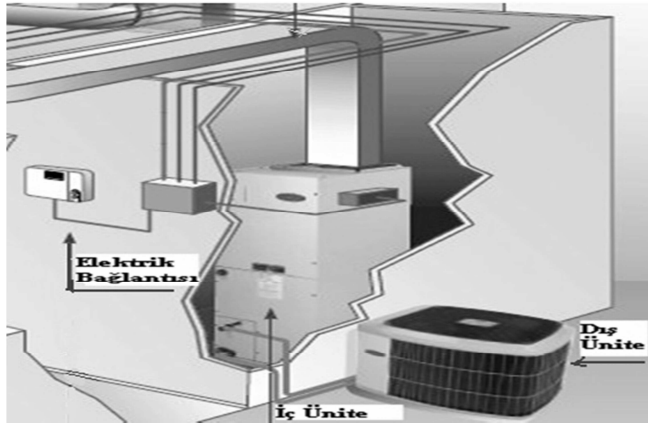
Yanga vd., çalışmalarında hava soğutmalı soğutma grupları için enerji verimliliğini arttırmak amacıyla sisleme sistemi kullanarak sistem performansına etkisini araştırmışlardır. Bir sisleme sistemi ile birlikte ikiz soğutma devreli bir hava soğutmalı chiller sistemi üzerinde bazı deneyler yapmışlardır. Hava soğutmalı iki kondenser yüzeyinde ön soğutma sağlamak için bir program vasıtası ile ön soğutmanın verimliliği üzerinde araştırma yapmışlardır. Deneyler sonucunda COP değerinde %21,3 kadar bir artış gözlemlenmiştir. Enerji tasarrufu değerlendirilmesinde ise, soğutma için yıllık toplam elektrik tüketiminin %14,1 oranında azalacağı sonucuna varmışlardır. Ayrıca, hava soğutmalı kondenser yüzeyindeki ön soğutmanın soğutma hızında ve performansındaki değişimleri de yıl boyunca izlemiş ve grafikler oluşturarak verimleri hakkında bazı değerlendirmede bulunmuşlardır. Kondenser yüzeyinde su ile sisleme oluşturulmasının kondenser giriş hava sıcaklığını 8,8°C kadar düşürdüğü ve soğutma sistemi COP değerinin ise, %25 kadar yükseldiğini söylemişlerdir [20].

Çizge 3.2 İstanbul iline ait aylık ortalama bağıl nem değerleri [23].

Aylık Ortalama Bağıl Nem (%)												
Yıl/Ay	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2002	78.1	74.8	74.6	75.0	68.7	64.3	66.5	68.9	75.5	75.6	79.3	72.9
2003	80.5	81.6	72.6	73.9	70.0	60.5	62.5	64.2	68.1	74.0	82.8	75.1
2004	76.1	73.3	70.4	66.8	67.8	69.4	62.9	70.9	68.9	75.3	70.2	73.2
2005	80.6	77.8	71.8	67.3	73.3	62.7	68.4	67.3	71.6	72.5	79.3	76.6
2006	79.8	79.2	73.7	67.5	67.3	66.4	61.7	66.5	72.6	79.3	76.3	76.0
2008	73.4	73.4	73.7	70.9	63.2	61.7	60.4	63.8	69.2	75.4	78.0	72.0
2009	74.8	81.8	77.1	70.0	65.2	62.1	60.5		69.9	78.5	81.7	78.4
2010	78.6	79.5	74.9	70.7	66.5	72.6	71.1	65.1		76.0	78.8	76.6
2011	80.0	76.4	76.6	79.1	75.1	69.1	64.8	65.0	67.6	73.4	73.2	78.0
2012	77.9	79.3	73.4	74.8	81.6	67.3	69.4	63.3	71.3	75.5	78.4	82.6

3.2. DENEY SİSTEMİ VE GENEL ÖZELLİKLERİ

Çalışmalarda kullanılmak amacıyla hazırlanan deney sisteminde bir kanal tipi klima kullanılmıştır. Hazırlanan sistem ısıtma ve soğutmada yüksek verimde çalışma özelliğine sahip, düşey ve yatay kullanım olanağı sağlayan ayrıca düşük ses seviyesi ile verimli çalışan bir cihazdır. Hazırlanan deney sistemi şematik olarak Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Soğutma sisteminde soğutma kapasitesinin iyileştirilmesi sistemi.

Deney sistemi üç ana kısımdan oluşmaktadır. Bunlar; dış ünite, iç ünite ve adyabatik nemlendirme sistemidir.

3.2.1.Dış Ünite

Geniş sistem sınırları içerisinde çalışan bu sistem; yüksekliği sadece 862 mm, oturma alanı 762 x 762 mm'dir. Emiş hattı akümülatörü kompresöre giden gaz miktarını sınırlandırır, sistemdeki gaz eksildiğinde düşük basınç anahtarı sistemi durdurur. Sistem yüksek basınca karşı korumalı olup, 5 dakika kompresör gecikmelidir.

Karter ısıtıcısı kompresör yağını sürekli sıcak tutarak maksimum yağlanma performansı sağlar, kompresörün ömrünü uzatır. Düşük sıcaklıklarda defrost yapabilmeye, kolay ulaşılabilir defrost elektronik panosu ile 30, 50 ve 90 dakikaya ayarlanabilir. Şekil 3.3'de dış ünite kondenserin iç görünüşü resmi gösterilmiş ve Çizelge 3.3'de klimanın dış ünite teknik özellikleri tablo haline getirilerek detaylı bir şekilde verilmiştir.



Şekil 3.3. Dış ünitenin iç görünüşü.

Çizelge 3.3. Klimanın dış ünite teknik özellikleri.

DIŞ ÜNİTE	Birim	Kapasite
Soğutma Kapasitesi	kW	16,7
Isıtma Kapasitesi	kW	17,3
Soğutmada Çekilen Güç	kW	6,05
Isıtmada Çekilen Güç	kW	5,2
Enerji Verim Oranı		9
Çekilen Akım	A	11,9
Ses Basınç Seviyesi	dB(A)-10	50
Kompresör Tipi	Scroll	
Fan Tipi	Dikey çalışan doğrudan motora bağlı	
Güç Kaynağı	Faz-Volt-Hız 3-400-50	
Yükseklik	mm	862
Derinlik	mm	762
Genişlik	mm	762
Ağırlık	kg	120

3.2.2.İç Ünite

Kanal tipi klimanın iç ünitesi dışarıdan aldığı taze havayı filtre edip; yazın soğutarak, kışın ise ısıtarak en iyi konfor şartlarında ortama vermekte ve böylece soğutma veya ısıtma için kullanılan kanal sistemi ile havalandırmayı da gerçekleştirmektedirler. Bu sayede daha yüksek konfor sağlamış olur. Kışın tavan kotundan, hiç ısıtılmadan üflenen karışım havası yukarıdaki sıcak hava ile karışarak aşağı doğru iner. Üst kotta biriken elektrik armatürlerinin ısısından yararlanır. Sistem ekonomizör gibi çalışır. Taze hava oranı ihtiyaca göre hesaplanır. Kanal tipi klimalar %100 taze hava ile çalıştırılarak taze hava santrali olarak da kullanılabilir. Bu sistemde kullanılan kanal tipi klimanın iç ünitesinin yüksekliği 1,357 mm, derinliği 537 mm, genişliği 560 mm ve ağırlığı 80 kg olan bir sisteme sahiptir. İç ünite soğutma amaçlı kullanılmış olup, diğer teknik özellikleri de Çizelge 3.4'de verilmiştir. Ayrıca, iç ünitenin görüntüsü resmi de Şekil 3.4'de sunulmuştur.

Çizelge 3.4. Klimanın iç ünite teknik özellikleri.

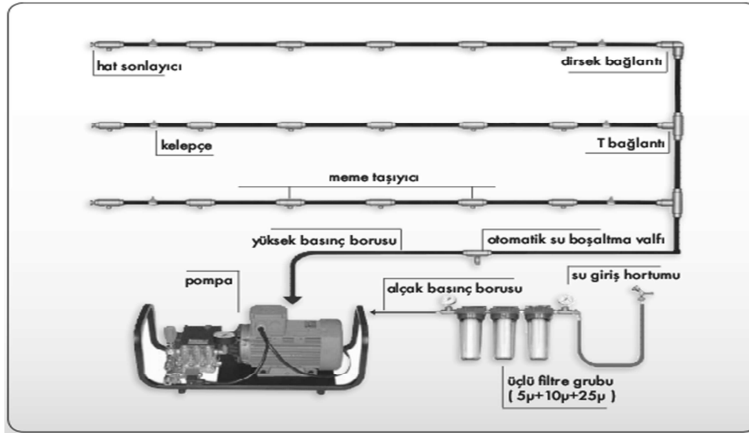
İÇ ÜNİTE	Birim	Kapasite
Soğutma Kapasitesi	kW	17,6
Hava Debisi	l/s	825
Dış Statik Basınç	Pa	25-125
Batarya Tipi	Eğimli	A
Güç Kaynağı	Faz-Volt-Hız	1-230-50
Yükseklik	mm	1.357
Derinlik	mm	537
Genişlik	mm	560
Ağırlık	kg	80



Şekil 3.4. İç ünitenin görüntüsü.

3.2.3.Sisleme Sistemi ve Aparatları

Sisleme sistemi, suyun yüksek basınçlı (55-70 bar) bir pompa ve buna bağlı hortumlar/borular ile oluşturulan hat ve bu yapı üzerinde yer alan çok küçük çaplarda nozullar aracılığı ile ortama pülverize edilmesini sağlayan sistemdir. Bu pülverizasyon sırasında, arkadan gelen basınç ve nozulların özel yapısı nedeniyle, su zerrecikleri çok küçük boyutlarda (5-30 mikron) oluşur. Bu, suyun en kolay buharlaşabilecek formudur ve sis görünümündedir, zaten sıcak ve kuru hava ile karşılaştığında kısa sürede buharlaşır. Pülverize edildiği alan, açık bir mekân ise, buharlaşırken aldığı enerji (ısı) sayesinde ortam serinler. Kapalı bir alana çıkan su ise, buharlaştığında ortama ilave su buharı katkısı yapar ve oransal olarak nem miktarını artırır. Şekil 3.5’de sisleme sistemi ve çalışma bağlantı şeması verilmiştir.



Şekil 3.5. Sisleme sistemi ve çalışma bağlantı şeması.

Hazırlanan deneysel sistemde 29 kg ağırlığındapistonlu pompa kullanılmıştır. Pompa 0.5 HP gücünde olup suyu 70 bar basınca kadar sıkıştırma özelliğine sahip olup 1 l/dak debiye sahiptir. Pompaya su bir depodan gönderilmekte ve 10 mikronluk bir su filtresinden geçirilmektedir. Filtre, suyun daha saf ve temiz olması için suyu filtre ederek sisteme gönderen çok önemli bir elemandır. Su filtresi 10" gövdeye, dakikada maksimum 25 litre akış debisi ve 6 bar çalışma basıncına ve 2.2 kg ağırlığa sahiptir.

Sistemde nozul uçlarına suyun daha kolay ulaşmasını sağlayan kullanım yerine göre nozullar ve bağlantı elemanları mevcuttur. Sisleme sisteminde kullanılan bu elemanlar bakır malzemeden olup, Şekil 3.6’da nozul yapısı ve bağlantı elemanı çeşitleri verilmiştir. Bu malzemeler kullanım yerlerine göre değişik tip ve özelliklerde üretilmektedir.



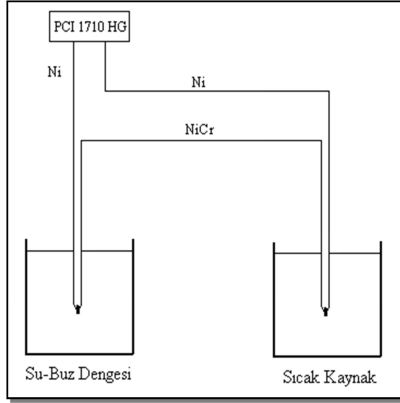
Şekil 3.6. Nozullar ve bağlantı elemanları.

3.3. ÖLÇÜM SİSTEMLERİ

Deneyler esnasında yapılan ölçümlerde soğutma sistemindeki basınç değerleri Gems marka, 2600 serisi 0-400 bar basınç aralığını ölçme özelliğine ve %0.25 hassasiyete sahip Ek 1’de teknik özellikleri verilen basınç transmitterleri kullanılarak belirlenmiştir. Havanın nem değeri ölçümleri Ram DT 615 model sıcaklık ve nemölçer kullanılarak yapılmıştır. Sıcaklık ve nemölçerin teknik özellikleri Ek 2’te verilmiştir. Sistem tarafından tüketilen enerji miktarının belirlenmesi amacıyla ise Makel T300.2216 tipi elektrik sayacı kullanılmış ve sayaca ait özellikler Ek 3’te verilmiştir.

Hazırlanan sistemde tüm sıcaklık ölçümleri nikel krom-nikel (K tipi) ısı çiftleri kullanılarak yapılmıştır. Isıl çiftler yardımıyla yapılan sıcaklık ölçümlerinde teknik özellikleri Ek 4’de verilen Advantech marka “Adam 4018” veri dönüştürücü kullanılmıştır. Tedarikçi firma aracılığıyla temin edilen “K” tipi ısı çiftlerinin doğru ölçümler sağlayıp sağlayamayacağını belirlemek amacıyla standart kalibrasyon işlemlerinde kullanıldığı gibi Şekil 3.7’de de gösterilen bir adet ısı çifti hazırlanmıştır. Hazırlanan ısı çifti bir bilgisayara bağlı bulunan Advantech PCI 1710 HG model veri alışı verişi kartı ile birlikte TSE Kalibrasyon İşleri Müdürlüğü’ne

ASTM E 230'a uygun olarak kalibre ettirilmiştir. Kalibre ettirilen ısı çift ısı iletim katsayısı ölçüm sisteminde kullanılan diğer ısı çiftlerin kalibrasyonunda kullanılmıştır. Yapılan ısı çift kalibrasyonları kullanılarak elde edilen kalibrasyon eğrisi Ek-5'de verilmiştir. Ayrıca Şekil 3.7'de ısı çift kalibrasyonlarının şematik olarak gösterimi verilmiştir.



Şekil 3.7. Isıl çift kalibrasyonlarının şematik olarak gösterimi[24].

3.4. DENEYSSEL VERİLERİN TEORİK DEĞERLENDİRİLMESİ

Bir soğutma makinelerinin verimi etkinlik katsayısı ile ifade edilir ve "COP" ile gösterilir. Soğutma makineleri, düşük sıcaklıktaki bir ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı geçişi sağlamak amacıyla kullanılan sistemlerdir. Bu amacı gerçekleştirmek için bir kompresör işinin (W_c) yapılması gerekir. Bu durumda soğutma makinesinin etkinlik katsayısı ideal çevrim için aşağıdaki gibi ifade edilir [4].

$$COP = \frac{Q_E}{W_c} \quad (3.1)$$

Bu eşitlik sadece birinci kanun verimi göz önünde bulundurularak oluşturulduğu için birinci kanun verimi olarak ta isimlendirilebilmektedir. Eşitlikte " Q_E ", buharlaştırıcı

kapasitesini ve " W_c ", kompresör işini ifade etmektedir. İdeal bir çevrim için, enerjinin korunumu ilkesine göre kompresör işi;

$$W_c = Q_c - Q_E \quad (3.2)$$

şeklinde ifade edilir. Ayrıca, soğutma sisteminin bir diğer önemli elemanı ise yoğuşurucu olup yoğuşurucu kapasitesi " Q_c " simgesi ile gösterilmektedir. Sistemin buharlaştırıcı, yoğuşurucu kapasitesi ve kompresör işi aşağıdaki eşitliklerde verilmiştir [25].

$$W_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

$$Q_E = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \quad (3.4)$$

$$Q_c = \dot{m}_R (h_2 - h_3) \quad (3.5)$$

Eşitliklerde;

\dot{m}_R : Soğutucu Akışkan Debisi

h_1 : Kompresör Girişindeki Soğutucu Akışkanın Entalpi Değeri

h_2 : Kompresör Çıkışındaki Soğutucu Akışkanın Entalpi Değeri

h_3 : Kondenser Çıkışındaki Soğutucu Akışkanın Entalpi Değeri

h_4 : Evaporatör Girişindeki Soğutucu Akışkanın Entalpi Değeri'ni göstermektedir.

Bir soğutma makinesinin ulaşabileceği en yüksek COP değeri Carnot soğutma makinesi olarak tabir edilen verilen sıcaklık sınırları arasında ulaşılacak en yüksek kuramsal COP değerine sahip tersinir çevrim ile elde edilen değerdir. Gerçek soğutma makinaları geliştikçe bu değere yaklaşılabilir fakat hiç bir zaman bu değere ulaşamaz. Tersinir bir soğutma makinesinin COP değeri aşağıdaki eşitlik yardımı ile hesaplanabilir.

$$COP_{tr} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (3.6)$$

Bu eşitlik, “T_H” ve “T_L” sıcaklık sınırları arasında çalışan bir soğutma makinasının ulaşabileceği en yüksek etkinlik katsayısı değeridir. Bu sıcaklık sınırları arasında çalışan tüm gerçek soğutma makinalarının etkinlik katsayıları daha düşük olacaktır. Yani tersinir çevrimler gerçek çevrimlerin verimlerinin üst sınırını belirler.

Tersinir çevrime göre çalışan soğutma makinaları, gerçek soğutma makinalarının karşılaştırılabilecekleri modeller oluştururlar. Tersinir çevrimler aynı zamanda gerçek çevrimlerin geliştirilmesi aşamasında bir başlangıç noktası oluştururlar ve daha sonra gerektiğinde belirli görevleri yerine getirecek şekilde değiştirilirler. Birinci yasa verimi mühendislik sistemleri için tek başına bir başarı ölçüsü olamaz. Birinci kanunun bu yetersizliğini gidermek için ikinci yasa verimi tanımlanmıştır. İkinci yasa verimi, gerçek performans değerinin, aynı koşullarda olabilecek en yüksek (tersinir) performans değerine oranıdır.

$$COP_{II} = \frac{COP}{COP_{tr}} \quad (3.7)$$

İkinci yasa verimi tanımı gereği %100’ü aşamaz. Çünkü gerçek şartlarda sürtünme ve ısı kayıpları gibi tersinmezlik durumları söz konusudur.

Yapılan çalışmada kullanılan sistemde kompresör, hava fanları ve su pompası gibi farklı yapı ve özelliklerde enerji tüketen sistem elemanları bulunmaktadır. Bu elemanlarında tüketmiş oldukları enerji miktarları hesaba katıldığında bütün sistemin performansı;

$$COP_{ts} = \frac{Q_E}{W_C + W_{CF} + W_{EF} + W_{WP}} \quad (3.8)$$

eşitliğiyle hesaplanabilir. Eşitlikte;

W_C : Kompresör İşİ

W_{CF}: Kondenser Fan İşİ

W_{EF}: Evaporatör Fan İşİ

W_{WP}: Su Pompasının İşİ’ni ifade etmektedir.

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR VE BULGULAR

4.1. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1.1. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Malzeme ve Temini

Yapılan çalışmada; 60.000 Btu kapasitesine sahip 1 adet kanal tipi split klima sistemi, 1 adet yüksek basınçlı (55-70 bar) bir pompa ile çeşitli çaplarda nozullardan oluşan sisleme sistemi ve çalışmaların bilgisayar ortamına kaydedilmesini sağlayan Advantech marka "Adam 4018" veri dönüştürücüden oluşan deneysel düzenek kullanılmıştır. Kanal tipi split klima sistemi özel bir firmadan alınmış eksikleri giderilerek kullanılabilir hale getirilmiştir. Nozullu sisleme sistemi ise, Nor Elektronik Ltd. Şirketi tarafından çalışmalarda kullanılmak üzere hibe edilmiştir. Basınç ve sıcaklık ölçümlerinde kullanılan Advantech marka "Adam 4018" veri dönüştürücü ise Karabük Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi Laboratuvarlarından tedarik edilmiştir.

4.1.2. Deneysel Çalışmalarda Kullanılan Sistem

Deneysel çalışmalarda kullanılan kanal tipi split klima sistemi parçalar halinde temin edilmiş, eksikleri giderilerek çalışır duruma getirilmiş ve montajı yapılmıştır. Sistemin gerekli ön testler yapıldıktan sonra, uygun miktarda R-22 gaz şarjı yapılması ile çalışması sağlanmıştır. Klima sisteminin ilk aşamada çeşitli şartlar altında çalışması sağlanarak

sistemin verimli ve düzenli çalışması için gerekli düzenlemeler sağlanmıştır. Sistemde belli aralıklarla sıcaklık, nem, basınç ve enerji sarfiyatı değerlerinin ölçülebilmesi ve kaydedilebilmesi için gerekli ölçüm cihazı bağlantıları yapılarak doğru ölçüm sonuçları vermeleri sağlanmıştır. Hazırlanan sistemin herhangi bir su püskürtme sistemi kullanılmadan çalıştırılmasından ve gerekli verilerin alınmasından sonra ilk olarak 0,2 mm çapına sahip 7 adet nozul kullanılması ile sisleme yapılmış ve püskürtmesiz sistem ile yapılan deneylerde olduğu gibi belli aralıklarla nem, sıcaklık, basınç ve enerji sarfiyatı değerleri kaydedilmiştir. Daha sonra sırasıyla 0,3 mm ve 0,4 mm çaplarına sahip nozullu sistemler kullanılmış ve aynı ölçümler tekrar yapılarak kaydedilmiştir. Ölçülen bu değerlere ek olarak sisleme sisteminin su ve elektrik sarfiyatları da ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Şekil 4.1'de soğutma sistemi dış ünitesi, bütünsel olarak hazırlandıkları sisleme sistemi ile birlikte görülmektedir. Hazırlanan deneysel sistemin iç ünitesi ve ölçüm mekanizmaları ise, Şekil 4.2'de görülmektedir.



Şekil 4.1. Soğutma sistemi dış ünitesi ile sisleme sisteminin bütünsel görünümü.



Şekil 4.2. Deneysel çalışmada kullanılan iç ünite ve ölçüm sistemlerinin genel görünümü.

4.2. DENEYSEL ÖLÇÜMLER

Deneysel çalışmalar, püskürtmesiz yoğuşturucu, 0,2 mm, 0,3 mm ve 0,4mm nozul çaplarında püskürtmeli yoğuşturucu kullanılmak üzere dört farklı şart altında gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.1’de dış ortam sıcaklıkları aynı olan deneylerde sistemin püskürtmesiz haldeki sıcaklık ve basınçları ile nozul çaplarına göre sıcaklık ve basınçlardaki değişimler verilmiştir.

Çizelge 4.1’de nozul çaplarının büyümesine bağlı olarak buharlaştırıcı çıkış hava sıcaklığı, buharlaştırıcı basıncı, yoğuşturucu basıncı, yoğuşturma sıcaklığı, yoğuşturucu çıkış sıcaklığı, aşırı kızdırma (superheating) ve aşırı soğutma (subcooling) sıcaklıklarda düşüşler olduğu görülmektedir. Bu sıcaklık düşüşlerine bağlı olarak sistemin daha az enerji harcayarak daha hızlı istenilen ortam sıcaklığına ulaşması sağlanacak ve nozul çaplarının artmasına bağlı olarak kompresör basma hattı basıncının azalması ise kompresörün daha az yorulmasını ve daha uzun vadeli kullanımını sağlayacaktır.

Çizelge 4.1.Sistem parametreleri.

Parametre	Birim	Püskürtmesiz yoğuşturucu	0,2 mm püskürtmeli yoğuşturucu	0,3 mm püskürtmeli yoğuşturucu	0,4 mm püskürtmeli yoğuşturucu
Dış hava sıcaklığı	°C	38	38	38	38
Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığı	°C	25	25	25	25
Buharlaştırıcı çıkış hava sıcaklığı	°C	10	8,4	7,6	6,8
Buharlaştırıcı fan debisi	m ³ /s	0,825	0,825	0,825	0,825
Buharlaştırıcı basıncı	bar	3,6	3,5	3,45	3,42
Yoğuşturucu basıncı	bar	16	14	13	12
Buharlaştırma sıcaklığı	°C	-9,6	-10,4	-10,8	-11
Yoğuşturma sıcaklığı	°C	41,75	36,3	33,35	30,25
Kompresör giriş sıcaklığı	°C	1,1	-2,5	-5,2	-6,4
Yoğuşturucu çıkış sıcaklığı	°C	35	25	23	22
Superheating	°C	10,7	7,9	5,6	4,6
Subcooling	°C	6,75	11,3	10,35	8,25

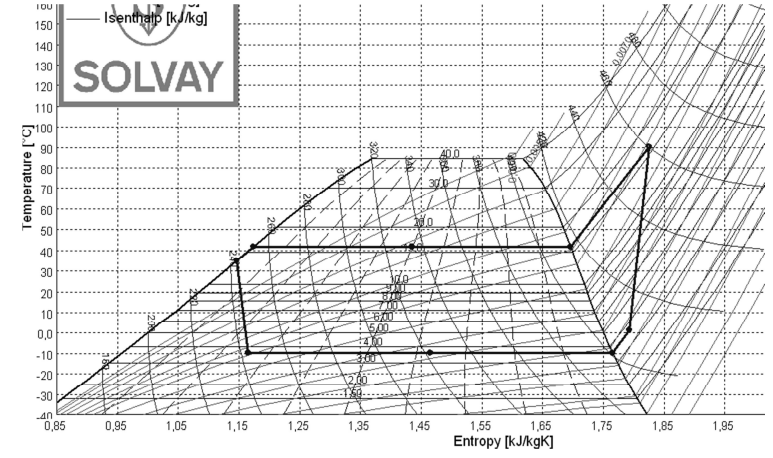
4.2.1. Püskürtmesiz Sistem İçin Termodinamik Özellikler

Deneysel sisteminin püskürtmesiz çalışmasına bağlı olarak Çizelge 4.2’de püskürtmesiz sistem verilerini incelediğimizde kompresör basma basıncının 16 bar ve emme basıncının 3,6 bar olduğu görülmektedir. Bu basınç değerlerine bağlı olarak kondenser sıcaklığının 41,75°C ve evaporatör sıcaklığının ise -9,6°C olduğu belirlenmiş ve aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerleri ölçülen deneysel verilerden hesaplanmıştır. Deneysel veriler kullanılarak SOLKANE programı yardımıyla çizilen diyagramlar sırası ile Şekil 4.3’de püskürtmesiz sistem P-h diyagramı, Şekil 4.4’de ise püskürtmesiz sistem T-s diyagramı olarak sunulmuştur.

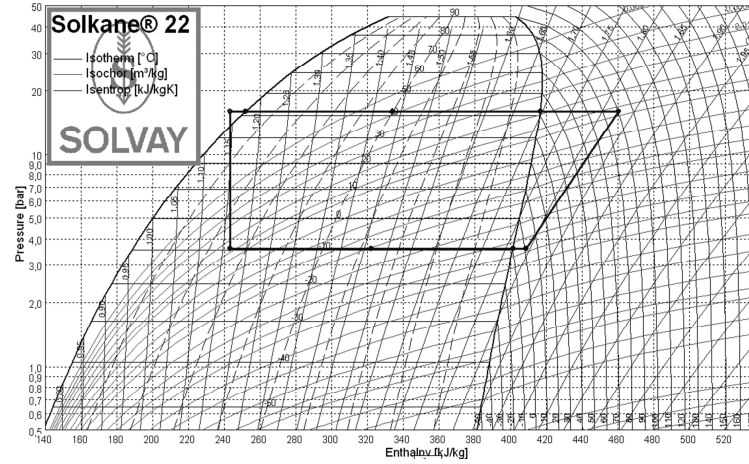
Çizelge 4.2. Püskürtmesiz sistemin termodinamik özellikleri.

Evaporator		Condenser		Compressor		Suction line	
Temperature	-9,60 °C	Temperature	41,75 °C	Isentr. efficiency	0,772 <input checked="" type="checkbox"/> Auto	Superheat	0,00 K
Superheating	10,70 K	Subcooling	6,75 K			Pressure drop	0,00 bar
Pressure drop	0,00 bar	Pressure drop	0,00 bar			Discharge line	
Refrigerating cap.	14,8 kW	Calculation				Temperature loss	0,00 K
						Pressure drop	0,00 bar

Cycle (F2)	Output parameters (F3)	COP, Mass flow, etc. (F4)	Pipe sizing (F5)			
Point	p bar	t °C	v dm ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x %
1	3,60	1,10	67,83	408,75	1,7928	--
2s	16,00	76,60	17,88	448,49	1,7928	
2	16,00	90,25	19,04	460,21	1,8257	
3	16,00	90,25	19,04	460,20	1,8257	
3'	16,00	41,75	14,44	416,54	1,6965	
3''4m	16,00	41,75	7,66	334,24	1,4351	
4'	16,00	41,75	0,89	251,93	1,1737	
4	16,00	35,00	0,87	243,14	1,1462	
5	3,60	-9,60	17,02	243,14	1,1650	0,256
5''6m	3,60	-9,60	40,66	322,19	1,4650	
6''	3,60	-9,60	64,30	401,25	1,7649	
6	3,60	1,10	67,83	408,75	1,7928	



Şekil 4.4. Püskürtmesiz sistemin T-s diyagramı.



Şekil 4.3. Püskürtmesiz sistemin P-h diyagramı.

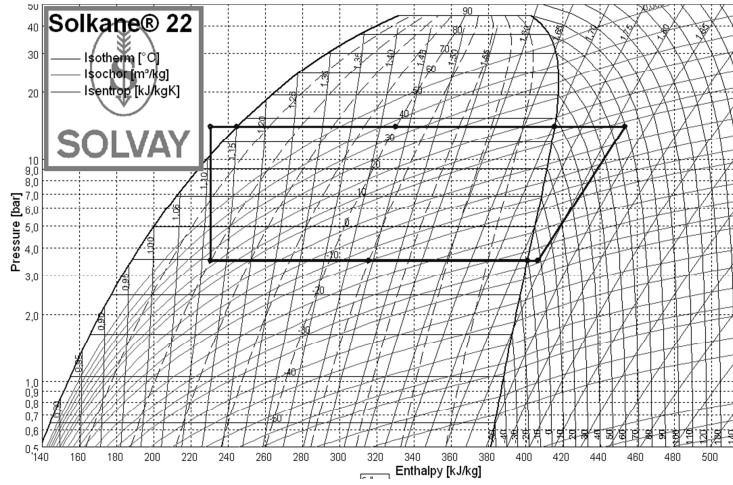
4.2.2. 0.2mm Püskürtmeli Sistem İçin Termodinamik Özellikler

Bu deneylerde ise, 0,2 mm çapa sahip 7 adet nozul kullanılmıştır. Çizelge 4.3' de 0,2 mm nozul kullanılan püskürtmeli sisteme ait deneysel sonuçlar verilmiştir. Burada kompresör basma basıncının 14 bar ve emme basıncının 3,5 bar olduğu görülmektedir. Bu değerlere bağlı olarak kondenser sıcaklığı 36,3°C ve evaporatör sıcaklığının ise -10,4°C'dir. Ayrıca, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerleri sırası ile 7,9°C ve 11,3°C olduğu tesbit edilmiştir. Deneysel veriler kullanılarak SOLKANE programı yardımıyla çizilen diyagramları ile Şekil 4.5'de 0,2 mm püskürtmeli sistem P-h diyagramı için, Şekil 4.6'de ise 0,2mm püskürtmeli sistem T-s diyagramı için sunulmuştur.

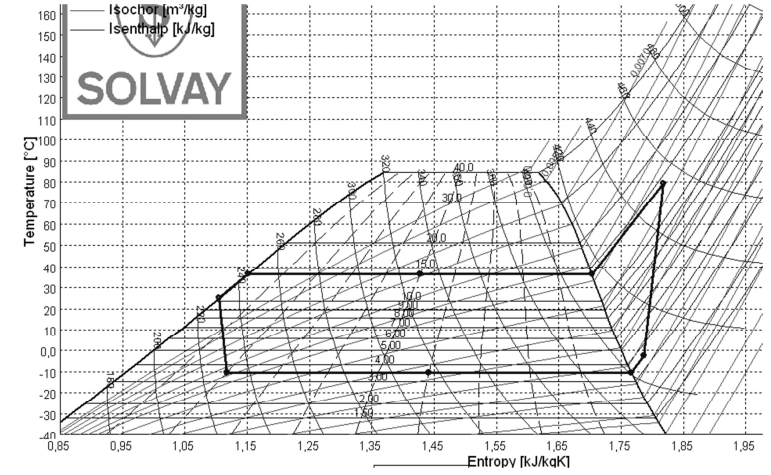
Çizelge 4.3. 0,2 mm Püskürtmeli sistemin termodinamik özellikleri.

Evaporator		Condenser		Compressor		Suction line	
Temperature	-10,40 °C	Temperature	36,30 °C	Isentr. efficiency	0,774	Superheat	0,00 K
Superheating	7,90 K	Subcooling	11,30 K			Pressure drop	0,00 bar
Pressure drop	0,00 bar	Pressure drop	0,00 bar			Temperature loss	0,00 K
Refrigerating cap	16,6 kW	Calculation				Pressure drop	0,00 bar

Point	p	t	v	h	s	x
	bar	°C	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	3,50	-2,50	68,75	406,45	1,7869	--
Zs	14,00	66,73	19,99	442,57	1,7869	--
2	14,00	79,29	21,20	453,26	1,8175	--
3	14,00	79,29	21,20	453,26	1,8175	--
3'	14,00	36,30	16,66	415,57	1,7033	--
3*4m	14,00	36,30	8,77	330,19	1,4274	--
4'	14,00	36,30	0,87	244,81	1,1515	--
4	14,00	25,00	0,84	230,46	1,1053	--
5	3,50	-10,40	13,82	230,46	1,1174	0,200
5*6'm	3,50	-10,40	39,94	315,69	1,4418	--
6'	3,50	-10,40	66,06	400,93	1,7662	--
6	3,50	-2,50	68,75	406,45	1,7869	--



Şekil 4.5. 0,2 mm Püskürtmeli sistem P-h diyagramı.



Şekil 4.6. 0,2 mm Püskürtmeli sistem T-s diyagramı.

4.2.3. 0,3 mm Püskürtmeli Sistem İçin Termodinamik Özellikler

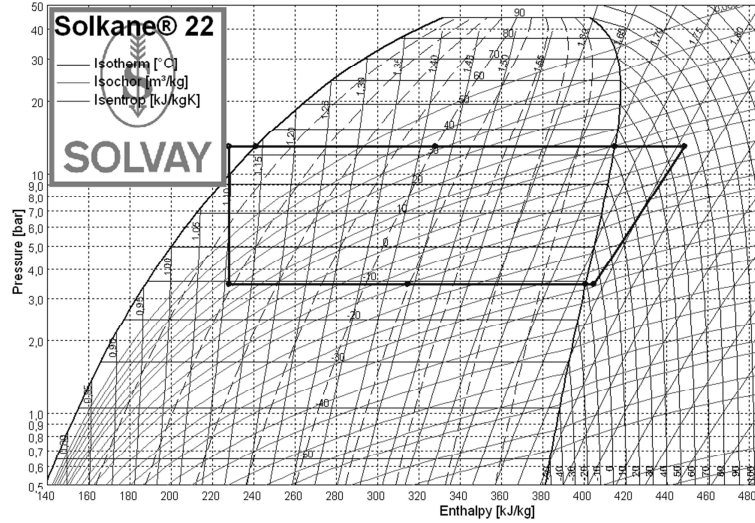
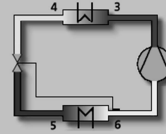
Bu deneylerde ise, 0,3 mm çapa sahip 7 adet nozul kullanılmış ve Çizelge 4.4'deneylerde belirlenen sistem verileri sunulmuştur. Burada, kompresör basma basıncının 12,9 bar ve emme basıncının 3,45 bar olduğu görülmektedir. Bu değerlere bağlı olarak kondenser sıcaklığının 33,35°C ve evaporatör sıcaklığının ise -10,8°C olduğu, aşırı kızdırma ve aşırı soğutma değerlerinin sırası ile 5,6°C, 10,35°C olduğu belirlenmiştir. 0,2mm nozullu sisteme oranla sıcaklık ve basınçların daha da düştüğü görülmektedir. Deneysel veriler kullanılarak SOLKANE programı yardımıyla çizilen diyagramlar sırası ile Şekil 4.7'da 0,3mm püskürtmeli sistem P-h diyagramı için, Şekil 4.8'de 0,3 mm püskürtmeli sistem T-s diyagramı için sunulmuştur.

Çizelge 4.4. 0,3 mm Püskürtmeli sistemin termodinamik özellikleri.

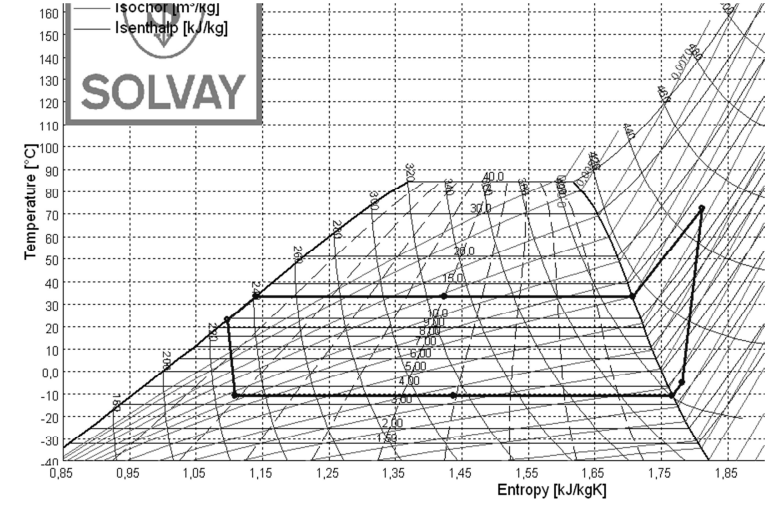
Evaporator		Condenser		Compressor		Suction line	
Temperature	-10,80 °C	Temperature	33,35 °C	Isentr. efficiency	0,773	Superheat	0,00 K
Superheating	5,60 K	Subcooling	10,35 K			Pressure drop	0,00 bar
Pressure drop	0,00 bar	Pressure drop	0,00 bar			Temperature loss	0,00 K
Refrigerating cap	17,2 kW	Calculation				Pressure drop	0,00 bar

Point	p	t	v	h	s	x
	bar	°C	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	3,45	-5,20	68,90	404,68	1,7816	
2s	12,99	60,52	21,17	438,81	1,7816	
2	12,99	72,49	22,41	448,82	1,8110	
3	12,99	72,49	22,41	448,82	1,8110	
3'	12,99	33,35	18,02	414,96	1,7070	
3''	12,99	33,35	9,44	327,99	1,4232	
4	12,99	33,35	0,86	241,02	1,1395	
4'	12,99	23,00	0,83	227,96	1,0970	
5	3,45	-10,80	13,35	227,96	1,1081	0,190
5''	3,45	-10,80	40,16	314,37	1,4375	
6'	3,45	-10,80	66,97	400,77	1,7668	
6	3,45	-5,20	68,90	404,68	1,7816	

Single-stage process



Şekil 4.7. 0,3 mm Püskürtmeli sistem P-h diyagramı.



Şekil 4.8. 0,3 mm Püskürtmeli sistem T-s diyagramı.

4.2.4. 0,4 mm Püskürtmeli Sistem İçin Termodinamik Özellikler

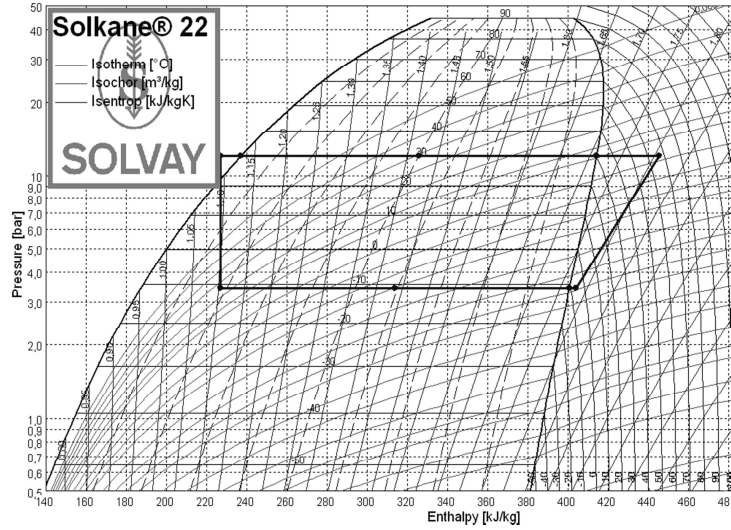
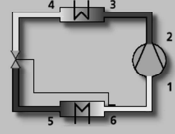
Bu deneylerde ise, 0,4 mm çapa sahip 7 adet nozul kullanılmış ve Çizelge 4.5'den deneylerde belirlenen sistem verileri sunulmuştur. Bu veriler incelendiğinde; kompresör basma basıncının 12 bar, emme basıncının 3,42 bar olduğu ve kondenser sıcaklığı 30,25°C, evaporatör sıcaklığı -11°C olduğu belirlenmiştir. Şekil 4.9'da 0,4 mm püskürtmeli sistem P-h diyagramı, Şekil 4.10'da ise 0,4 mm püskürtmeli sistem T-s diyagramı verilmiştir. Sonuç olarak yapılan deneylerde püskürtmesiz sistem ile püskürtmeli sistem arasında sıcaklık ve basınç değerlerinde ciddi farklar olduğu ve bu deneysel çalışmanın olumlu sonuçlar verdiğinin bir göstergesi olarak kabul edilmiştir. Nozul çaplarının büyümesine bağlı olarak ciddi enerji verimliliği sağlandığı değerlendirme sonuçlarında ortaya konulmuştur.

Çizelge 4.5. 0,4 mm Püskürtmeli sistemin termodinamik özellikleri.

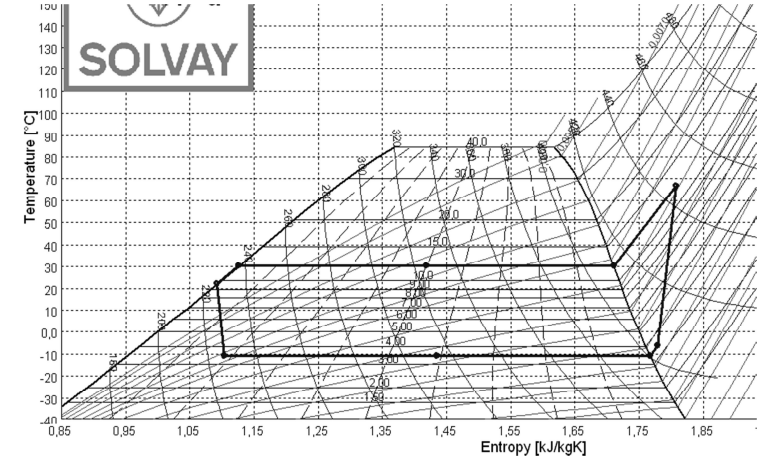
Evaporator		Condenser		Compressor		Suction line	
Temperature	-11,00 °C	Temperature	30,25 °C	Isentr. efficiency	0,772	Superheat	0,00 K
Superheating	4,60 K	Subcooling	8,25 K			Pressure drop	0,00 bar
Pressure drop	0,00 bar	Pressure drop	0,00 bar			Discharge line	
Refrigerating cap.	18,0 kW	Calculation				Temperature loss	0,00 K
						Pressure drop	0,00 bar

Cycle (F2)	Output parameters (F3)	COP, Mass flow, etc. (F4)	Pipe sizing (F5)			
	p bar	t °C	v dm ³ /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x %
Point						
1	3,42	6,40	69,02	403,90	1,7793	
2s	12,00	55,29	22,67	435,87	1,7793	
2	12,00	66,73	23,95	445,33	1,8076	
3	12,00	66,73	23,95	445,33	1,8076	
3'	12,00	30,25	19,59	414,25	1,7106	
3'4m	12,00	30,25	10,22	325,66	1,4188	
4	12,00	30,25	0,85	237,07	1,1268	
4	12,00	22,00	0,83	226,72	1,0929	
5	3,42	-11,00	13,12	226,72	1,1035	0,185
56m	3,42	-11,00	40,27	313,70	1,4353	
6'	3,42	-11,00	67,42	400,69	1,7672	
6	3,42	-6,40	69,02	403,90	1,7793	

Single-stage process

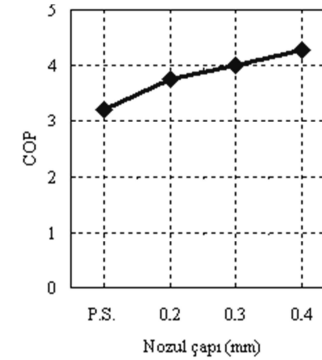


Şekil 4.9. 0,4 mm Püskürtmeli sistem P-h Diyagramı.

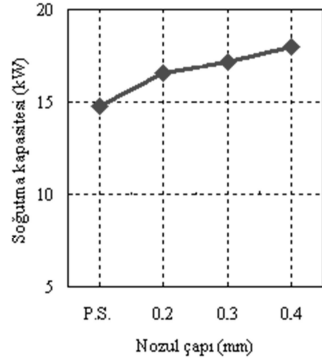


Şekil 4.10. 0,4 mm Püskürtmeli sistem T-s Diyagramı.

Şekil 4.11'de COP değerinin nozul çapına bağlı değişimi verilmiştir. Şekil 4.11'de COP değerinin nozul çapının artmasına bağlı olarak arttığı açıkça görülmektedir. Şekil 4.12'da ise soğutma kapasitesinin nozul çapına göre değişimi sunulmuştur, bunda soğutma kapasitesinin püskürtmesiz sistemdeki değerinin püskürtmeli sistemde kullanılan nozul çaplarına göre değişimini arttığı görülmektedir.

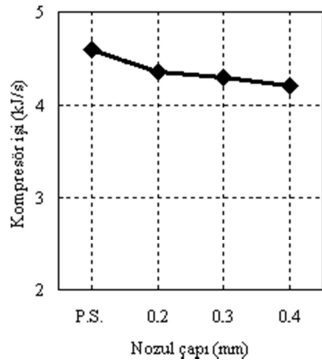


Şekil 4.11. COP değerinin nozul çapına göre değişimi.

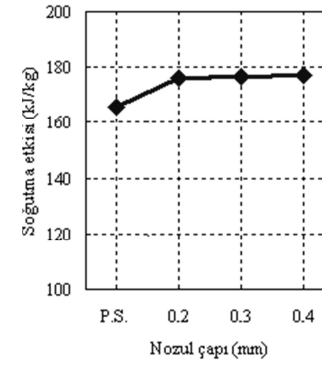


Şekil 4.12. Soğutma kapasitesinin nozul çapına göre değişimi.

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde su soğutmalı kondenserler yerine hava soğutmalı kondenserlerin kullanımı güç tüketimi açısından önemlidir [17]. Şekil 4.13'de kompresör işinin nozul çapına göre değişimi verilmiştir. Kompresörün yaptığı iş nozul çapıyla ters orantılı olarak çalışmakta, nozul çapı arttıkça kompresörün yaptığı iş azalmakta, bu da daha az maliyet ile aynı işi yapmasını sağlamaktadır. Şekil 4.14'de soğutma etkisinin nozul çapına göre değişimi görülmektedir. Kapasite artışının en fazla 0,4 mm nozul çapıyla sistemin çalışmasında elde edildiği Şekil 4.14'de açıkça görülmektedir.

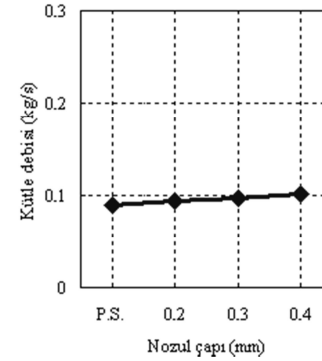


Şekil 4.13. Kompresör işinin nozul çapına göre değişimi.

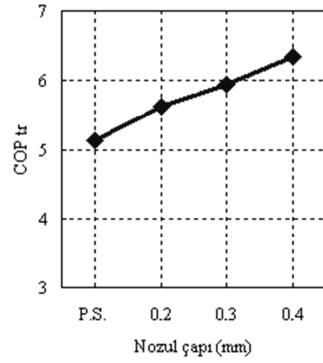


Şekil 4.14. Soğutma etkisinin nozul çapına göre değişimi.

Şekil 4.15'de kütle debisinin nozul çapına göre değişimi sunulmuştur. Kütle debisindeki artışın püskürtmesiz sistem ile nozul çaplarına sahip sistemin değişimi Şekil 4.15'de görülmektedir. Şekil 4.16'da COP_{tr} 'nin nozul çapına göre değişimi verilmiştir. Nozul çapındaki artışa bağlı olarak COP_{tr} değerinde de doğru orantılı bir artış söz konusudur.



Şekil 4.15. Kütle debisinin nozul çapına göre değişimi.



Şekil 4.16. COP_{tr} nozul çapına göre değişimi.

4.2.5. Değerlendirme Sonuçları

0,2mm çapında nozullar kullanılarak sisleme yapılan soğutma sistemine ait deneysel veriler yardımıyla hesaplanmış sonuçlar Çizelge 4.6'da verilmiştir. Çizelge incelendiğinde, 0,2mm nozul çaplarına sahip püskürtmeli sistemin, püskürtmesiz sisteme oranla kompresörün %5,21'lik daha az enerji harcadığını ve 0,2mm nozul çapına sahip püskürtmeli sistemin, püskürtmesiz sisteme göre COP değerlerinde %16,77'lik bir artış elde edildiği görülmektedir. Püskürtmesiz sistemin, püskürtmeli sisteme göre kütle debisi de %5,54 kg/sn oranında bir artış gösterdiği saptanmıştır. Adyabatik nemlendirme yapılırken 0,2mm çapına sahip sistem için COP_{ts} (tüm sistemin COP değeri) değerinin püskürtmesiz sisteme göre %9,55 daha fazla olduğu görülmektedir. Bunun yanında, sistemin soğutma kapasitesinde de önemli ölçüde artış olmuştur.

Çizelge 4.6. 0,2 mm Püskürtmeli sistemin püskürtmesiz sistem ile mukayesesi.

Parametre	Birim	Püskürtmesiz sistem	0,2mm püskürtmeli sistem	Değişim (%)
W _{kompresör}	kW	4,6	4,36	-5,21
Kütle debisi	kg/s	0,08937	0,09432	5,54
Q _{buharlaştırıcı}	kW	14,8	16,6	12,16
COP	-	3,22	3,76	16,77
COP _{tr}	-	5,13	5,62	9,55
COP _{ts}	-	2,55	2,72	6,66
η _{it}	%	63	67	6,35
Su debisi	l/h	-	21	-

0,3 mm çapında nozullar kullanılarak sisleme yapılan soğutma sistemine ait deneysel veriler yardımıyla hesaplanmış sonuçlar Çizelge 4.7'de verilmiştir. 0,3mm püskürtmeli sistemin püskürtmesiz sistem ile mukayesesi incelendiğinde; 0,3 mm çaplarına sahip püskürtme sistemin püskürtmesiz sisteme oranla kompresörde %6,52 kW enerji daha az harcadığı görülmektedir. Ayrıca 0,3mm çapına sahip nozullu püskürtmeli sistemde, püskürtmesiz sisteme oranla COP değerlerinde %24,22'lere varan artış elde edildiği görülmektedir. 0,3mm nozullu sistemin COP_{ts} değerinin püskürtmesiz sisteme göre %11,37 daha fazla olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.7. 0,3 mm Püskürtmeli sistemin püskürmesiz sistem ile mukayesesi.

Parametre	Birim	Püskürtmesiz sistem	0,3mm püskürtmeli sistem	Değişim (%)
$W_{\text{kompresör}}$	kW	4,6	4,3	-6,52
Kütle debisi	kg/s	0,08937	0,09733	8,91
$Q_{\text{buharlaştırıcı}}$	kW	14,8	17,2	16,22
COP	-	3,22	4	24,22
COP_{tr}	-	5,13	5,94	15,79
COP_{ts}	-	2,55	2,84	11,37
η_{u}	%	63	67	6,35
Su debisi	l/h	-	33	-

0,4 mm çapında nozullar kullanılarak sisleme yapılan soğutma sistemine ait deneysel veriler yardımıyla hesaplanmış sonuçlar Çizelge 4.8'de verilmiştir. 0,4mm püskürtmeli sistemin püskürmesiz sistem ile mukayesesi incelendiğinde ise püskürtmeli sistemin püskürtmesiz sisteme oranla kompresörde %8,48 kW enerji daha az harcadığı görülmektedir. Ayrıca, 0,4mm nozul çapına sahip püskürtmeli sistemin püskürtmesiz sisteme oranla COP değerinde %32,92'lik, COP_{ts} değerinde ise %18,43'lük artış olduğu görülmüştür. Hesaplanan COP değerleri adyabatik nemlendirme sisteminin uzun süreli kullanımlarda soğutma sisteminin daha az enerji sarfiyatı ile soğutma sağlayabilmesine yardımcı olacağını ve bu yolla ciddi enerji kayıplarının önüne geçileceğini göstermektedir. Bu durum enerjinin verimsiz kullanılmasının önlenmesinde ve işletme maliyetlerinin en aza indirgenmesinde adyabatik nemlendirme sistemleri kullanımının önemini ortaya koymaktadır.

Çizelge 4.8. 0,4 mm Püskürtmeli sistemin püskürmesiz sistem ile mukayesesi.

Parametre	Birim	Püskürtmesiz sistem	0,4mm püskürtmeli sistem	Değişim (%)
$W_{\text{kompresör}}$	kW	4,6	4,21	-8,48
Kütle debisi	kg/s	0,08937	0,10159	13,67
$Q_{\text{buharlaştırıcı}}$	kW	14,8	18	21,62
COP	-	3,22	4,28	32,92
COP_{tr}	-	5,13	6,35	23,78
COP_{ts}	-	2,55	3,02	18,43
η_{u}	%	63	67	6,35
Su debisi	l/h	-	48	-

BÖLÜM 5

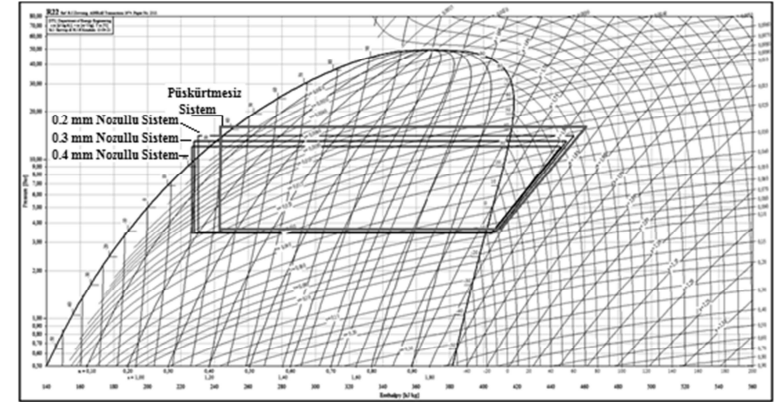
SON DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

Enerji, sanayileşmenin alt yapısı ve günlük hayatın vazgeçilmez bir unsuru olması nedeniyle, enerji ihtiyacı ulusal ve uluslararası gündemde oldukça önemli bir yer tutar. Enerji kaynaklarının tükenebilir oluşu, dışa bağımlılığın varlığı ve çevresel etkiler sebebiyle; günümüzde ülkeler için güvenli, yeterli miktarda, ucuz ve temiz enerji üretmek, ekonomik ve sosyal hayatın temel problemleri arasında yerini almaktadır. Yakın gelecekte dünya enerji talebi, özellikle ülkemiz gibi sanayisi, ekonomisi ve nüfusu ile hızla büyümekte olan ülkelerde önemli ölçüde artış gösterecektir. Enerji tüketimi gelişme ve büyümeyle paralel olarak büyümektedir. Günlük hayatımızın hemen hemen her parçasıyla iç içe olan enerji tüketimi modern yaşamın vazgeçilmez faktörlerinden birisi olmuştur. Bu nedenle, üretilen enerjinin yüksek verimle kullanılması büyük önem taşımaktadır. Enerji verimliliğinin sağlanmasındaki en güçlü faktör enerji tasarrufudur. Enerji tasarrufunda ana fikir enerji üretimi ve tüketimi sırasında oluşan atıkların geri dönüştürülmesi ve performansı düşürmeden enerji kayıplarını en aza indirmesidir.

Soğutma ve iklimlendirme, insanların rahat ve konforlu yaşam sürdürebilmesi için vazgeçilmez sektörler arasındadır. Soğutma ve iklimlendirme sektörü teknolojinin gün geçtikçe ilerlemesiyle birlikte gelişmektedir. Günümüzde dünya çapında tüketilen toplam enerjinin yaklaşık %30'u gibi önemli bir miktarı hava şartlandırma uygulamaları için kullanılmakta ve bu enerji miktarının da yaklaşık yarısı mekanik soğutma sistemlerinde harcanmaktadır. Hava şartlandırma sistemlerinde teknolojik gelişmeler paralelinde önemli ölçülerde enerji tasarrufu sağlanmasını ve sistem performansı artırılması ile ilgili çok sayıda çalışmalar yapılmış ve yapılmaya devam

etmektedir. Bu çalışmaların sonucunda değişik yöntemler önerilmiş ve amaca uygun çeşitli sistem ve kontrol cihazları geliştirilmiştir. Bu yöntemler arasında adyabatik nemlendirme sistemi uygulamaları önemli üstünlükleri ile ön plana çıkmaktadırlar.

Yapılan çalışmada, adyabatik nemlendirme yöntemlerinden biri olan nozullu sistem kullanılmış ve bir mekanik soğutma sistemi kondenser ünitesine uygulanarak sağlanabilecek avantajlar belirlenmiştir. Şekil 5.1'de nozullu su püskürtmeli sistem ile püskürtmesiz sisteme ait yapılan deneysel çalışmalarda elde edilmiş veriler soğutma çevrimi için çizilmiştir. Şekil 5.1'de de açıkça görüldüğü gibi soğutma sisteminde adyabatik nemlendirme yönteminin kullanımı hem enerji tüketiminin azaltılması hem de soğutma kapasitesinin artırılmasına olumlu yönde etkide bulunmaktadır.



Şekil 5.1. Püskürtmeli sistem ile püskürtmesiz sistem uygulamalarının mukayesesi.

Çalışmada, deneyler ve teorik hesaplamalar ışığında;

- Kompresör işinde nozul çapına ve su debisine bağlı olarak %5.21 ile %8.48 arasında azalma olduğu ve bu miktarların önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlanmasına katkı sağlayacağı,
- Kompresör işindeki azalmayla birlikte soğutma kapasitesinde %12.16 ile %21.62 arasında artış olduğu,
- Kompresör işindeki azalma ve soğutma kapasitesindeki artışa bağlı olarak soğutma sistemi COP değerinin %16.77 ile %32.92 arasında, tüm sistemin COP_s değerinin ise %6.66 ile %18.43 arasında arttığı,
- Adyabatik nemlendirme yönteminin kullanımı ile kondenser basıncının düştüğü ve bu durumun kompresörün zorlanmasını engelleyeceği,
- Adyabatik nemlendirme yöntemi kullanılan deneylerde soğutma sisteminin daha erken rejime girdiği,
- Soğutma sistemi evaporatöründe yoğuşan suyun adyabatik nemlendirme ünitesinde pompa besleme suyuna eklenerek su maliyetlerinin düşürülebileceği,
- Özellikle dış ortam sıcaklığının yüksek olduğu yaz aylarında adyabatik nemlendirme yöntemi kullanımı soğutma sisteminin aşırı zorlanmasını engelleyerek sistem ömrünün daha uzun olmasını sağlayacağı,
- Mevsimsel değişimlerin bir sonucu olan aşırı sıcak yaz günlerinde soğutma sistemlerinin görevlerini yerine getiremeyeceği durumlarda kondensere üflenen havanın (ortam bağıl nem miktarına da bağlı olarak) önemli ölçüde soğutulularak soğutma sisteminin görevini yerine getirebilmesinin sağlanabileceği tesbit edilmiştir.

Yapılan çalışmalar sonunda, adyabatik nemlendirme yöntemlerinin kullanılacağı soğutma sistemleri konulu çalışmalarda:

- Farklı yapılara sahip adyabatik nemlendirme yöntemleri birbirleri ile kıyaslanabilir.

- Farklı yapılardaki adyabatik nemlendirme üniteleri birbirleri ile uyumlu çalışabilecek biçimde dizaynedilerek daha etkin nemlendirme ve adyabatik soğutma sağlayabilecek sistemler tasarlanabilir.
- Kondenser üretiminde adyabatik nemlendirme yöntemlerinin daha etkin çalışabileceği geometriler tasarlanabilir.
- Bölgesel olarak evaporatif soğutma sistemleri için fizibilite çalışmaları yapılarak sağlanabilecek fayda miktarları belirlenmeli ve bu sistemlerin yaygınlaştırılmasına katkı sağlanmalıdır.

KAYNAKLAR

1. Jahangeer, K. A., Tay A. A. O. and Islam M.R., “Numerical investigation of transfer coefficients of an evaporatively-cooled condenser”, *Applied Thermal Engineering*, 31 (10): 1655-1663 (2011).
2. Coulomb, D., “ IIR listing of refrigeration research priorities”, *International Journal of Refrigeration*, 28 (7): 973-976 (2005).
3. Özkul, N., “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, *TMMOB*, Ankara, 1-38 (2007).
4. Çengel, Y. A. and Boles, M.A., “Thermodynamics: An Engineering Approach”, 5th edition, *Mc and GrawHill*, New York, 1-55 (2006).
5. Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö. ve Yamankaradeniz, N., “Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları”, *Dora Yayınevi*, Bursa, 79-102 (2009).
6. Idrissi M.Y., Tejada, H. M., Fournaison, L. and Guilpart J., “Numerical model of sprayed air cooled condenser coupled to refrigerating system”, *Energy Conversion and Management*, 48 (7): 1943-1951 (2007).
7. Korun, G., “Hava soğutmalı grupların evaporatif ön soğutma ile verim ve kapasite artışı uygulaması”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 413-420 (2011).
8. Bilge, D. ve Bilge, M., “İndirek / Direk evaporatif soğutma sistemleri kombinasyonu”, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 197-204 (1999).
9. Atıkol, U. ve Hacışevki, H., “Lefkoşa bölgesi için evaporatif soğutma fizibilite çalışması”, *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 421-425 (2001).
10. Güngör, A. ve Güngör, S., “İklimlendirme sistemlerinde enerji yönetimi”, *VIII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 819-848 (2007).
11. Uçkan, İ. ve Yılmaz, T., “Nem almalı bir soğutma sisteminin termodinamik analizi”, *Çukurova Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Adana, 113-120 (2011).
12. Yılmaz, T. ve Büyükalaca, O., “Desisif-evaporatif soğutma sistemleri”, *IV. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, İzmir, 165-181 (1999).
13. Uçkan, İ., Yılmaz T., Büyükalaca O. ve Hürdoğan E., “Desisif-evaporatif soğutma sisteminin deneysel olarak incelenmesi”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1333-1343 (2011).
14. Şen, E., Akdemir, Ö. ve Ülgen, K., “İzmir ili evaporatif soğutma sistemlerinin performans değerlendirilmesi”, *X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1359-1368 (2011).
15. Acül, H., “Kuru soğutucu doğa soğutma uygulamaları ile iklimlendirme sistemlerinde enerji verimliliği”, *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 83-114 (2009).
16. Hajidavalloo, E. and Eghtedari, H., “Performance improvement of air-cooled refrigeration system by using evaporatively cooled air condenser”, *International Journal Of Refrigeration*, 33 (5): 982-988 (2010).
17. Ettouney, H. M., El-Dessouky, H. T., Bouhamra, W. and Al-Azmi, B., “Performance of evaporative condensers”, *Heat Transfer Engineering*, 22 (4): 41-55 (2010).
18. Hajidavalloo, E., “Application of evaporative cooling on the condenser of window-air-conditioner”, *Applied Thermal Engineering*, 27 (12): 1937-1943 (2007).
19. Hu, S. S. and Huang, B.J., “Study of a high efficiency residential split water-cooled air conditioner”, *Applied Thermal Engineering*, 25 (11-12): 1599-1613 (2005).
20. Yanga, J., Chana, K. T., Wub, X., Yuc, F. W. and Yangb, X., “An analysis on the energy efficiency of air-cooled chillers with water mist system”, *Energy and Buildings*, 55 (12): 273-284 (2012).
21. İnternet: Enerji ve Tabii Kaynaklar Bakanlığı, “Güneş Enerjisi Potansiyel Atlası”, <http://www.eie.gov.tr/MyCalculator/pages/34.aspx> (2013).
22. İnternet: Meteoroloji Genel Müdürlüğü, “Resmi İstatistikler(İl ve ilçelere Ait İstatistik Veriler)”, <http://www.meteor.gov.tr/veridegerlendirme/il-ilceler-istatistik.aspx?m=İSTANBUL> (1960-2012).
23. İnternet: Meteoroloji Genel Müdürlüğü, “Resmi İstatistikler(İl ve ilçelere Ait İstatistik Veriler)”, <http://www.meteor.gov.tr/veridegerlendirme/il-ilceler-istatistik.aspx?m=İSTANBUL> (2002-2012).
24. Deniz, E., “Vakumlu yalıtım malzemelerinin karakteristik özelliklerinin deneysel ve teorik olarak incelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 58-82 (2009).

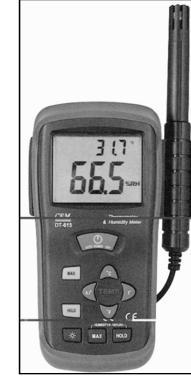
25. Ertunc H. M. and Hosoz M. "Artificial neural network analysis of a refrigeration system with an evaporative condenser", *Applied Thermal Engineering*, 26 (5-6): 627–635 (2006).

EK AÇIKLAMALAR A. SİSTEMDE KULLANILAN YARDIMCI APARATLAR



Parametre	Özellik
Ölçüm Aralığı	± 100 mbar - 400 bar
Çıkış Sinyali	4-20 mA (2 wire)
Basınç Bağlantısı	G 1/4 E standartlarında Adaptör ile 1/2'ye çevrilir
Elektrik Bağlantısı	MVS DIN EN 175 301 -803
Besleme Gerilimi	24 VDC, (7-35 VDC)
Ölçüm Hızı	>1ms
Doğruluk	% 0,25
Koruma Sınıfı	IP 65
Çalışma Ortam Sıcaklığı	-40 °C / + 125 °C Soğutucu ile 250 °C'ye kadar kullanılır.
Gövde	Paslanmaz Çelik (CrNiCuNb 17-4ph)
Diyafram	Çelik
Ağırlık	90 gr

Şekil EK A.1. Basınç transmitterinin teknik özellikleri.



Parametre	Özellik
Ölçüm Aralığı	0 ile 100% (Bağıl Nem) -20 ile +1000 °C (Sıcaklık)
Doğruluk	±3% ±3.5% RH
Çözünürlük	200 °C ye kadar 0,1 °C, üzeri 1 °C 0.1% RH
Ölçüm birimi seçimi	°C/°F
Boyutları (YxGxD)	225mm x 45mm x 35mm
Ağırlık	210 g

Şekil EK A.2.Dijital nem ve sıcaklık ölçerin teknik özellikleri.



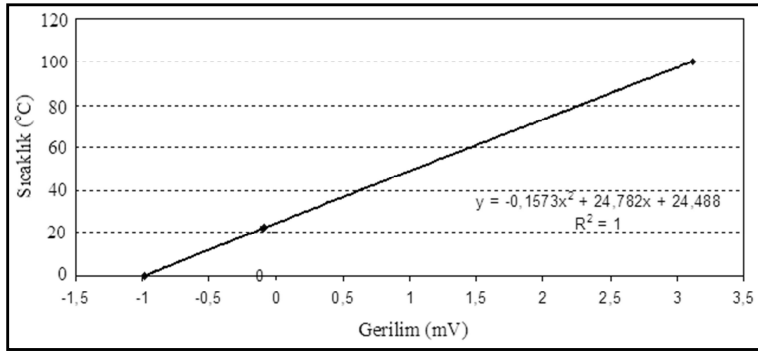
Parametre	Özellik
Tipi	T300.2216
Anma Gerilim Aralığı	3x200/380V
Çalışma Gerilim Aralığı	150V-300V
Anma Akımı	3x10 (60)A
Frekans	50 Hz \pm %20
Akım Devresi Güç Tüketimi	<4VA
Gerilim Devresi Güç Tüketimi	<2W, 10VA
Başlama Akımı	20 mA
Çalışma Sıcaklık Aralığı	-40'dan + 85 °C'ye kadar
Bağlantı Uçları (Kablo Kesiti)	35mm
LCD Göstergesi	8 Haneli
Besleme Şekli	Kapasitif besleme

Şekil EK A.3. Elektrik sayacının teknik özellikleri.



Parametre	Özellik
Güç Tüketimi	1.0 W@24 V _{DC}
Doğruluk	% \pm 0.1
Ölçüm Kanalı Sayısı	8
Çözünürlük	16 bit
Girdi Tipleri	T/C, mV, V, mA
İzolasyon Koruması	3000 V _{DC}
Boyutlar	70x122x30 mm
Ölçüm Aralıkları	+/-15mV, +/-50mV, +/-100mV, +/-500mV, +/-1V, +/-2.5V, +/-20mA J, K, T, E, R, S, B Tipi Isıl Çiftler.
Çevre Şartları	
Nem	% 5~95 RH
Uygulama Sıcaklığı	-10~70 °C (14~158 °F)
Depolama Sıcaklığı	-25~85 °C (-13~185 °F)

Şekil EK A.4. Advantech Adam 4018'in teknik özellikleri.



Şekil EK A.5. Isıl çiftin kalibrasyon eğrisi.

TÜRKAK TÜRK AKREDİTASYON KURUMU TURKISH ACCREDITATION AGENCY tarafından akredite edilmiş TÜRK STANDARDLARI ENSTİTÜSÜ KALİBRASYON MERKEZİ BAŞKANLIĞI ANKARA KALİBRASYON MÜDÜRLÜĞÜ			
Kalibrasyon Sertifikası Calibration Certificate			
AB-0002-K S0236 03-08			
Cihazın Sahibi/Adresi <i>Customer/Address</i>	T.C.KARABÜK ÜNİVERSİTESİ REKTÖRLÜĞÜ TEKNİK EĞİM.FAK.DEKANLI KARABÜK ÜNVERS.BALIKLAR KAYASI KAMPÜSÜ KARABÜK		
İstek Numarası <i>Order No.</i>	392-2		
Makine/Cihaz <i>Instrument/Device</i>	TERMOKUPL ISILÇİFT		
İmalatçı <i>Manufacturer</i>	-		
Tip <i>Type</i>	K TİPİ		
Seri Numarası <i>Serial Number</i>	001		
Kalibrasyon Tarihi <i>Date of Calibration</i>	28.03.2008		
Sertifikanın Sayfa Sayısı <i>Number of pages of the Certificate</i>	3		
<p>Bu Kalibrasyon Sertifikası, Uluslararası Birimler Sisteminde (SI) tanımlanmış birimleri realize eden ulusal ölçüm standartlarına izlenebilirliği belgeleyen, This calibration certificate documents the traceability to national standards which realize the unit of measurement according to the International System of Units (SI).</p> <p>Kalibrasyon sertifikalarının tanınması konusunda Türk Akreditasyon Kurumu (TÜRKAK) ile Avrupa Akreditasyon Birliği (EA) ve Uluslararası Laboratuvar Akreditasyon Birliği (ILAC) arasında karşılıklı tanıma anlaşması imzalanmıştır. Turkish Accreditation Agency (TÜRKAK) is signatory to the multilateral agreements of the European co-operation for the Accreditation (EA) and of the International Laboratory Accreditation (ILAC) for the Mutual recognition of calibration certificates.</p> <p>Bu sertifikanın tamamlayıcı kısmı olan ölçüm sonuçları, genişletilmiş ölçüm belirsizlikleri ve kalibrasyon metodları takip eden sayfalarda verilmiştir. Measurement results, expanded measurement uncertainties and calibration methods which are the complementary parts of this certificate, are given in the following pages.</p>			
Mühür <i>Seal</i>	Tarih <i>Date</i>	Kalibrasyonu Yapan <i>Calibrated by</i>	Laboratuvar Müdürü <i>Head of the Calibration Laboratory</i>
	31.03.2008	 Fatih KÖSE	 Ayhan TÜRKEL
<p>Bu sertifika, laboratuvarın yazılı izni olmadan kısmen veya tamamen kopyalanıp çoğaltılamaz. İmzasız ve mübterize sertifikalar geçersizdir. This certificate shall not be reproduced partially or fully without the permission of the laboratory. Calibration certificates without signature and seal are not valid.</p>			
ANKARA KALİBRASYON MÜDÜRLÜĞÜ <small>Nispetiye Cad. No: 112 İnkilâpçiler - ANKARA Tel: 0 312 416 65 08 - Faks: 0 312 416 64 18</small>		BURSA KALİBRASYON MÜDÜRLÜĞÜ <small>Organize Sanayi Bölgesi Kirtanlar Cd. No: 4 Yıldırım BURSA Tel: 0 224 243 80 00 - Faks: 0 224 243 83 21</small>	ERZURUM KALİBRASYON MÜDÜRLÜĞÜ <small>Çarşamba Trak İstasyonu Yanı Çarşamba Gölü - KOCAELİ Tel: 0 262 653 08 50 - Faks: 0 262 653 08 53</small>

Şekil EK A.6. Isıl çiftin kalibrasyon sertifikası.

ÖZGEÇMİŞ

Abdulaziz YILDIZ, 1980 tarihinde Ağrı'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Ağrı'da tamamladı. Zonguldak Karaelams Üniversitesi, Karabük Teknik Eğitim Fakültesinden mezun oldu. 2010 yılından itibaren İstanbul Kıraç İMKB Teknik ve Endüstri Meslek Lisesinde Tesisat Teknolojisi ve İklimlendirme Öğretmeni olarak görev yapmakta olup aynı zamanda Karabük Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsünde Yüksek Lisans eğitimine devam etmektedir.

Abdulaziz YILDIZ evli olup dünyalar güzeli bir kız çocuk babasıdır.