

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**GÜNEŞ ENERJİSİ İLE KOŞULLANDIRILAN HAVANIN GÜNEŞ ENERJİ
DESTEKLİ ISI POMPASI İÇİN KULLANIMININ MATEMATİKSEL VE
DENEYSEL İNCELENMESİ**

Kutbay SEZEN

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

ARALIK 2022

ANTALYA

**T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ**



**GÜNEŞ ENERJİSİ İLE KOŞULLANDIRILAN HAVANIN GÜNEŞ ENERJİ
DESTEKLİ ISI POMPASI İÇİN KULLANIMININ MATEMATİKSEL VE
DENEYSEL İNCELENMESİ**

Kutbay SEZEN

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

ARALIK 2022

ANTALYA

T.C.
AKDENİZ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GÜNEŞ ENERJİSİ İLE KOŞULLANDIRILAN HAVANIN GÜNEŞ ENERJİ
DESTEKLİ ISI POMPASI İÇİN KULLANIMININ MATEMATİKSEL VE
DENEYSEL İNCELENMESİ**

Kutbay SEZEN
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI
DOKTORA TEZİ

Bu tez 16/12/2022 tarihinde jüri tarafından Oybirliği / Oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR (Danışman)

Prof. Dr. Hakan Fehmi ÖZTOP

Doç. Dr. Burçin Deda ALTAN

Doç. Dr. Faraz AFSHARİ

Dr. Öğretim Üyesi Abdülkadir KOÇER

ÖZET

GÜNEŞ ENERJİSİ İLE KOŞULLANDIRILAN HAVANIN GÜNEŞ ENERJİ DESTEKLİ ISI POMPASI İÇİN KULLANIMININ MATEMATİKSEL VE DENEYSEL İNCELENMESİ

Kutbay SEZEN

Doktora Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR

Aralık 2022; 57 sayfa

Güneş enerji destekli ısı pompası (GDIP) sistemlerine olan ilgi, güneş enerjisinin sisteme entegre edilmesi ile sağladıkları daha çevreci, sürdürülebilir ve performanslı ısıtma çözümleri nedeniyle, özellikle son yıllarda gittikçe artmaktadır. Güneş ışınım şiddetinin gün içinde ve yıl içinde değişken olması GDIP sistemlerinin güneşin yanında farklı bir ısı kaynağından da faydalanabiliyor olma zorunluluğunu getirmektedir. Hava her yerde ulaşılabilen, serbest ve kolay kullanılabilir bir ısı kaynağı olması nedeniyle ısı pompası uygulamalarının ilk ısı kaynağı tercihidir. Ekonomik ve performanslı bir GDIP sistemi de hava ısı kaynağının kullanımını göz ardı etmemelidir. GDIP sistemlerinin etkin kullanımı için ortam şartlarındaki değişimlere rağmen hava ve güneşten faydalanmaya devam edebilmesi gerekir ve bu ancak her iki ısı kaynağının aynı anda kullanımı ile mümkün olabilir. Bu çalışmada, literatürdeki temel GDIP sistem sınıflarından farklı olarak, havanın güneş enerjisi ile koşullandırılarak, güneşle birlikte ısı kaynağı olarak GDIP sisteminde kullanılabilmesi durumu incelenmiştir. Buharlaştırıcı giriş havasının sıcaklık ve bağıl nemindeki değişimin hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) performansı üzerindeki etkisi, geliştirilen ve üretici deneysel verileri ile doğrulanan matematiksel model ile belirlenmiştir. Dış ortam hava sıcaklığı HKIP performansını etkileyen ana etkidir, bunun yanında soğuyan havadaki nemin yoğunlaşmasının sağladığı gizli ısı, bağıl nemin de performansa etki etmesine neden olmaktadır. Dış ortam hava sıcaklığın 7°C'den 14°C'ye yükselmesi COP değerini %30 arttırırken, bağıl nemin 0,6'dan 1,0'a yükselmesi COP değerinde yaklaşık %5 artış sağlamaktadır. Buharlaştırıcı giriş havasının bağıl nemi, pülverize edilerek suyun damlacıklar halinde hava akımına verilmesi ile sağlanabilir ve bu su güneş enerjisi ile ısıtılabilir. Bu nedenle, akım içindeki hava ve su damlacığının özelliklerinin zamana bağlı olarak değişimleri, geliştirilen ve deney sonuçları ile doğrulanan sayısal modelle belirlenmiştir. Giriş parametreleri uygulamada en basit şekilde kullanıma imkan vermesi için, giriş hava sıcaklığı, bağıl nemi, giriş damlacık sıcaklığı, çapı ve hava-su kütle karışım oranı olarak seçilmiştir; çıkış özellikleri ise çıkış hava sıcaklığı, bağıl nemi, kütle damlacık oranı ve damlacık sıcaklığı olarak belirlenmiştir. Sonuçlar, su damlacığı sıcaklığının çıkış özellikleri üzerinde neredeyse hiç etkisinin olmadığını ve buharlaşmanın her zaman hava sıcaklığı düşüşüne neden olduğunu göstermektedir. Her iki modelin sonuçlarını veren korelasyonlar, çalışmanın tam sonuçlarını paylaşmak ve araştırmacılara modelleri yeniden oluşturmaya gerek kalmadan kullanma fırsatı vermek için geliştirilmiştir.

ANAHTAR KELİMELEER: Bağıl nem, damlacık buharlaşması, güneş enerjisi, hava sıcaklığı, hava su karışımı, ısı pompası, korelasyon, performans.

JÜRİ: Prof. Dr. Afşın GÜNGÖR

Prof. Dr. Hakan Fehmi ÖZTOP

Doę. Dr. Buręin Deda ALTAN

Doę. Dr. Faraz AFSHARİ

Dr. Öğretim Üyesi Abdülkadir KOÇER



ABSTRACT

MATHEMATICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF THE USE OF SOLAR CONDITIONED AIR FOR SOLAR ASSISTED HEAT PUMP

Kutbay SEZEN

PhD Thesis in Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR

December 2022; 57 pages

The interest in solar assisted heat pump (SAHP) systems has been increasing in recent years, due to the more environmentally friendly, sustainable and performance heating solutions they provide by integrating solar energy into the system. The fact that the intensity of solar radiation is variable during the day and throughout the year makes it necessary for GDIP systems to be able to use different heat sources besides the solar. Air is the first heat source choice for heat pump applications, as it is a free and easy to use heat source that can be accessed anywhere. Therefore, an economical and performance efficient GDIP system should not ignore the use of air heat source. For the effective use of GDIP systems, they must be able to continue to benefit from the air and the solar despite the changes in ambient conditions, and this can only be possible with the simultaneous use of both heat sources. In this study, unlike the basic GDIP system classes in the literature, the case of using air and solar as heat sources simultaneously, by conditioning the air with solar energy, was investigated. The effect of the change in temperature and relative humidity of the evaporator inlet air on the air source heat pumps (HKIP) performance was determined by a developed mathematical model which is validated by the manufacturer's experimental data. Outdoor air temperature is the main factor affecting the performance of HKIP, in addition, the latent heat provided by the condensation of moisture in the cooling air causes the relative humidity also affects the performance. An increase in outdoor air temperature from 7°C to 14°C increases the COP value by 30%, while an increase in relative humidity from 0.6 to 1.0 increases the COP value by approximately 5%. The relative humidity of the inlet air of the evaporator can be achieved by pulverizing the water as droplets into the air stream, and this water can be heated by solar energy. For this reason, the time-dependent changes in the properties of air and water droplets in the air-water mixture flow were determined by the developed numerical model which is validated by the experimental test results. Input parameters are chosen as inlet air temperature and relative humidity, inlet droplet temperature and diameter, and air-water mass mixing ratio, and the output properties are determined as the outlet air temperature and relative humidity, mass droplet ratio and droplet temperature to define the application case in simplest way. The results show that the water droplet temperature has almost no effect on the output properties and evaporation always causes the air temperature drop. Correlations that yield results of models have been developed, in order to share full results of study, and give opportunity to researchers to take advantage of the models without having to re-build them.

KEYWORDS: Air temperature, air water mixture, correlation, droplet evaporation, heat pump, performance, relative humidity, solar energy.

COMMITTEE: Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR

Prof. Dr. Hakan Fehmi ÖZTOP

Assoc. Prof. Dr. Burçin Deda ALTAN

Assoc. Prof. Dr. Faraz AFSHARİ

Asst. Prof. Dr. Abdülkadir KOÇER



ÖNSÖZ

Enerji etkin ısıtma sistemleri olarak bilinen ısı pompalarının, yenilenebilir ve temiz bir enerji kaynağı olan güneş enerjisi ile desteklenmesi, bu sistemleri daha çevreci, sürdürülebilir, performanslı ve ekonomik hale getirebilmektedir. Güneş enerji destekli ısı pompaları (GDIP) olarak bilinen bu sistemler literatürde çok sayıda sınıfa ve alt sınıfa ayrılmış olmalarına rağmen, hava ve güneşin birlikte kolay ve etkin kullanımını sağlayacak yeni tasarımlara ihtiyaç halen bulunmaktadır. Bu nedenle, buharlaştırıcı giriş havasının güneş enerjisi ile sıcaklık ve bağıl nem açısından koşullandırılması ile sağlanabilecek performans artışı ve sıcak suyun pülverize olarak hava koşullandırılmasında kullanılması durumu bu çalışmada ele alınmıştır. Önerilen ve teorik altyapısı matematiksel modellerle belirlenen bu yeni GDIP sistemi, ilerideki çalışmalarda uygulamaya yönelik olarak şartlara ve ihtiyaca uygun olarak tasarlanabilir ve performansı belirlenebilir.

Tez çalışmam boyunca ilgi ve desteğini esirgemeyen, tecrübe ve bilgisi ile yolumu aydınlatan sayın hocam Prof. Dr. Afşin GÜNGÖR'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tez çalışmam boyunca her zaman yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen aileme şükranlarımı sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	iii
AKADEMİK BEYAN	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK TARAMASI	5
2.1. GDIP Sistemlerinin Isıtma Modları	5
2.2. GDIP Sistemlerinin Sınıflandırılması	6
2.2.1. Endirekt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (EG-GDIP)	7
2.2.2. Direkt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (DG-GDIP)	10
2.2.3. Direkt genleşmeli fotovoltaiik-termal güneş enerji destekli ısı pompaları (DG-PV/T-GDIP)	11
2.2.4. Endirekt genleşmeli fotovoltaiik-termal güneş enerji destekli ısı pompaları (EG-PV/T-GDIP)	11
2.3. GDIP Sistemlerinin performans karşılaştırması.....	11
3. MATERYAL VE METOT	17
3.1. Dış ortam hava şartlarının HKIP performansına etkisi	17
3.1.1. Teorik model.....	17
3.1.2. Matematiksel Çözümleme	23
3.1.3. Modelin doğrulaması	27
3.2. Hava akımının pülverize su ile koşullandırılması	28
3.2.1. Teorik model.....	28
3.2.2. Sayısal Çözümleme	30
3.2.3. Deney düzeneği ve model doğrulaması	32
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	34
4.1. Koşullandırılan havanın HKIP performansına etkisi	34
4.1.1. Buharlaştırıcı giriş hava şartlarının HKIP performansına etkisi.....	34
4.1.2. HKIP performans değişimini veren korelasyonlar	38
4.2. Hava akımının pülverize su ile koşullandırılması	40

4.2.1. Hava sıcaklığının etkisi.....	41
4.2.2. Bağıl nemin etkisi	43
4.2.3. Su damlacık sıcaklığının etkisi	46
4.2.4. Hava-su kütle karışım oranının etkisi	47
4.2.5. Damlacık çapının etkisi	50
4.2.6. Hava ve su damlacığı özelliklerinin değişimini veren korelasyonlar	52
5. SONUÇLAR	54
6. KAYNAKLAR	56
ÖZGEÇMİŞ	



AKADEMİK BEYAN

Doktora Tezi olarak sunduğum “Güneş enerjisi ile koşullandırılan havanın güneş enerji destekli ısı pompası için kullanımının matematiksel ve deneysel incelenmesi” adlı bu çalışmanın, akademik kurallar ve etik değerlere uygun olarak yazıldığını belirtir, bu tez çalışmasında bana ait olmayan tüm bilgilerin kaynağını gösterdiğimi beyan ederim.

16/12/2022

Kutbay SEZEN

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

A_b	: Buharlaştırıcı alanı (m^2)
A_y	: Yoğunlaştırıcı alanı (m^2)
c_h	: Damlacıktan uzakta havadaki su buharının kütle konsantrasyonu (kg/m^3)
c_d	: Damlacık yüzeyinde havadaki su buharının kütle konsantrasyonu (kg/m^3)
C_{min}	: Minimum ısıl kapasite debisi ($W/^\circ C$)
COP	: Performans etkinlik katsayısı
COP_{oran}	: COP değişim oranı
c_{ph}	: Havanın özgül ısısı ($J/kg^\circ C$)
d_d	: Su damlacığının çapı (m)
D_s	: Havadaki su buharının difüzyon katsayısı (m^2/s)
$\dot{E}_{buhar}$	: Buharlaşma sonucu kütle transferi ile taşınan birim zamandaki enerji (W)
h_d	: Damlacık entalpisi (J/kg)
h_{dg}	: Damlacık sıcaklığındaki doymuş su buharının entalpisi (J/kg)
$h_{hbç}$	: Buharlaştırıcı hava çıkış entalpisi (J/kg)
h_{hbg}	: Buharlaştırıcı hava giriş entalpisi (J/kg)
h_{hyg}	: Yoğunlaştırıcı hava giriş entalpisi (J/kg)
$h_{hyç}$	: Yoğunlaştırıcı hava çıkış entalpisi (J/kg)
h_r	: Soğutucu akışkan entalpisi (J/kg)
k_h	: Damlacığı çevreleyen havanın ısı iletim katsayısı ($W/m^\circ C$)
$\dot{m}_b$	: Damlacığın buharlaşma hızı (kg/s)
m_d	: Damlacık kütlesi (kg)
m_h	: Damlacık başına düşen hava kütlesi (kg)
$\dot{m}_h$	: Havanın kütleli debisi (kg/s)

$\dot{m}_{hb}$	: Buharlaştırıcı hava kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{hy}$	: Yoğunlaştırıcı hava kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{oran}$	: Hava-su kütle karışım oranı
$\dot{m}_r$	: Soğutucu akışkan kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_s$	: Havaya eklenen su damlacıklarının kütleli debisi (kg/s)
NTU	: Geçiş birim sayısı
$\dot{Q}_b$	: Buharlaştırıcı ısıtma kapasitesi (W)
$\dot{Q}_{id}$	: Isı değiştirici ısı transfer hızı (W)
$\dot{Q}_{ilet}$	: Hava ile damlacık arasında iletimle ısı transferi (W)
$\dot{Q}_y$	: Yoğunlaştırıcı ısıtma kapasitesi (W)
r_d	: Damlacık yarıçapı (m)
r_h	: Damlacığı çevreleyen hava tabakasının yarıçapı (m)
t_d	: Deney süresi (s)
T_d	: Damlacık sıcaklığı (°C)
T_h	: Hava sıcaklığı (°C)
t_p	: Proses süresi (s)
T_r	: Soğutucu akışkan sıcaklığı (°C)
U	: Isı transfer katsayısı (W/m ² °C)
UA	: Toplam ısı geçiş katsayısı (W/°C)
V_h	: Hava hızı (m/s)
$\dot{W}_F$	: Fan gücü (W)
$\dot{W}_{kç}$	: Soğutucu akışkana aktarılan kompresör çıkış gücü (W)
$\dot{W}_{kg}$	: Kompresör giriş gücü (W)
YO	: Kompresörün yük oranı
ΔT_{lm}	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (°C)

ΔT_{lmb} : Buharlaştırıcı logaritmik ortalama sıcaklık farkı (°C)

η_{ks} : Kompresörün izentropik verimi

η_{ke} : Kompresörün elektriksel verimi

ρ_h : Havanın özgül ağırlığı (kg/m³)

Ondalık ayıraç kullanım örneği: 21,01



Kısaltmalar

DG-GDIP	: Direkt Genleşmeli Güneş Enerji Destekli Isı Pompası
DGI	: Doğrudan Güneş Enerjisi ile Isıtma
DG-PV/T-GDIP	: Direkt Genleşmeli Fotovoltaik-Termal Güneş Enerji Destekli Isı Pompası
EG-GDIP	: Endirekt Genleşmeli Güneş Enerji Destekli Isı Pompası
EG-PV/T-GDIP	: Endirekt Genleşmeli Fotovoltaik-Termal Güneş Enerji Destekli Isı Pompaları
GDIP	: Güneş Enerji Destekli Isı Pompası
G/HKIP	: Güneş ve Hava Kaynaklı Isı Pompası
GKIP	: Güneş Kaynaklı Isı Pompası
HKIP	: Hava Kaynaklı Isı Pompası
IAS	: Isı Aktarıcı Sıvı
IDT	: Isı Depolama Tankı
PV/T	: Fotovoltaik-Termal
SG	: Sabit Güç Modu
SI	: Sabit Isıtma Modu

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. a) Seri EG-GDIP sistemi; b) Paralel EG-GDIP sistemi; c) Çift kaynaklı EG-GDIP sistemi	9
Şekil 2.2. DG-DGIP sistemlerinin şematik gösterimi	10
Şekil 2.3. DG-GDIP için dizili kanatçık yapısı	13
Şekil 2.4. Kanatçıklı fanlı toplayıcı-buharlaştırıcı yapısı	14
Şekil 2.5. Ortam koşulları aralıklarına göre en iyi performansa sahip GDIP sistemleri	15
Şekil 3.1. HKIP bileşenleri boyunca ideal buhar sıkıştırmalı soğutma döngüsü	18
Şekil 3.2. Buharlaştırıcıdaki nem yoğunlaşmasının soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığına etkisi	19
Şekil 3.3. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından dolayı oluşan yoğunlaştırıcıdaki ısı transfer bölümleri	21
Şekil 3.4. Teorik modelin matematiksel çözüm prosedürü	26
Şekil 3.5. Su damlacığının buharlaşması sırasında ısı ve kütle transferi	29
Şekil 3.6. Sayısal modelin çözüm prosedürünün akış şeması	31
Şekil 3.7. Deney düzeneğinin görünümü; a) Şematik; b) Gerçek	32
Şekil 4.1. 14°C hava sıcaklığında bağıl neme bağlı COP değişim oranları ve buharlaştırıcı ısıtma kapasiteleri	35
Şekil 4.2. 7°C hava sıcaklığında bağıl neme bağlı COP değişim oranları	35
Şekil 4.3. Ortam sıcaklıklarına göre sınır bağıl nem değerleri ve havanın kurudan tam nemli hale geçmesiyle gerçekleşen %COP artışı	36
Şekil 4.4. Tam nemli koşullarda hava sıcaklığına göre COP değişim oranları ve buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı ısıtma kapasiteleri	37
Şekil 4.5. Kuru koşullarda hava sıcaklığına göre COP değişim oranları ve buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı ısıtma kapasiteleri	38
Şekil 4.6. SI modu için model verileriyle korelasyon sonuçlarının karşılaştırılması	39
Şekil 4.7. SG modu için model verileriyle korelasyon sonuçlarının karşılaştırılması	39
Şekil 4.8. Damlacık kütle oranının (md_{oran}) giriş hava sıcaklığına göre zamanla değişimi	41

Şekil 4.9. Bağıl nemin (RH) giriş hava sıcaklığına göre zamanla değişimi	42
Şekil 4.10. Hava sıcaklığının giriş hava sıcaklığına göre zamanla değişimi	43
Şekil 4.11. Su damlacığı sıcaklığının giriş hava sıcaklığına göre zamanla değişimi	43
Şekil 4.12. Damlacık kütle oranının (m_{doran}) giriş hava bağıl nemine (RH) göre zamanla değişimi.....	43
Şekil 4.13. Hava bağıl neminin (RH) giriş havası bağıl nemine göre zamanla değişimi	44
Şekil 4.14. Hava sıcaklığının giriş hava bağıl nemine (RH) göre zamanla değişimi	44
Şekil 4.15. Su damlacığı sıcaklığının, 20°C giriş hava sıcaklığında, bağıl neme göre zamanla değişimi.....	45
Şekil 4.16. Su damlacığı sıcaklığının, 40°C giriş hava sıcaklığında, bağıl neme göre zamanla değişimi.....	45
Şekil 4.17. Su damlacık sıcaklığının giriş damlacık sıcaklığına göre zamanla değişimi	46
Şekil 4.18. Damlacık kütle oranının (md_{oran}) giriş damlacık sıcaklığına göre zamanla değişimi.....	46
Şekil 4.19. Bağıl nemin (RH) giriş damlacık sıcaklığına göre zamanla değişimi	47
Şekil 4.20. Hava sıcaklığının giriş damlacık sıcaklığına göre zamanla değişimi	47
Şekil 4.21. Damlacık kütle oranının (md_{oran}) hava-su kütle karışım oranına ($\dot{m}_{oran}$) göre zamanla değişimi	48
Şekil 4.22. Bağıl nemin hava-su kütle karışım oranına ($\dot{m}_{oran}$) göre zamanla değişimi	48
Şekil 4.23. Hava sıcaklığının hava-su kütle karışım oranına ($\dot{m}_{oran}$) göre zamanla değişimi	49
Şekil 4.24. Su damlacığı sıcaklığının hava-su kütle karışım oranına ($\dot{m}_{oran}$) göre zamanla değişimi.....	49
Şekil 4.25. İki farklı giriş koşulunda damlacık kütle oranının (md_{oran}) başlangıç damlacık çapına göre zamanla değişimi	50
Şekil 4.26. İki farklı giriş koşulunda bağıl nemin (RH) başlangıç damlacık çapına göre zamanla değişimi	50
Şekil 4.27. İki farklı giriş koşulunda hava sıcaklığının başlangıç damlacık çapına göre zamanla değişimi.....	51

Şekil 4.28. İki farklı giriş koşulunda damlacık sıcaklığının başlangıç damlacık çapına göre zamanla değişimi	51
--	----



ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Gerekli giriş parametreleri ve referans HKIP verileri	25
Çizelge 3.2. Model doğrulamada kullanılan HKIP'lerinin giriş parametreleri	27
Çizelge 3.3. Model sonuçlarının üretici deney verileri ile karşılaştırılması	28
Çizelge 3.4. Belirtilen farklı koşullar için deney sonuçları ve model sonuçları	33
Çizelge 3.5. Belirsizlik ve duyarlılık analizi.....	33
Çizelge 4.1. Farklı model HKIP'ları için korelasyonların belirleme katsayıları (R2)....	40
Çizelge 4.2. Çıktı özelliklerini veren korelasyonlar ve R2 değerleri.....	53
Çizelge 4.3. Girdi parametre aralıkları ve korelasyonlarda kullanılan terimlerin kısaltmaları.....	53

1. GİRİŞ

Dünyada endüstriyel alandaki gelişim ve popülasyondaki artış insanoğlunun enerjiye olan talebini de yükseltmektedir ve artan bu talep günümüzde yaklaşık 80% çevreci olmayan fosil kaynaklardan karşılanmaktadır (Buker ve Riffat 2016). Fosil kaynakların aşırı tüketimi sınırlı rezervlerin hızla tükenmesine ve yanma sonucu salınan sera ve kirletici gazlar ile çevre kirliliğine ve küresel ısınmaya neden olmaktadır. Uluslararası Enerji Ajansına göre fosil yakıtlara bağlı CO₂ salınımı 1990'dan 2018'e kadar 37% artmıştır ve bu artışın 2040 yılında 42%'ye ulaşması beklenmektedir (IEA 2019). CO₂'in neden olduğu sera etkisinin, sanayi devrimi öncesi döneme göre 1,0°C'nin üzerinde küresel ısınmaya sebep olduğu belirlenmiştir ve eğer CO₂ salınımı aynı oranda artmaya devam ederse, küresel sıcaklık artışının 2030-2052 yılları arasında 1,5°C'nin üzerine çıkması beklenmektedir (Emmi vd. 2020). Küresel ısınma, iklim normlarından sapmaya neden olmakta, dünyanın değişik bölgelerinde aşırı ısınma, soğuma veya aşırı yağış ve kuraklık olarak kendini göstermektedir. Bu nedenle, sürdürülebilir kalkınmayı engelleyen bu çevre sorunlarının üstesinden gelebilmek için son zamanlarda fosil kaynaklar yerine temiz ve yenilenebilir enerji kaynaklarının daha etkin, kullanışlı ve yaygın kullanımını sağlayan yeni teknolojilere yönelim artmıştır.

Günümüzde binaların enerji tüketimi, toplam enerji arzının %40'ını karşılamaktadır ve bu tüketimin en büyük payını, ABD'de %55, Çin'de %70 ve Avrupa'da %80 ile ısıtma uygulamaları oluşturmaktadır (Cao vd. 2016). Fosil yakıtlar ve fosil yakıtlarla üretilen elektrik, ısıtma uygulamalarının ana enerji kaynaklarını oluşturmaktadır. Diğer taraftan, güneş enerjisi yenilenebilir, temiz ve kolay erişilebilir bir enerji kaynağıdır ve ısıtma ihtiyaçlarında kullanımı binaların çevreci ve sürdürülebilir enerji yönetimine katkı sağlayabilir (Khanlari vd. 2020). Isı pompaları ise, aktarılan ısıdan daha az iş girdisi ile soğuk bir ortamdan daha sıcak bir ortama ısı aktarabilen enerji etkin ısıtma sistemleridir (Badiei vd. 2020). Güneş enerjisinden, ısı ve elektrik olarak ısı pompalarında faydalanılması, enerji etkin ısı pompası sistemlerinin performansını arttırarak, ısıtma ihtiyacının daha ekonomik ve çevreci şekilde sağlanabilmesine olanak tanıyacaktır.

Literatürde güneş enerji destekli ısı pompası (GDIP) sistemleri endirekt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (EG-GDIP) ve direkt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (DG-GDIP) olmak üzere iki ana sınıfa ayrılmışlardır. EG-GDIP sistemleri ayrıca seri, paralel ve çift kaynaklı olarak alt sınıflara ayrılmaktadırlar (Kamel vd. 2015; Mohanraj vd. 2018a, b). Endirekt ve direkt genleşme terimi, güneş enerjisinin güneş kaynaklı ısı pompası (GKIP) modunda soğutucu akışkana doğrudan veya ayrı bir ısı aktarıcı sıvı (IAS) çevrimi vasıtasıyla aktarılıp aktarılmadığını ifade etmektedir.

EG-GDIP sistemleri, güneşten elde edilen ısıyı genellikle su veya su antifriz çözeltisi olan bir ısı aktarıcı sıvı vasıtasıyla buharlaştırıcıya aktarırlar. Buharlaştırıcı ısı depolama tankı (IDT) içerisine yerleştirilmiş sıvı-sıvı tipi bir ısı değiştiricidir. Direkt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (DG-GDIP) sistemlerinde ise güneş toplayıcı aynı zamanda buharlaştırıcı olarak görev yapar. Soğutucu akışkan buharlaştırıcı olarak tasarlanmış çıplak güneş toplayıcı içerisinden geçerek buharlaşır. Bunun yanında, GDIP sistemleri sadece, iki ana sınıfa ayrılmasına neden olan GKIP ısıtma moduna bağımlı değildir. EG-GDIP sistemleri güneş enerjisinin ısı kaynağı

olarak kullanılmasının yanında ortam şartlarına bağlı olarak sürekli ve performanslı bir çalışma sağlayabilmek için farklı ısıtma modları arasında geçiş yaparlar. Sundukları çalışma modlarına göre EG-GDIP sistemleri paralel, seri ve çift kaynaklı olmak üzere alt sınıflara ayrılmışlardır. DG-GDIP sistemleri ise isteğe bağlı ısıtma modu seçeneği sunmadığı için alt sınıflara ayrılmazlar. Bu nedenle, GDIP sistemleri sınıflandırmalarının yanında, faydalandıkları ısıtma modlarıyla beraber ele alınmalıdır. GDIP sistemlerinin sunduğu çalışma modları, doğrudan güneş enerjisi ile ısıtma (DGI), güneş kaynaklı ısı pompası (GKIP) ile ısıtma, güneş ve hava kaynaklı ısı pompası (G/HKIP) ile ısıtma ve hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) ile ısıtma modlarıdır. Isıtma modlarının tanımlanması, GDIP tiplerinin yapılarının, çalışma prensiplerinin, ortam koşullarına olan bağımlılıklarının ortaya konulması için gereklidir (Sezen vd. 2021).

GDIP sistemleri ısıtma için sadece güneşe güvenemezler, çünkü güneş ışınım şiddeti seviyesi gün boyunca ve hava koşullarına göre değişir ve geceleri sıfırdır. Bu nedenle hava ısı kaynağının kullanımına imkan veren seçenekler sunmak zorundadırlar. Güneş radyasyonunun yeterli olduğu zamanlarda sadece güneşten faydalanmak da en faydalı yöntem değildir. Hava her zaman kolay ulaşılabilen ve ucuz kullanılabilen bir ısı kaynağı olarak göz önünde bulundurulmalıdır ve bu imkandan faydalanılmaması, zor ve pahalı ulaşılan güneş enerjisinin gereksiz harcanmasına sebep olur.

Bir ısı pompasında, ısı kaynağından alınan ısı miktarı sistemin ısıtma miktarından sadece COP değerine bölümü kadar azdır. Bu da ısıtma ihtiyacının büyük kısmının ısı kaynağından ısı çekilerek sağlandığı anlamına gelir. Güneş toplayıcılar bu büyüklükte bir ısı kaynağını tek başlarına karşılamak zorunda kalırlarsa çok büyük alana ihtiyaç duyarlar ve bu da maliyetin artmasına sebep olur. Bunun çözümü GKIP modu yerine G/HKIP modunun kullanılmasıdır. DG-GDIP sistemleri güneş toplayıcı yüzeylerinin çıplak olması ve ayrıca içerisinden ısı aktarıcı sıvı yerine doğrudan soğutucu akışkan geçmesi ve burada buharlaşıyor olması nedeniyle G/HKIP modunda çalışabilirler. Bunun yanında, DG-GDIP sistemlerinin G/HKIP modunda çalışabilmesi toplayıcı-buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının ortam hava sıcaklığından düşük olması şartına bağlıdır. Güneş ışınım şiddeti değeri yükselip buharlaştırıcıya güneşten aktarılan ısı arttığında toplayıcı-buharlaştırıcı sıcaklığı yükselir, bu öncelikle havadan elde edilen ısı kazancının azalmasına daha sonra ise havaya ısı kaybına neden olur. Diğer yandan güneş ışınım şiddeti iyice düştüğünde toplayıcı-buharlaştırıcı sıcaklığı düşer ve havadan ısı kazancı artar. Fakat dikkat edilmesi gereken husus, düz hava tipi buharlaştırıcı yapısının kanatçıklı hava tipi buharlaştırıcıya nazaran daha az yüzey alanına sahip olduğu ve hava akımının sadece rüzgar ve doğal taşınımına bağlı olduğudur. Bu sorunu çözmek için kullanım alanını arttırmak maliyet artışını da beraberinde getirir, ayrıca soğutucu akışkanın bu toplayıcı-buharlaştırıcı alanı boyunca dolaşmak zorunda olması basınç kaybına ve performans düşüşüne neden olur.

G/HKIP modunun DG-GDIP sistemlerinin aksine, fanlı kanatçıklı hava tipi buharlaştırıcı kullanan konvansiyonel klima sistemlerinde, havanın sağladığı ısıdan ödün vermeden kullanılabilmesi, böylece güneşten elde edilen ısıyı havadan elde edilen ısı ile birlikte buharlaştırıcıya aktarılabilmesi, EG-GDIP sistemleri için ekonomik ve performans arttırıcı yenilikçi bir çözüm olarak görülmektedir.

Havadan ısı kazancı en etkili olarak, fanlı kanatçıklı hava tipi buharlaştırıcının kullanımı ile sağlanabilir. Bu nedenle, havadan da faydalanan GDIP sistemlerinde bu tip bir buharlaştırıcının bulunması, güneş enerjisinin de bu tip bir buharlaştırıcı ile birlikte kullanımını sağlanabilmiş olması gerekir. EG-GDIP sistemlerinde, güneş enerjisi ısı pompasının buharlaştırıcısına IAS ile taşınmak zorundadır fakat bu ısının verileceği nokta ve oluşturacağı etki, havanın ısı kaynağı olarak sağlayabileceği ısı miktarını azaltmamalıdır. Örnek olarak, hava tipi buharlaştırıcı önüne güneş tipi bir buharlaştırıcı konularak soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığı yükseltirse, hava tipi buharlaştırıcıda logaritmik sıcaklık farkının düşmesi nedeniyle havadan ısı kazancında azalma olacaktır. Hava tipi buharlaştırıcıdan sonra güneş tipi buharlaştırıcının yerleştirilmesi halinde ise aynı sorunla bu kez güneş tarafında karşılaşılacaktır. Hava tipi buharlaştırıcı HKIP modundaki gibi kullanılıp, soğutucu akışkan hava sıcaklığına uygun şekilde buharlaştırılırsa ve sonrasında güneş enerjisi ile ısıtılırsa, soğutucu akışkan kızgın buhar fazına geçecek ve sıcaklığı artacaktır. Bu durumda duyulur ısı olarak soğutucu akışkana aktarılan güneş enerjisi yoğunlaştırıcuda aynı miktarda ortama geri verilebilecektir. Bu durumun sağlanabilmesi için ısı pompasının genleşme valfinin belirlediği kızgınlık değerinin güneş ışınımına bağlı olarak değişken olması gerekir, bu da sistemin kontrolünü karmaşıktırıp güçleştirir. Bunun yanında IAS ile soğutucu akışkana aktarılabilecek ısı, soğutucu akışkanın ulaşacağı kızgın buhar sıcaklığı ile kısıtlanmaktadır. Kızgın buhar fazındaki soğutucu akışkan sıcaklığındaki hızlı yükseliş, yüksek sıcaklıklı IAS sıcaklığına gereksinim duyar. Yüksek IAS sıcaklığı ise güneş toplayıcılarının havaya ısı kaybını artırır.

G/HKIP modu için, güneş enerjisinin soğutucu akışkana doğrudan aktarımının yaratacağı sorunlar ortadadır. Fakat bu sorunlar, farklı bir yaklaşım olarak, güneş enerjisinin önce havaya sonra havayla birlikte soğutucu akışkana aktarılması ile ortadan kaldırılabılır.

Isı pompasının buharlaştırıcısı aynı zamanda bir ısı değiştiricidir. Buharlaştırıcıya giren havanın sıcaklığının artırılması ve çıkış sıcaklığındaki düşüşün azaltılması ısı değiştiricide buharlaşan soğutucu akışkanın sıcaklığının da artmasını sağlayacaktır (Sezen ve Gungor 2022). Güneş ile ısıtılan su ısı değiştirici vasıtasıyla havayı duyulur olarak ısıtılabilir, ayrıca pülverize halde havaya verilerek havanın neminin artırılmasında kullanılabilir. Bağlı nemin hava tipi ısı değiştiricilerinde sağladığı fayda, soğurken yoğunlaşan su buharının sağladığı yüksek gizli ısıdır. Bu sayede hava aynı miktarda ısıyı verirken daha az sıcaklık düşüşüne maruz kalır.

Bu çalışmada, güneş enerjisi ile koşullandırılan havanın güneş enerji destekli ısı pompasında ısı kaynağı olarak kullanılması durumunda elde edilecek performans artışının belirlenebilmesi için, buharlaştırıcı giriş havası sıcaklık ve bağıl nem şartlarına bağlı olarak hava kaynaklı ısı pompasının (HKIP) performans değişimi, buzlanma üstü koşullar için, matematiksel olarak modellenerek belirlenmiştir. Model sonuçları literatürdeki farklı kapasitelere sahip dört klimanın deneysel verileri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Referans ısı pompası olarak, dış ortamın 7°C'de ve iç ortamın 20°C'de sabit tutulduğu EN1451 test standartlarında, 4 kW ısıtma kapasiteli ve 4,17 COP değerine sahip, konvansiyonel bir klima seçilmiştir. Bu klimada, üretici firma verileri dikkate alınarak, dış ortam sıcaklığına ve bağıl neme bağlı performans değişimi sabit ısıtma (SI) ve sabit güç (SG) çalışma modları için incelenmiştir. Anlık sıcaklık ve bağıl neme göre COP değişim oranını veren korelasyonlar, her çalışma modu için kuru ve

nemli hava koşulları için türetilmiş ve matematiksel modelin sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Bu sayede buharlaştırıcı giriş havasının güneş enerjisi ile koşullandırılması durumunda modelin tekrar kurulumuna gerek kalmadan COP değerindeki değişimin, sıcaklık ve bağıl neme bağlı ikinci dereceden denklemlerle ifade edilebilmesi sağlanmıştır.

Ayrıca, buharlaştırıcı giriş havasının pulverize su ile nemlendirilmesi durumunda hava ve su damlacığı özelliklerinde zamanla gerçekleşen değişim geliştirilen sayısal model ile belirlenmiştir. Modellemede kullanılan girdi parametreleri, uygulamaya dönük olarak, kolay ölçülebilen, giriş havası sıcaklığı, bağıl nem, su damlacık sıcaklığı, çapı ve hava-su kütle karışım oranı olarak belirlenmiştir. Çıkış özellikleri, farklı alanlarda çalışan araştırmacılara da faydalı olacak şekilde çıkış havası sıcaklığı, bağıl nem, damlacık sıcaklığı ve damlacık kütle değişim oranı olarak belirlenmiştir. Sayısal model, su damlacıklarının hava ile aynı hızda taşındığı, böylece ısı ve kütle aktarımının sırasıyla iletim ve difüzyon şeklinde gerçekleştiği varsayılarak basitleştirilmiştir. Tasarlanan deney düzeneği ile 27 farklı durum için deneyler yapılmış ve sonuçlar sayısal modelin doğrulanması için kullanılmıştır. Model ile 10-40°C hava sıcaklığı, 0.3-0.7 bağıl nem, 10-40°C su damlacık sıcaklığı, 5-50µm damla çapı ve 200-1000 hava-su kütle karışım oranı aralığında 243 farklı giriş koşulu için sonuçlar elde edilerek, bu sonuçlara bağlı, girdi parametrelerine göre çıktı özelliklerinin zamana bağlı değişimini veren korelasyonlar geliştirilmiştir. Bu sayede buharlaştırıcı giriş havasının güneş enerjisi ile ısıtılan suyun pülverize olarak verilmesi ile koşullandırılması durumu tanımlanmış, hava şartlarındaki değişimin geliştirilen korelasyonlarla belirlenebilmesi sağlanmıştır.

2. KAYNAK TARAMASI

GDIP sistemleri temel olarak, enerji etkin ısı pompalarının güneş enerjisi ile desteklenmesini, bu sayede şebekeden sağlanan elektrik ihtiyacını azaltarak sistem performansının artırılmasını amaçlarlar. GDIP sistemleri yapılarına bağlı olarak temel sınıflara ve alt sınıflara ayrılmışlardır. GDIP sistemleri yapılarına bağlı olarak farklı ısıtma modları ile ortam şartlarına bağlı olarak ısıtma ihtiyacını karşılarlar. Bu nedenle, GDIP sistemlerinin karşılaştırması, sistemlerin yapılarının imkan tanıdığı ısıtma modlarının ve ortam şartlarının bu ısıtma modları üzerinde etkisinin belirlenmesi ile mümkündür (Sezen vd. 2021). Güneş enerjisinin havaya, buharlaştırıcı giriş havasını koşullandırarak eklenmesinin ısı pompasına sağlayacağı fayda da ancak mevcut sistemlerle yapılan karşılaştırma ile belirlenebilir.

2.1. GDIP Sistemlerinin Isıtma Modları

GDIP sistemlerinde ısıtma ihtiyacı, ortam şartlarına ve sistemin yapısına göre aşağıda belirtilen dört modla sağlanabilir.

- i. Doğrudan güneş enerjili ısıtma (DGI) modu
- ii. Güneş kaynaklı ısı pompası (GKIP) modu
- iii. Hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) modu
- iv. Güneş/hava kaynaklı ısı pompası (G/HKIP) modu

DGI modunda, güneş toplayıcıları tarafından ısı olarak yutulan güneş enerjisi, genellikle su veya su antifriz çözeltisi olan bir ısı aktarıcı sıvıya (IAS) aktarılır. IAS ısıtılmak istenen ortama yerleştirilen bir ısı değiştiriciden geçerek ortama ısı verir ve güneş enerjisi doğrudan ısıtma ihtiyacının karşılanmasında kullanılır. Isı değiştiricide etkin bir ısı aktarımı için IAS ile ortam sıcaklığı arasında etkili bir sıcaklık farkının bulunması gerekir. Elde edilebilecek en yüksek IAS sıcaklığını belirleyen ana faktörler, güneş ışınımı şiddeti ve toplayıcı yüzeyinden soğuk havaya olan ısı kaybıdır. Isı kaybı güneş toplayıcı ile hava arasındaki sıcaklık farkıyla artar ve daha yüksek IAS sıcaklıkları ısı kaybını da artırır ve güneş toplayıcı verimini düşürür. Geleneksel düz güneş toplayıcılar (DGT) en ucuz ve yaygın kullanılan sistemlerdir ve 1000 W/m^2 güneş ışınım şiddeti için $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ye kadar IAS sıcaklığı elde edebilirler. Vakumlu tüplü güneş toplayıcılar daha maliyetli olmalarına rağmen yüksek termal verimleri sayesinde aynı ışınım şiddetinde $120 \text{ }^\circ\text{C}$ ye kadar IAS sıcaklığı sağlayabilirler (Moss vd. 2018). Güneş ışınım şiddeti gün boyunca güneşin konumuna göre değişir ve özellikle ısıtma ihtiyacının olduğu kış sezonunda en düşük seviyededir. Bu nedenle DGI modu için gerekli ısının uygun yüksek IAS sıcaklığında sağlanması birçok bölge için güçlük oluşturur.

GKIP modunda, güneş toplayıcıları tarafından sağlanan ısı, ısı pompasının buharlaştırıcısı için ısı kaynağı olarak kullanılır. EG-GDIP sistemleri bu ısıyı bir IAS vasıtasıyla buharlaştırıcıya iletirken, DG-GDIP sistemleri güneş toplayıcıyı aynı zamanda buharlaştırıcı olarak kullanarak güneş enerjisini doğrudan soğutucu akışkana aktarırlar. Buharlaştırıcı sıcaklığı ısıtılan ortam sıcaklığından düşük olduğu için EG-

GDIP sistemlerinde IAS sıcaklığının DGI modunda olduğu kadar yüksek olması zorunluluğu yoktur ve bu GKIP'nın daha düşük güneş ışınlamı değerlerinde de kullanılabilir olmasını sağlar. Güneş ışınlamının oldukça düşük olduğu zamanlarda ise, güneşten yeteri kadar ısı kazanımı sağlanamaması hali gelişebilir ve bu durumda ısı pompasının performansı ciddi şekilde düşer.

G/HKIP modunda, güneş enerjisi ve hava birlikte ısı kaynağı olarak görev yaparlar. DG-GDIP sistemleri çıplak toplayıcı-buharlaştırıcı yapıları sayesinde güneşten ısı toplarken, havadan da ısı kazanımı yapabilirler. Havadan ısı kazancı olabilmesi için toplayıcı-buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının hava sıcaklığından düşük olması gerekir. Özellikle düşük güneş ışınlamı değerlerinde bu durum sağlanır ve sistem tek başına güneşe bağımlı olmadığı için hava sayesinde iyi performans gösterebilir. Güneş ışınlamı şiddetinin artması ile toplayıcı-buharlaştırıcı yüzey sıcaklığı, hava sıcaklığının üzerine çıkabilir, bu durumda çıplak yüzeyden havaya ısı kaybı başlar ve sistem GKIP modunda çalışır. DG-GDIP sistemleri yüksek güneş ışınlamı şiddeti değerlerinde EG-GDIP gibi GDIP modunda çalışırlar fakat bu sistemin yalıtımsız toplayıcı-buharlaştırıcı yüzeyi nedeniyle arzu edilen bir durum değildir. EG-GDIP sistemlerinin temel sınıflandırmaları DG-GDIP sistemlerinin aksine G/HKIP modunun kullanımına imkan vermemektedir. Güneş enerjisinin ısı kaynağı olarak soğutucu akışkana aktarımı IAS ile ısı depolama tankı içerisine yerleştirilen buharlaştırıcı vasıtasıyla sağlanmaktadır. Hava ile teması kesilmiş olan buharlaştırıcının havadan ısı kazanımı mümkün değildir. EG-GDIP sistemlerinin G/HKIP modundan faydalanabilmesi için, hava ve güneş tipi buharlaştırıcıların seri ve paralel yerleştirilmesi gibi veya güneş enerjisinin havaya aktarılması gibi farklı yöntemlerin geliştirilmesi gerekmektedir.

HKIP modunda, GDIP güneş enerjisinden faydalanamaz, fakat sistem HKIP modu ile ısıtma ihtiyacını karşılamaya devam eder. EG-GDIP sistemlerinin ayrı IAS çevrimleri, sistem HKIP modunda çalışırken, güneş enerjisini depolayarak daha sonra kullanılabilmesine olanak tanır. DG-GDIP sistemleri güneş enerjisini depolamaz ve her ışınlamı şiddetinde faydalı olarak buharlaştırıcıya aktarırlar, geceleri ise düz toplayıcı-buharlaştırıcı, hava tipi buharlaştırıcı görevi yaparak sistemin HKIP modunda çalışmasını sağlar. Hava, su ve toprağa kıyasla, kolay ulaşılabilen, ücretsiz ve ucuz uygulama imkanı sunan bir ısı kaynağıdır. Bu nedenle birçok ısı pompası fanlı, kanatçıklı hava tipi buharlaştırıcılar ile hava ısı kaynağını kullanırlar. Hava sıcaklığı toprak ve suya nazaran daha değişkendir, bu da sistemin performansını etkiler, bunun yanında nemli ve soğuk havalarda buharlaştırıcıda soğuyarak yoğunlaşan suyun donması, karlanma adı verilen bir yapı oluşturarak sistem performansının ciddi şekilde düşmesine neden olabilir.

2.2. GDIP Sistemlerinin Sınıflandırılması

GDIP sistemleri güneş enerjisinin soğutucu akışkanın buharlaştırılması için kullandığı yöntemine bağlı olarak iki ana sınıfa ayrılmıştır. Bunlar, endirekt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (EG-GDIP) ve direkt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (DG-GDIP) sistemleridir. GDIP sistemleri literatürde güneş toplayıcılarının GKIP modu için sağlanan ısınlamı direkt veya endirekt olarak aktarılmasına bağlı olarak sınıflandırılmış olsalar da, GKIP modu GDIP sistemlerinin tek çalışma modu değildir. EG-GDIP sistemleri GKIP modunun yanı sıra DGI ve HKIP moduna da imkan tanırırlar ve bu mod seçeneklerine göre alt sınıflara ayrılırlar. DG-GDIP sistemleri ise GDIP nin

yanında G/HKIP ve HKIP modları ile de çalışırlar fakat bu modlar onlar için bir tercih değil, ortam koşullarına göre kendiliğinden gelişen sonuçlardır. Bu nedenle DG-GDIP sistemlerinin alt sınıfları bulunmamaktadır. Ayrıca, GDIP sistemleri, güneş enerjisinden fotovoltaiik-termal (PV/T) panellerle yararlanma durumuna göre de sınıflandırılırlar.

GDIP sistemlerinin sınıflandırılması literatürde temel olarak aşağıda belirtildiği şekilde yapılmaktadır.

- i. Endirekt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompaları (EG-GDIP)
 - Seri EG-GDIP
 - Paralel EG-GDIP
 - Çift kaynaklı EG-GDIP
- ii. Direkt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompaları (DG-GDIP)
- iii. Direkt genleşmeli fotovoltaiik-termal güneş enerji destekli ısı pompaları (DG-PV/T-GDIP)
- iv. Endirekt genleşmeli fotovoltaiik-termal güneş enerji destekli ısı pompaları (EG-PV/T-GDIP)

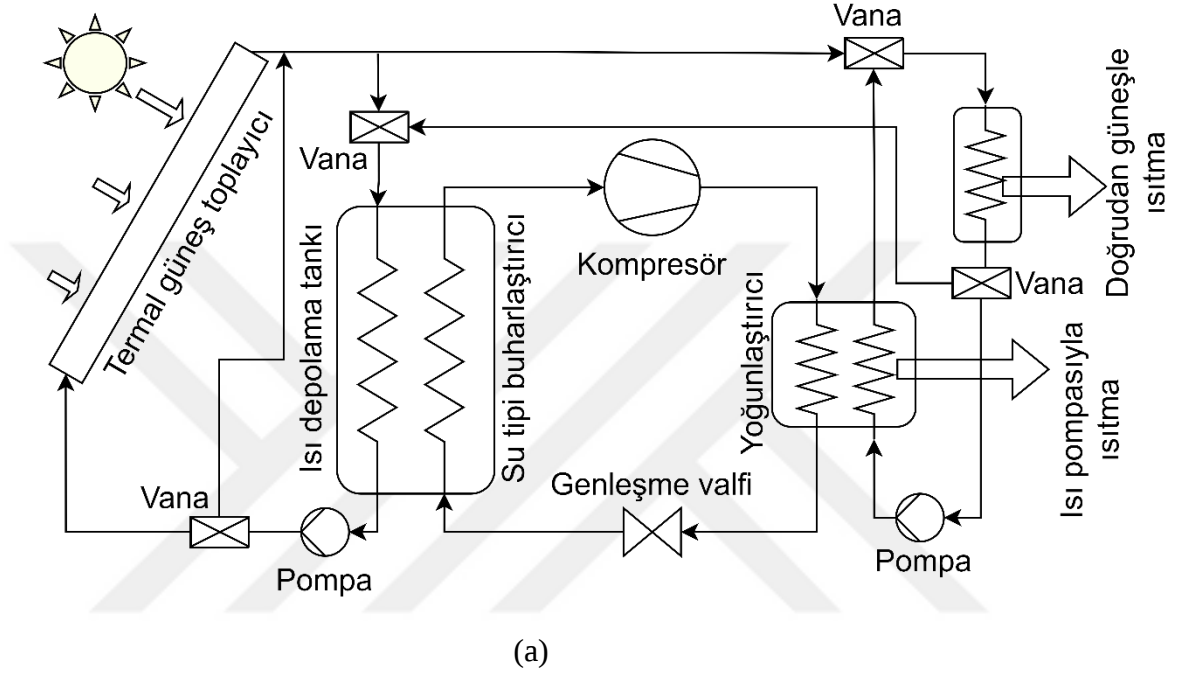
2.2.1. Endirekt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (EG-GDIP)

EG-GDIP sistemlerinde, ısı pompasının soğutucu akışkanı ile güneş toplayıcının ısı aktarıcı sıvısı (IAS) iki ayrı çevrim oluştururlar. IAS güneş toplayıcı ile ısı depolama tankı (IDT) arasında dolaşır, IDT içerisine yerleştirilmiş olan buharlaştırıcı vasıtasıyla ısı soğutucu akışkana aktarılır ve sistem GKIP modunda çalışır veya doğrudan ısıtılacak ortama giderek buradaki bir ısı değiştirici ile ortamın ısıtılması DGI modu ile sağlanır. Sisteme eklenen hava kaynaklı bir buharlaştırıcı sistemin HKIP modunda çalışmasına imkan tanıyarak, düşük güneş ışıınım değerlerinde ve geceleri ısıtma ihtiyacının karşılanabilmesini sağlar. EG-GDIP sistemleri sundukları GKIP, DGI ve HKIP modu imkanlarına göre alt sınıflara ayrılmışlardır.

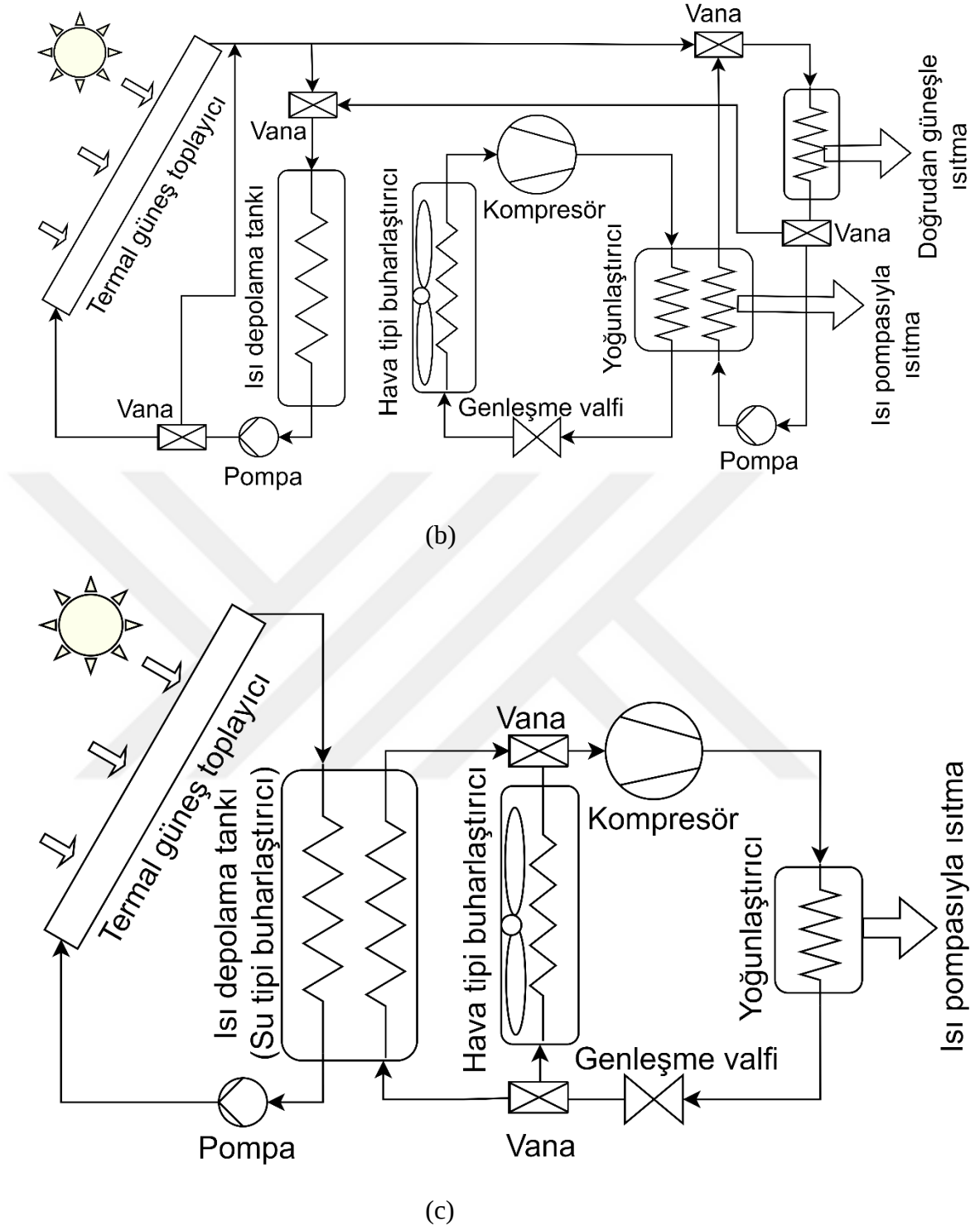
Seri EG-GDIP sistemleri, Şekil 2.1.a'da görüldüğü gibi, ısıtma ihtiyacını DGI modu ile GKIP modu arasında geçiş yaparak sağlarlar. IDT içerisine yerleştirilen buharlaştırıcı, güneş enerjisini ısı kaynağı olarak kullanarak ısı pompasını etkin bir şekilde çalışmasına olanak tanır. Eğer IAS sıcaklığı yeteri kadar yükselirse, DGI modu ile ortam ısıtması sağlanabilir ve bu sayede ısı pompasının çalışmasına gerek duyulmaz ve kompresörün elektrik tüketiminden kurtulunur.

Paralel EG-GDIP sistemleri, Şekil 2.1.b'de görüldüğü gibi, ısıtma ihtiyacını DGI modu ile HKIP modu arasında geçiş yaparak sağlarlar. GKIP modu bu sistemler için bir seçenek değildir bu nedenle soğutucu akışkan ile IAS arasında ısı transferi söz konusu değildir. Sistemin tek güneş destekli ısıtma modu olan DGI için yüksek IAS sıcaklıklarını sağlayacak yüksek güneş ışıınım değerlerine ihtiyaç duyarlar.

Çift kaynaklı EG-GDIP sistemleri, Şekil 2.1.c’de görüldüğü gibi, ısıtma ihtiyacını GKIP modu ile HKIP modu arasında geçiş yaparak sağlarlar. Güneş tarafı ve hava tarafı olmak üzere iki buharlaştırıcı bulunur. Güneş tarafı buharlaştırıcı IDT içine yerleştirilmiş bir ısı değiştiricidir, hava tarafı buharlaştırıcı ise dış ortama yerleştirilen kanatçıklı hava tipi bir buharlaştırıcıdır. Güneş ışınımı şiddeti düşük olur ve güneş tarafı buharlaştırıcının sıcaklığı hava tarafı buharlaştırıcı sıcaklığının altına düşerse, sistem HKIP moduna geçiş yapar ve performans düşüşünü önler, bu sırada depolanan güneş enerjisi tekrar GKIP modunun kullanımına imkan verir.



Şekil 2.1. a) Seri EG-GDIP sistemi; **b)** Paralel EG-GDIP sistemi; **c)** Çift kaynaklı EG-GDIP sistemi

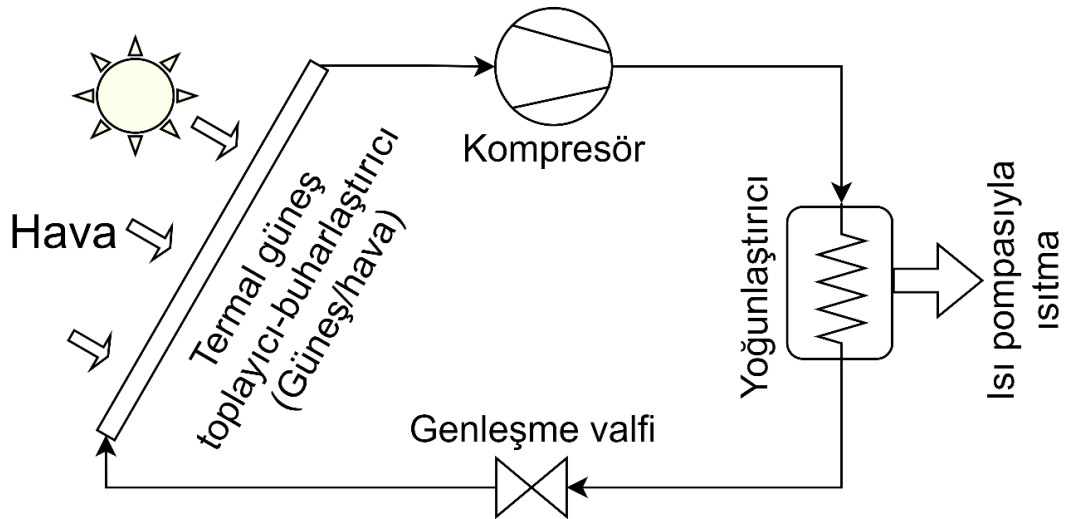


Şekil 2.1.'in devamı **b)** Paralel EG-GDIP sistemi; **c)** Çift kaynaklı EG-GDIP sistemi

2.2.2. Direkt genleşmeli güneş enerji destekli ısı pompası (DG-GDIP)

Geleneksel DG-GDIP sistemleri ısıtma modları arasında seçim imkanı sağlamadıkları için alt sınıflara ayrılmazlar. DG-GDIP sistemlerinin hedeflediği çalışma modu güneş/hava kaynaklı ısı pompası (G/HKIP) modudur. Bu nedenle, güneş ve havanın ısı kaynağı olarak kullanımına imkan tanımak için güneş toplayıcı-buharlaştırıcıları roll-bond tipinde ve çıplaktır, içerisinden geçen soğutucu akışkan burada buharlaşır. İkinci bir ısı aktarıcı sıvı (IAS) çevrimine ihtiyaç duymadıkları için sistem daha basittir. Fakat ısı pompası ile toplayıcı-buharlaştırıcı arasındaki mesafenin uzun olması durumu basınç kaybına neden olabilir. Uzun borulama nedeniyle daha fazla soğutucu akışkan şarjı gerekir ve oluşabilecek kaçaklar çevreye zararlı soğutucu akışkanın havaya karışmasına neden olabilir. Bu nedenle bazı sistemlerde ısı pompası toplayıcı-buharlaştırıcı yanına konularak, ısıtma buharlaştırıcısından IAS'ya ve onunla iç ortamda ısı değiştiriciye aktarılması sağlanabilir (Liu vd. 2020).

DG-GDIP sistemlerinde havadan ısı kaynağı olarak faydalanılabilmesi için, toplayıcı-buharlaştırıcı yüzey sıcaklığının dış ortam hava sıcaklığının altında olması gerekir. Aksi halde, toplayıcı-buharlaştırıcıdan havaya ısı kaybı oluşur ve sistem güneş kaynaklı ısı pompası (GKIP) modunda çalışmaya başlar. Güneş ışıma değerinin artması ve bu sayede güneşten ısı kazancının buharlaştırıcı sıcaklığını yükseltmesi sonucunda bu durum meydana gelir. Sistemin bu modda uzun süre çalışacak şekilde boyutlandırılması istenmez, çünkü bu durumda DG-GDIP'nin yalıtımsız güneş toplayıcıları EG-GDIP sistemlerinin yalıtımlı güneş toplayıcılarına nazaran dezavantajlı duruma düşeceklerdir. Düşük güneş ışıma değerlerinde ise G/HKIP modu havanın yanında güneşten de faydalanabileceği için HKIP moduna göre daha yüksek performans gösterir. DG-GDIP sistemlerinin buharlaştırıcı yapısı genellikle düzdür ve bu nedenle havayla olan ısı transfer yüzey alanı kanatlı hava tipi buharlaştırıcılara göre daha azdır. Gece kullanımında, HKIP modunda çalışacak olan DG-GDIP sistemleri için gerekli olan toplayıcı-buharlaştırıcı alanı sağlanmalıdır, ayrıca buharlaştırıcıda fan bulunmaması neticesinde, hava akışının rüzgara veya doğal taşınımına bağlı olması da havadan ısı kazancını zorlaştırır. DG-GDIP sisteminin şematik olarak gösterimi Şekil 2.2'de verilmiştir.



Şekil 2.2. DG-GDIP sistemlerinin şematik gösterimi

2.2.3. Direkt genişmeli fotovoltaik-termal güneş enerji destekli ısı pompaları (DG-PV/T-GDIP)

PV/T toplayıcılar, PV paneller ile güneş toplayıcıların birleşiminden oluşur ve güneş enerjisinden ısı ve elektriği aynı anda üretmek için kullanılırlar. Nispeten yeni bir teknoloji olan PV/T toplayıcılar, GDIP sistemlerinin hem elektrik hem de ısı olarak güneş enerjisi ile desteklenmesine imkan tanır. DG-PV/T-GDIP sistemleri termal olarak DG-GDIP sistemleri ile aynı şekilde çalışırlar, ek olarak PV/T toplayıcılarının ürettiği elektrik, şebekeye bağlı olarak veya akü ve çevirici kullanılarak, sistemin tükettiği elektriği karşılamakta kullanılır. PV/T toplayıcılarında, toplayıcı yüzeye yerleştirilen PV panel katmanının yutuculuğu, geleneksel toplayıcıların boyalı metal yüzeyine göre daha düşüktür, bu nedenle eklenen PV katman termal verimin yaklaşık 15% düşmesine neden olmaktadır. Diğer taraftan, bu termal verim kaybı, elektrik üretimi ile ikame edilebilir. PV panellerin verimleri, mono-kristal silikon hücreler için günümüzde yaklaşık 20% seviyelerinde ve poli-kristal silikon hücreler için 15% seviyelerindedir (Herez vd. 2020; Poredoš vd. 2020). Termal kaybın elektrik üretimi ile ikame edilmesi, sistemin doğrudan güç tüketimine kaynak sağlanması nedeniyle daha avantajlıdır.

2.2.4. Endirekt genişmeli fotovoltaik-termal güneş enerji destekli ısı pompaları (EG-PV/T-GDIP)

PV/T toplayıcıların EG-GDIP sistemlerinde kullanımı toplayıcıdaki yalıtımın neden olduğu yüksek sıcaklık nedeniyle kısıtlanmıştır. DGI modunun gereksinim duyduğu yüksek IAS sıcaklığı, PV panellerin aşırı ısınmasına ve verimlerinde ciddi düşüşe neden olurlar ve eğer IAS akışı her hangi bir sebeple durursa, güneş toplayıcı sıcaklığı PV panelleri için kritik bozulma sıcaklığı olan 80°C'nin üzerine çıkabilir. GKIP modu daha düşük IAS sıcaklığı nedeniyle, PV/T toplayıcılar için daha güvenlidir. Araştırmacılar, PV/T sıcaklık kısıtlamaları nedeniyle EG-PVT-GDIP sistemlerine DG-PVT-GDIP sistemlerine nazaran daha az ilgi göstermişlerdir, fakat çalışmalar yine de EG-PVT-GDIP sistemlerin ek bir harici soğutucu ile kullanılması durumunda ekonomik olarak faydalı olduğunu göstermektedir (Del Amo vd. 2019).

2.3. GDIP Sistemlerinin performans karşılaştırması

GDIP sistemleri, güneş enerjisinden ısı ve elektrik olarak faydalanmaları nedeniyle geleneksel ısı pompalarına göre daha üstün performans gösterirler. GDIP sistemleri yapılarının sunduğu farklı çalışma modları ile ısıtma ihtiyacını karşılarlar ve her bir çalışma modunun performansı temel olarak ortam koşullarına ve dış ortamla doğrudan temas halinde olan güneş toplayıcısının yapısına bağlıdır.

Hava her yer için serbest ve kolay kullanılabilir olması nedeniyle ısı pompaları için en temel ısı kaynağıdır. GDIP sistemlerinin temel amacı güneş enerjisinden olabildiğince faydalanarak, HKIP performansının üstüne çıkmak ve bunu ekonomik bir şekilde yapmaktır. Güneş ışınım şiddeti, hava sıcaklığı, bağıl nem ve rüzgar hızı, temel ortam şartları olarak GDIP sistemlerinin performansını belirler. GDIP sistemleri yapıları gereği sınıflara ayrılmışlardır ve her bir sınıf farklı ısıtma modları seçenekleri arasında geçiş yaparak ısıtma ihtiyacını en yüksek performansla karşılamaya çalışır. Burada kritik husus, ısıtma modlarının performanslarının ortam koşullarına göre farklılık arz

ettiği ve her bir modun diğerlerine göre tercih edilebilir bir ortam koşul aralığına sahip olduğudur (Sezen vd. 2021).

Güneş toplayıcılar temel olarak güneş enerjisini ısı olarak yutarak bir sıvıya aktarırlar. Güneş toplayıcılarının enerji dengesi, güneşten toplanan ısı, ortama olan ısı kaybı ve IAS'nın taşıdığı ısıdan oluşur. Güneş toplayıcı alanı, güneşten ısı kazancı ve ortama ısı kaybı için ortak olduğundan, güneş ışıınım şiddeti güneş toplayıcının ulaşabileceği en yüksek sıcaklık değeri için anahtar rol oynar.

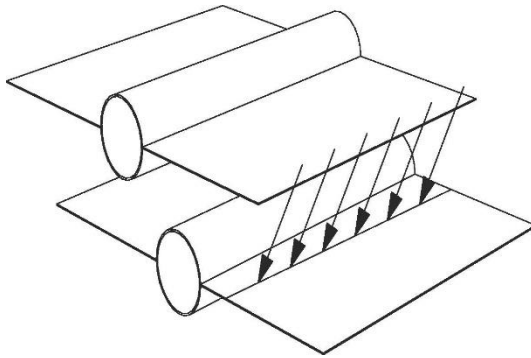
DGI modu ortam ısıtmasını doğrudan güneş tarafından ısıtılan IAS ile yapmayı amaçlar. Isı değiştiricide etkili bir ısı transferi için IAS'nın ortam sıcaklığının üzerinde yeterli bir sıcaklık değerine ulaşması önemlidir. IAS için gerekli yüksek sıcaklık, güneş toplayıcılarından havaya olan ısı kaybını arttırmakta ve termal verimliliği düşürmektedir. Garcia vd. (2019), geleneksel düz güneş toplayıcılarının termal verimliliğini güneş toplayıcıdaki IAS'nın ortalama sıcaklık değeri ile dış ortam hava sıcaklık değeri arasındaki farkın güneş ışıınım şiddetine oranını kullanarak incelemiş ve bu oranın 0,08 değerine ulaşması halinde verimin 20%'ye düşeceğini belirlemiştir. Bu değer, DGI modu için gerekli 60 °C etkin IAS sıcaklığı için, 0 °C ortam sıcaklığı ve 800 W/m² güneş ışıınım şiddetinde karşılık gelmektedir. DGI modu bu nedenle güneş ışıınımından daha düşük termal verimle yararlanabilen bir ısıtma modudur. DGI modunun ihtiyaç duyduğu yüksek güneş ışıınım şiddeti, bu modu kullanan seri ve paralel EG-GDIP sistemlerinin özellikle soğuk iklimlerde kullanımını kısıtlamaktadır. Li vd. (2020), çalışmalarında geliştirdikleri EG-GDIP sistemi için, 20 °C iç ortam sıcaklığı için gerekli ısıtmanın, 12 °C dış ortam hava sıcaklığında, 614 W/m² güneş ışıınım şiddeti ile 9,5 saat kesintisiz sağlanabildiğini belirtmişlerdir.

GKIP modunun ihtiyaç duyduğu IAS sıcaklığı, DGI moduna göre daha düşüktür bu nedenle daha düşük ışıınım şiddetinde de kullanılabilirler. GKIP moduna sahip sistemler seri ve çift kaynaklı EG-GDIP sistemleridir. Güneşin ısı kaynağı olarak kullanımı, eğer havaya göre daha yüksek performans sağlayacaksa faydalıdır. Tzivanidis vd. (2016), paralel ve seri EG-GDIP sistemlerinin performanslarını Yunanistan, Atina için 600 W/m² maksimum güneş ışıınım şiddeti ve 2-9 °C hava sıcaklığı koşullarında karşılaştırmışlardır. Araştırma sonucunda, seri EG-GDIP'nin 5,15 COP değeri ile paralel EG-GDIP'nin 3,24 COP değerine göre daha üstün performans gösterdiğini tespit etmişlerdir. Bu sonucun temel sebebi, GKIP modunun HKIP moduna göre verilen ortam şartlarında daha yüksek performans sağlamasıdır. Başka bir çalışmada Huan vd. (2019), paralel ve seri EG-GDIP sistemlerinin performanslarının daha yüksek güneş ışıınım değerlerinde nasıl etkilendiğini incelemişlerdir. Güneş ışıınım şiddetinin 580 W/m² den 840 W/m²'ye yükselmesi durumunda, paralel EG-GDIP sisteminin COP değerinin etkili bir şekilde artarak 3,86 dan 8,84'e ulaştığını, diğer taraftan seri EG-GDP'nin COP değerindeki artışın daha kısıtlı olarak 3,94 den 4,06 ya gerçekleştiğini belirlemişlerdir. Bu çalışma, 580 W/m² ışıınım şiddetinin, GKIP modunun sürekli çalışması için yeterli olduğunu fakat DGI modunun sürekli çalışması için yeterli olmadığını göstermektedir.

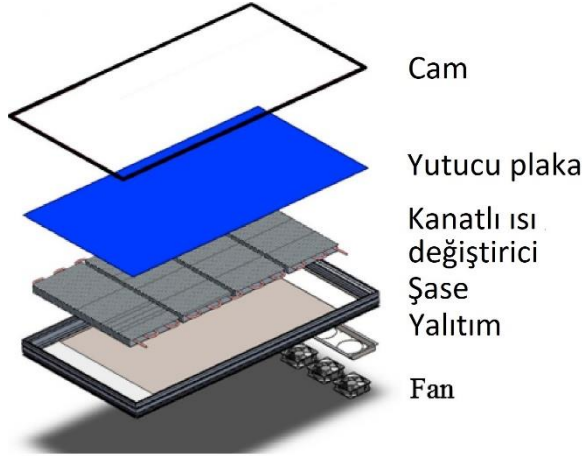
GKIP modunun HKIP moduna göre daha yüksek buharlaştırıcı sıcaklığı sağlayabildiği bir alt sınır güneş ışıınım değeri vardır. Güneş toplayıcıdan gelen ısı buharlaştırıcı için yeterli olmaması durumunda, buharlaştırıcı sıcaklığı düşmeye başlayarak IAS'dan daha fazla ısı çekmeye çalışacaktır ve oluşacak bu yeni denge

sıcaklığı HKIP modunun sağlayabileceği buharlaştırıcı sıcaklığının altına düşerse, GKIP modunun faydası ortadan kalkar. Li vd. (2020) tarafından yapılan çalışmada, 12,5 °C ortam sıcaklığında, ışıınım şiddeti 300 W/m²'nin altına düştüğünde, seri EG-GDIP sisteminin GKIP modunun buharlaştırıcı sıcaklığı, HKIP modunun buharlaştırıcı sıcaklığının altına düşmüştür ve GKIP modu HKIP moduna göre performans açısından faydasız ve hatta zararlı hale gelmiştir. Diğer taraftan, çift kaynaklı EG-GDIP sistemleri seri EG-GDIP sistemlerinin aksine, imkan tanıdıkları HKIP modu sayesinde ışıınım şiddetindeki düşüşün kötü etkisinden kurtulabilmektedirler.

EG-GDIP sistemleri yüksek IAS sıcaklıklarına ulaşmak için yalıtılmış güneş toplayıcıları kullanırlar, bu durum düşük güneş ışıınımını değerlerinde GKIP modu sonucu güneş toplayıcı sıcaklığının hava sıcaklığının altına düşmesine neden olur. Diğer taraftan, DG-GDIP sistemleri çıplak güneş toplayıcı-buharlaştırıcı yapıları sayesinde soğutucu akışkanın buharlaşırken çektiği yüksek ısı ve bunun neden olduğu sıcaklık düşüşü sayesinde havadan da ısı kazancı sağlayabilirler. DG-GDIP sistemleri için arzu edilen ısıtma modu G/HKIP modudur, fakat geceleri sıfır güneş ışıınımında düz çıplak yüzeyi sayesinde HKIP modunda da çalışabilirler. Düz buharlaştırıcı yüzeyinin, kanatçıklı buharlaştırıcıya nazaran sağladığı ısı transfer alanı daha kısıtlıdır ve hava akışının bir fan sayesinde sağlanamaması durumu taşınım ile ısı geçiş katsayısının düşük olmasına yol açar. Qiu vd. (2020), Şekil 2.3'de görüldüğü gibi, bir biri üzerine sıralanmış kanatçıklar vasıtasıyla güneşten ısı kazanımı sağlarken, havadan da etkili bir ısı kazanımı elde etmeyi amaçlamış ve bu modeli teorik olarak incelemiş ve kanatçıkların 200 W/m²'den düşük ışıınım değerlerinde havadan ısı kazancını arttırdığı fakat 800 W/m²'den yüksek ışıınım değerlerinde havaya ısı kaybına neden olduğunu hesaplamıştır. Kim vd. (2018), Şekil 2.4'de görüldüğü gibi, üst yüzeyden cam ve hava boşluğu ile yalıtılmış olan bir toplayıcının yutucu plaka arka yüzeyine kanatçıklar yerleştirerek ve buradaki hava akımını fanlar vasıtasıyla yaparak, DG-GDIP sisteminde kullanmıştır. Bu sayede, geceleri ve bulutlu günlerde toplayıcı-buharlaştırıcının havayı etkili bir şekilde ısı kaynağı olarak kullanılabilmesini sağlamıştır.



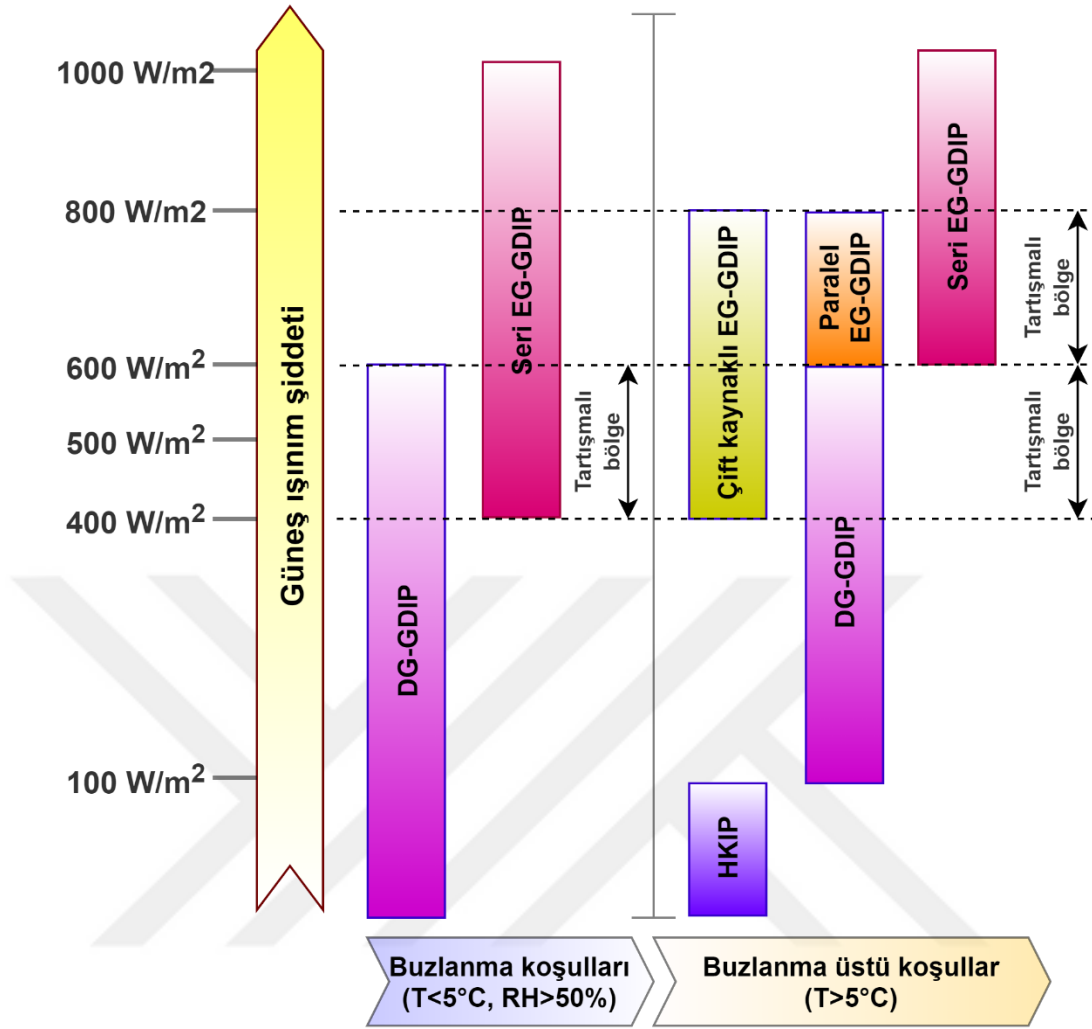
Şekil 2.3. DG-GDIP için dizili kanatçık yapısı (Qiu vd. 2020)



Şekil 2.4. Kanatçıklı fanlı toplayıcı-buharlaştırıcı yapısı (Kim vd. 2018)

DG-GDIP sistemlerinin çıplak toplayıcı-buharlaştırıcı yapıları düşük güneş ışınımında havadan ısı kazancı sağlarken, bu kazanç güneş ışınım şiddeti belirli bir değerin üzerine çıktığında kayba dönüşür ve sistem GDIP modunda çalışmaya başlar. EG-GDIP sistemlerinden çıplak toplayıcı yapıları nedeniyle farklılık arz eden DG-GDIP sistemlerinin GDIP modu, soğutucu akışkanın sağladığı soğutmanın toplayıcının sıcaklığının aşırı yükselmesine engel olması nedeniyle yine de bir noktaya kadar daha az ısı kaybına neden olur. Bu iki sistemin güneş ışınımına bağlı olarak, ortama ısı kayıplarını karşılaştıran bir çalışma henüz literatürde yer almamıştır. Fakat, Huang vd. (2017), DG-GDIP sisteminde roll-bond çıplak toplayıcı-buharlaştırıcının sıcaklığının hava sıcaklığının üzerine hangi güneş ışınım değerinde çıktığını incelemiş ve 15 °C hava sıcaklığı için güneş ışınım değerinin 500 W/m²'nin üzerine çıkması halinde bunun gerçekleştiğini tespit etmiştir.

Sonuç olarak, GDIP sistemlerinin performanslarının, güneş ışınım değeri ve hava sıcaklığı başta olmak üzere ortam koşullarına göre değişim gösterdiği görülmektedir. Yukarıda incelenen çalışmalar ışığında, GDIP tiplerinin performans açısından üstünlük gösterdikleri güneş ışınım ve ortam sıcaklığı değer aralıkları Şekil 2.5'te verilmiştir.



Şekil 2.5. Ortam koşulları aralıklarına göre en iyi performansa sahip GDIP sistemleri

Şekil 2.5’de görüldüğü üzere, hiçbir GDIP tipi tüm ortam şartları için en üstün performansı vermemektedir. Bunun yanında, DG-GDIP sistemleri, ısıtma ihtiyacının olduğu kış aylarının düşük güneş ışınım değerlerinde, hem güneş hem de hava ısı kaynağını kullanabilmelerine olanak sağlayan buharlaştırıcı-toplayıcı yapıları sayesinde, EG-GDIP sistemlerine göre daha yüksek performans gösterirler. Performans açısından özellikle konut ortam ısıtmaları için DG-GDIP sistemleri sahip oldukları üstünlüğe rağmen, kullanıcılar tarafından ekonomik ve yapısal kaygılar nedeniyle yeterince tercih edilmemektedir (Sezen vd. 2021). EG-GDIP sistemleri ise mevcut HKIP ve termal güneş enerji sistemlerini kullanabilirler, fakat güneş/hava kaynaklı ısı pompası (G/HKIP) modunun bu sistemler için de kullanılabilir olmasının bir şekilde sağlanması gerekmektedir. Bu durum için bu çalışmada getirilen çözüm önerisi, buharlaştırıcı giriş havasının güneş enerjisi ile koşullandırılmasıdır. Bu koşullandırma, güneş enerji sistemlerinin sağladığı sıcak su vasıtasıyla basit bir ısı değiştirici ile duyulur olarak sağlanabileceği gibi, sıcak suyun havaya pulverize olarak verilmesi durumunda bağıl nem artışı ile de sağlanabilir. HKIP’lerinin dış ortam sıcaklık ve bağıl nem şartlarına göre performans değişiminin belirlenmesi ve pulverize edilerek hava akımına katılan su damlacıklarının hava akımını zamanla nasıl koşullandırdıklarının bilinmesi, bu iki durum için GDIP sisteminin performansının belirlenmesine imkan tanıyacaktır. Bu iki

hususun deneysel verilerle doğrulanan matematiksel modellerle tespiti ve irdelenmesi, bu konudaki ileri araştırmaların ihtiyaç duyduğu temel bilgileri sağlaması açısından önemlidir.



3. MATERYAL VE METOT

Isı pompasının hava ve güneş ısı kaynağından aynı anda faydalanabilmesi, buharlaştırıcı giriş havasının güneş enerjisi ile koşullandırılması ile sağlanabilir. Dış ortam havasının güneş enerjisi ile koşullandırılması, iki temel özelliğinde değişikliklerle gerçekleşir, bu özellikler sıcaklık ve bağıl nemdir. Bu nedenle, bu çalışmada öncelikle HKIP'nın dış ortam şartlarına göre performansındaki değişim matematiksel olarak modellenmiştir. Daha sonra, güneşle ısıtılan suyun pülverize olarak havaya verilmesi durumunda, hava ve su damlacığı özelliklerindeki zamanla değişim sayısal olarak modellenmiştir. Modellerin doğrulanmasında, üretici firma deney verilerinden ve tasarlanan deney seti verilerinden faydalanılmıştır.

3.1. Dış ortam hava şartlarının HKIP performansına etkisi

Geleneksel bir HKIP, kompresör, yoğunlaştırıcı, genleşme valfi ve buharlaştırıcı olmak üzere dört ana bileşenden oluşur. Soğutucu akışkan sırayla bu bileşenlerin içinden geçerek kapalı bir döngüde dolaşır ve sıcaklığındaki değişim sayesinde Şekil 3.1'de görüldüğü gibi soğuk ortamdan ısı alarak sıcak ortama aktarır. Bu nedenle, ısı kaynağı olarak dış ortam havasının özellikleri ısı pompası performansını doğrudan etkiler.

Hava birçok farklı gazdan oluşan bir karışımdır, fakat bu gazlar içinde sadece su buharı atmosferik şartlarda yoğunlaşıp buharlaşabilir. Suyun faz değişiminin neden olduğu yüksek gizli ısı, her ne kadar su buharının hava içindeki kütleli derişimi az olsa da, sıcaklıkla beraber havanın entalpisini belirleyen ana özelliklerinden birisidir. Bu nedenle, HKIP performansını etkileyen dış ortam şartları olarak sıcaklığın yanında bağıl nem de dikkate alınmalıdır.

Bu bölümde, alt başlıklar halinde, HKIP teorik olarak modellendikten sonra, ortam şartlarına göre performansını belirleyen matematiksel modeli oluşturulmuş, deney sonuçları ile modelin doğrulanması yapılmıştır.

3.1.1. Teorik model

Dış ortam hava şartlarını belirleyen sıcaklık ve bağıl nem değerinin HKIP performansına etkisini belirleyen matematiksel model, ideal buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimi dikkate alınarak, aşağıdaki varsayımlar ile geliştirilmiştir.

(1) Buharlaştırıcıdaki ve yoğunlaştırıcıdaki soğutucu akışkanın basınç düşüşü ihmal edilebilir;

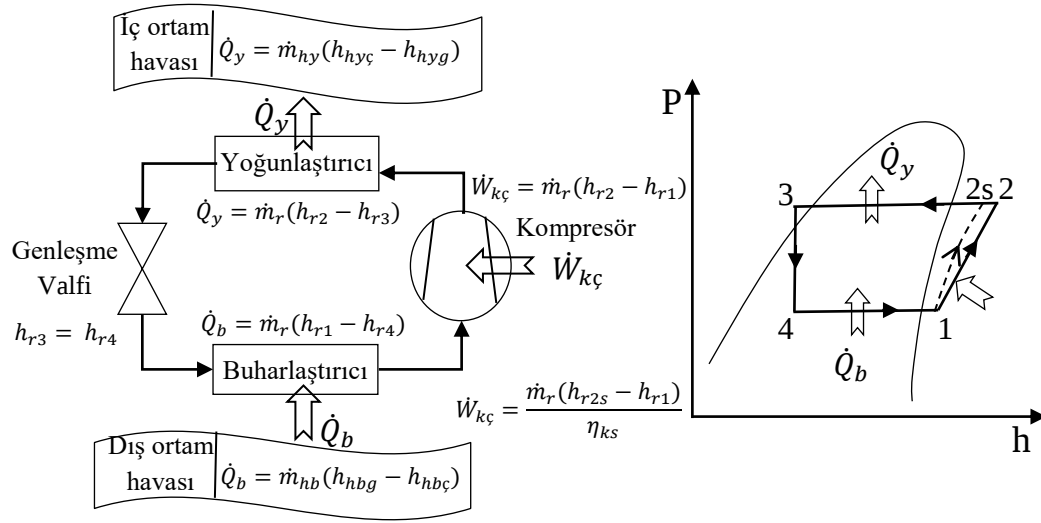
(2) Kompresörün izentropik verimi sabit kabul edilebilir;

(3) Soğutucu akışkanın genleşme valfi yoluyla genleşmesi izentalpiktir;

(4) Soğutucu akışkan buharlaştırıcıdan 5°C kızgınlık ile çıkmaktadır;

(5) Soğutucu akışkan yoğunlaştırıcıdan 5°C aşırı soğutma ile çıkmaktadır;

(6) Sistemden çevreye olan tüm ısı kayıpları ihmal edilebilir.



Şekil 3.1. HKIP bileşenleri boyunca ideal buhar sıkıştırırmalı soğutma döngüsü

Bir ısı değiştiricideki ısı transfer hızı aşağıdaki eşitlikle hesap edilebilir.

$$\dot{Q}_{id} = UA\Delta T_{lm} \quad (3.1)$$

Burada UA toplam ısı geçiş katsayısı, ΔT_{lm} logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır.

Toplam ısı geçiş katsayısı ise aşağıdaki eşitlikle hesap edilir.

$$UA = C_{min} \cdot NTU \quad (3.2)$$

Burada, NTU üretici firma tarafından verilen, ısı değiştiricinin tasarımına bağlı veriminin bir ölçüsü olan geçiş birimi sayısıdır. C_{min} akışkan çiftinden ısı değiştiricide en fazla sıcaklık değişimine uğrayanın ısıl kapasite debisini ifade eder. Isı pompasının buharlaştırıcısında, soğutucu akışkan buharlaşırken sıcaklığı değişmeyeceği için C_{min} değeri havanın ısıl kapasitesi olarak, kuru hava şartları için aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$C_{min} = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \quad (3.3)$$

Burada, $\dot{m}_h$ ısı değiştiriciden geçen havanın kütleli debisi, c_{ph} havanın özgül ısısıdır.

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı değeri ΔT_{lm} , ters akışlı ısı değiştiriciler için, aşağıdaki şekilde hesap edilir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{1g} - T_{2ç}) - (T_{2g} - T_{1ç})}{\ln \frac{(T_{1g} - T_{2ç})}{(T_{2g} - T_{1ç})}} \quad (3.4)$$

Burada, T_{1g} ve $T_{1ç}$, sırasıyla, birinci akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığı, T_{2g} ve $T_{2ç}$ de ikinci akışkanın giriş ve çıkış sıcaklığıdır.

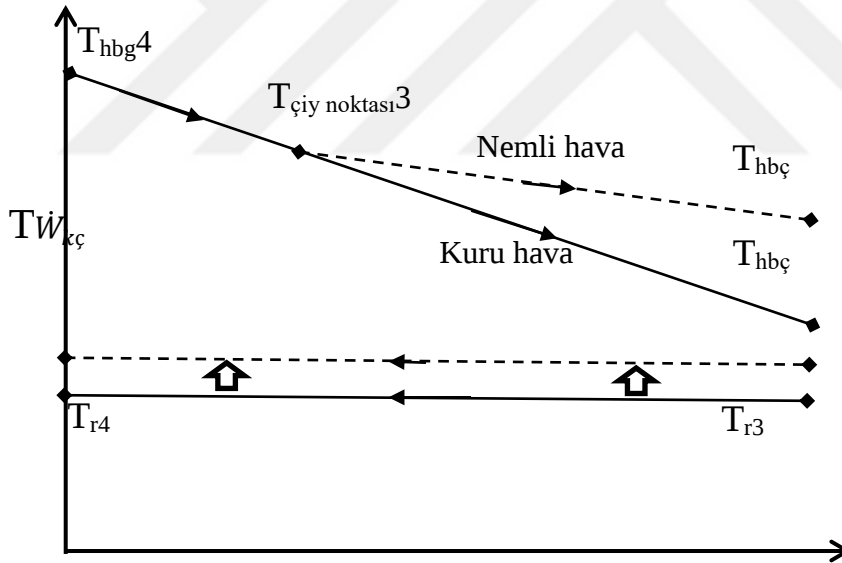
HKIP'larında buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı temelde ters akışlı ısı değiştiricileridir. Bu nedenle, logaritmik ortalama sıcaklık farkına dayalı denklemler onlar için de kullanılabilir.

Buharlaştırıcıda, buharlaşma sırasında soğutucu akışkan sıcaklığı sabit kalır, hava ise soğuyarak sıcaklığı düşer. Bu nedenle, buharlaştırıcıdaki ortalama sıcaklık farkı, sıcaklık yöntemi ile aşağıdaki eşitlikle hesaplanabilir.

$$\Delta T_{lmb} = \frac{(T_{hbg} - T_{r4}) - (T_{hbç} - T_{r4})}{\ln \frac{(T_{hbg} - T_{r4})}{(T_{hbç} - T_{r4})}} \quad (3.5)$$

Burada, T_{hbg} ve $T_{hbç}$, sırasıyla, buharlaştırıcı giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıklarıdır, T_{r4} soğutucu akışkanın buharlaştırıcıda buharlaşma sıcaklığıdır.

Buharlaştırıcıda soğutulan havanın bağıl nem değeri yoğunlaşma yaşanacak kadar yüksek ise, yoğunlaşma ve buna bağlı olarak sıcaklık düşüşünde oluşan yavaşlama, çekilen ısıya bağlı olarak gerçekleşen havadaki sıcaklık düşüşü miktarını da etkiler. Çiğ noktasına kadar hava sıcaklığındaki düşüş daha hızlı olurken, Şekil 3.2'de gösterildiği gibi yoğunlaşma noktasından sonra yoğunlaşan su buharının çektiği gizli ısı nedeniyle havanın sıcaklık düşüşü yavaşlar.



Şekil 3.2. Buharlaştırıcıdaki nem yoğunlaşmasının soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığına etkisi

Kuru hava koşulları için, buharlaştırıcıdan geçen havanın entalpi değişimi şu şekilde tanımlanır,

$$h_{hbg} - h_{hbç} = c_{ph}(T_{hbg} - T_{hbç})|_{kuru} \quad (3.6)$$

Burada, h_{hbg} ve $h_{hbç}$, sırasıyla, buharlaştırıcıya giren ve çıkan havanın entalpisidir.

Ancak hava yoğuşma için yeterince nemliyse, yoğuşan su buharının çekeceği gizli ısı havanın duyulur ısı düşüşünü azaltacak ve nemli havanın sıcaklık düşüşünün kuru hava koşullarına göre daha az olmasına sebep olacaktır.

$$(T_{hbg} - T_{hbç})|_{nemli} < (T_{hbg} - T_{hbç})|_{kuru} \quad (3.7)$$

Bu durumda, buharlaştırıcı çıkış hava sıcaklığı, neme doymuş havanın entalpisi psikometrik tablolar veya hava özelliklerini veren bilgisayar program eklentileri ile bulunabilir.

$$T_{hbç} = f(h_{hbç})|_{doymuş\ hava} \quad (3.8)$$

Dış ortam havası bağıl neminin etkisi bu noktada önem kazanmaktadır. Buharlaştırıcı ısıtma kapasitesinin ve UA toplam ısı geçiş katsayısının değişmediği bir durum için, yoğuşan nemli havanın daha az sıcaklık düşüşü logaritmik ortalama sıcaklık farkını tanımlayan Eşitlik 3.5'e bağlı olarak soğutucu akışkanın buharlaşma sıcaklığında artışa neden olacaktır. Bu da ısı pompasındaki soğutucu akışkan çevrimini etkileyerek performansa doğrudan etki edecektir.

Buharlaştırıcı ısıtma kapasitesi, Şekil 3.1'de gösterilen ideal soğutma döngüsü denklemlerine göre referans (0) ve herhangi bir (n) ortam koşulu için bulunabilir. Buharlaştırıcı fanının sağladığı sabit hava debisi nedeniyle, ortam şartları değişse bile, buharlaştırıcının ısı transfer katsayısının U_b değişmeyeceği kabul edilebilir. Buharlaştırıcı ısı transfer yüzey alanı A_b de değişmediğine göre, buharlaştırıcının toplam ısı geçiş katsayısı değeri $U_b A_b$ de değişmeyecektir.

Bu durumda, herhangi bir n ortam koşulu için, buharlaştırıcıdaki logaritmik sıcaklık farkı değeri, ısıtma kapasitesi yöntemi kullanılarak aşağıdaki eşitliklerle bulunur.

$$\frac{\dot{Q}_b|_n}{\dot{Q}_b|_0} = \frac{U_b A_b \Delta T_{lmb}|_n}{U_b A_b \Delta T_{lmb}|_0} \quad (3.9)$$

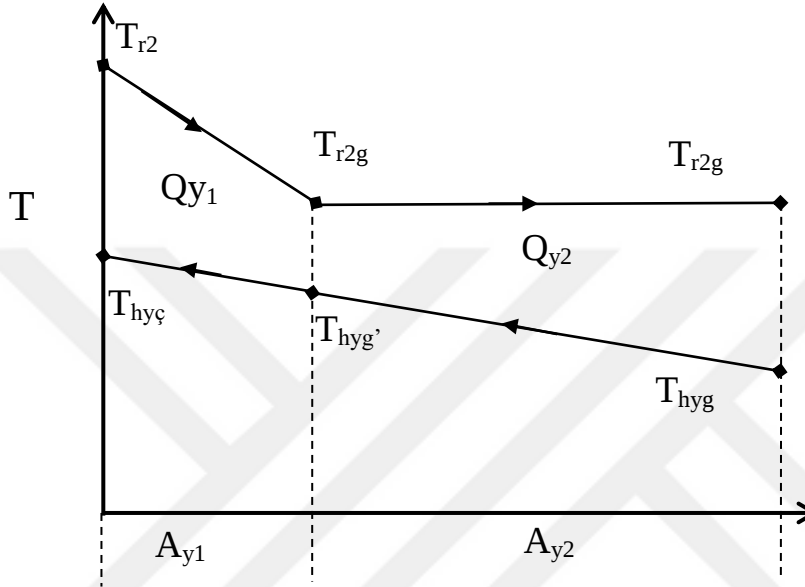
$$\frac{\Delta T_{lmb}|_n}{\Delta T_{lmb}|_0} = \frac{\dot{Q}_b|_n}{\dot{Q}_b|_0} \quad (3.10)$$

Referans ortam koşulunda, üretici firmanın katalog değerleri veya deneyle bulunan değerler kullanılarak, soğutucu akışkan buharlaştırıcı giriş ve çıkış sıcaklıkları ile buharlaştırıcıya giren çıkan havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları Şekil 3.1'de verilen ideal soğutma çevrimi denklemleri ile bulunabilir. Bu sayede referans ortam koşulu için buharlaştırıcı logaritmik sıcaklık farkı $\Delta T_{mb}|_0$ hesaplanır.

Herhangi bir n koşulu için, Eşitlik 3.5'te verilen sıcaklık yöntemi ile bulunan buharlaştırıcı logaritmik sıcaklık farkı değeri ile Eşitlik 3.10'da verilen ısıtma kapasitesi yöntemi ile bulunan buharlaştırıcı logaritmik sıcaklık farkı değeri eşit olmalıdır. Bu eşitliği sağlayan buharlaştırıcı soğutucu akışkan ve hava özellikleri sistemin n ortam koşulu için çalışma şeklini ifade edecektir.

Yoğunlaştırıcıda hava, buharlaştırıcının aksine ısınır, bu nedenle nem yoğuşması meydana gelmez, havanın ısı kazancı sadece duyulur olarak gerçekleşir.

Yoğunlaştırıcının bir kısmında buharlaştırıcının aksine soğutucu akışkan sıcaklığında değişim meydana gelir. Kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan sabit basınçta doyma noktasına kadar soğur. Bu nedenle, yoğunlaştırıcı için logaritmik sıcaklık farkı tanımlanırken, daha hassas bir sonuç elde edebilmek için yoğunlaştırıcıda ısı transferinin iki kısımda meydana geldiği kabulü yapılabilir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Soğutucu akışkan doyma sıcaklığından dolayı oluşan yoğunlaştırıcıdaki ısı transfer bölümleri

Yoğunlaştırıcının ısıtma kapasitesi bu iki kısımda gerçekleşen ısı transferinin toplamı olarak ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_y = \dot{Q}_{y1} + \dot{Q}_{y2} \quad (3.11)$$

Yoğunlaştırıcının ilk kısmındaki ısıtma kapasitesi aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$\dot{Q}_{y1} = \dot{m}_r(h_{r2} - h_{r2g}) \quad (3.12)$$

Burada, h_{r2} yoğunlaştırıcıya kızgın buhar halinde giren soğutucu akışkanın entalpisidir, h_{r2g} yoğunlaştırıcıda doymuş buhar halindeki soğutucu akışkanın entalpisidir.

Yoğunlaştırıcıda, hava-soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi nedeniyle, soğutucu akışkanın yoğuşmaya başladığı ana karşılık gelen bir değiştirilmiş yoğunlaştırıcı giriş hava sıcaklığı değeri aşağıdaki eşitlikle tanımlanabilir.

$$T_{hyg'} = T_{hyg} + \frac{\dot{m}_r(h_{r2} - h_{r2g})}{\dot{m}_{hy} \cdot c_{ph}} \quad (3.13)$$

Bu durumda, yoğunlaştırıcının ilk kısmı için logaritmik ortalama sıcaklık farkı değeri, sıcaklık yöntemi ile şu şekilde tanımlanır.

$$\Delta T_{lmy1} = \frac{(T_{r2}-T_{hyg})-(T_{r2g}-T_{hyg'})}{\ln \frac{(T_{r2}-T_{hyg})}{(T_{r2g}-T_{hyg'})}} \quad (3.14)$$

Burada, T_{hyg} yoğunlaştırıcı giriş hava sıcaklığı, T_{r2} soğutucu akışkan yoğunlaştırıcı giriş sıcaklığı, T_{r2g} soğutucu akışkan yoğunlaştırıcı yoğunlaşma sıcaklığı, $T_{hyg'}$ değiştirilmiş yoğunlaştırıcı giriş hava sıcaklığıdır.

Yoğunlaştırıcının ikinci kısmındaki ısıtma kapasitesi aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$\dot{Q}_{y2} = \dot{m}_r(h_{r2g} - h_{r3}) \quad (3.15)$$

Burada, h_{r3} yoğunlaştırıcıdan çıkan doymuş sıvı halindeki soğutucu akışkanın entalpisidir.

Yoğunlaştırıcının ikinci kısmındaki ortalama logaritmik sıcaklık farkı, sıcaklık yöntemi ile aşağıdaki eşitlikle bulunur.

$$\Delta T_{lmy2} = \frac{(T_{hyg'}-T_{r2g})-(T_{hyç}-T_{r2g})}{\ln \frac{(T_{hyg'}-T_{r2g})}{(T_{hyç}-T_{r2g})}} \quad (3.16)$$

Eğer, yoğunlaştırıcıdaki ısı transferinin hepsi ikinci kısımda gerçekleşiyor varsayılsaydı, herhangi bir n ortam koşu için, ikinci kısımdaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ısı kapasitesi yöntemi ile aşağıdaki eşitlikle bulunurdu.

$$\frac{\Delta T_{lmy2}|_n}{\Delta T_{lmy2}|_0} = \frac{\dot{Q}_y|_n}{\dot{Q}_y|_0} \quad (3.17)$$

Diğer taraftan, yoğunlaştırıcıda, ikinci kısım, ısı transferinin çoğundan sorumlu olmasına rağmen, ikinci kısımdaki ısı transferinin toplam ısı transferine oranı dikkate alınırsa, Eşitlik 3.15 aşağıdaki eşitliklere dönüşür.

$$\frac{\Delta T_{lmy2}|_n}{\Delta T_{lmy2}|_0} = \frac{\dot{Q}_{y2}|_n}{\dot{Q}_{y2}|_0} \cdot \frac{A_{y2}|_0}{A_{y2}|_n} \quad (3.18)$$

$$\Delta T_{lmy2}|_n = \Delta T_{lmy2}|_0 \cdot \frac{\dot{Q}_{y2}|_n}{\dot{Q}_{y2}|_0} \cdot \frac{A_{y2}|_0}{A_{y2}|_n} \cdot \frac{\dot{Q}_y|_0}{\dot{Q}_y|_n} \quad (3.19)$$

İkinci bölümdeki logaritmik ortalama sıcaklık farkını ısı kapasitesi yöntemi ile belirlemek için referans (0) ve herhangi bir (n) ortam koşulu için A_{y2}/A_y ve $\dot{Q}_{y2}/\dot{Q}_y$ oranları tanımlanmalıdır.

İkinci bölümdeki ısıtma kapasitesinin, yoğunlaştırıcı toplam ısıtma kapasitesine oranı $\dot{Q}_{y2}/\dot{Q}_y$ aşağıdaki eşitlikle belirlenir.

$$\frac{\dot{Q}_{y2}}{\dot{Q}_y} = \frac{h_{r2g}-h_{r3}}{h_{r2}-h_{r3}} \quad (3.20)$$

İkinci bölümdeki ısı transfer alanının yoğunlaştırıcıdaki toplam ısı transfer alanına oranı aşağıdaki eşitliklerle belirlenir.

$$\frac{A_{y2}}{A_y} = \frac{A_{y2}}{A_{y1}+A_{y2}} \quad (3.21)$$

$$\frac{A_{y2}}{A_y} = \frac{A_{y2}}{A_{y1}} / (1 + \frac{A_{y2}}{A_{y1}}) \quad (3.22)$$

Yoğunlaştırıcının her iki kısmında akan havanın debisi ve hızı aynı olacağı için, ısı transfer katsayısının U_y değişmediği kabul edilebilir, bu durumda A_{y2}/A_{y1} oranı belirtilen koşullarda hava ve soğutucu akışkanın sıcaklığı ve soğutucu akışkanın entalpisine bağlı olarak aşağıdaki eşitliklerle bulunabilir.

$$\frac{A_{y2}}{A_{y1}} = \frac{\dot{Q}_{y2}}{\dot{Q}_{y1}} \cdot \frac{\Delta T_{lmy1}}{\Delta T_{lmy2}} \quad (3.23)$$

$$\frac{A_{y2}}{A_{y1}} = \frac{h_{r2g}-h_{r3}}{h_{r2}-h_{r2g}} \cdot \frac{(T_{r2}-T_{hyg})-(T_{r2g}-T_{hyg'})}{\ln \frac{(T_{r2}-T_{hyg})}{(T_{r2g}-T_{hyg'})}} / \frac{(T_{hyg'}-T_{r2g})-(T_{hyg}-T_{r2g})}{\ln \frac{(T_{hyg'}-T_{r2g})}{(T_{hyg}-T_{r2g})}} \quad (3.24)$$

Bu sayede, her hangi bir n koşulunda, yoğunlaştırıcı ikinci kısmı için ortalama logaritmik sıcaklık farkı değeri, ısıtma kapasitesi yöntemi ile Eşitlik 3.19'de Eşitlik 3.20, Eşitlik 3.22 ve Eşitlik 3.24'den elde edilen değerler kullanılarak bulunur.

3.1.2. Matematiksel Çözümleme

HKIP elemanlarındaki soğutucu akışkan ve hava özelliklerini veren teorik eşitlikler Bölüm 3.1.1'de belirlenmiştir. Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcıdaki logaritmik sıcaklık farkları, sıcaklık yöntemi ile hava ve soğutucu akışkan sıcaklıklarına bağlı olarak ve ısıtma kapasitesi yöntemi ile referans koşullarına göre ısıtma kapasitelerindeki değişime bağlı olarak tanımlanmıştır. Her iki yöntemle hesaplanan değerleri eşitleyen soğutucu akışkan ve hava özellikleri, MS Excel 'de Solver eklentisi kullanılarak iteratif olarak hesaplanmıştır. Soğutucu akışkan ve havanın termodinamik özellikleri ise MS Excel'de COOLPROP eklentisi ile tespit edilmiştir.

Isı pompasının performans ölçütü olarak performans etkinlik katsayısı (COP) değeri aşağıdaki eşitlikle hesaplanır.

$$COP = \frac{\text{Yoğunlaştırıcıdan atılan ısı}}{\text{Kompresör ve fanların toplam giriş gücü}} = \frac{\dot{Q}_y}{\dot{W}_{kg} + \dot{W}_F} \quad (3.25)$$

Kompresör giriş gücü şu şekilde tanımlanabilir.

$$\dot{W}_{kg} = \frac{\dot{W}_{kç}}{\eta_{ke}} \quad (3.26)$$

Burada, $\dot{W}_{kç}$ soğutucu akışkana aktarılan kompresör çıkış gücü, η_{ke} elektrik motorunun yük oranı ile değişen kompresörün elektriksel verimidir, tam yükte bir elektrik motorunun verimi 0,8 kabul edilebilir (Lu 2016). Modern klimaların inverter tahrikli kompresörleri, yük oranı değişimi nedeniyle elektrik motorunun verim kaybını büyük ölçüde azaltır, ancak bu kayıp yine de aşağıda verilen formülle modele eklenebilir.

$$\eta_{ke} = (0,2 \cdot \ln(YO) + 1) \cdot \eta_{ke}|_{tam\ yük} \quad (3.27)$$

Burada YO, kompresörün yük oranıdır ve n koşulundaki kompresör çıkış gücünün, tam yükteki kompresör çıkış gücüne oranı olarak tanımlanır.

$$YO = \frac{\dot{W}_{kç}|_n}{\dot{W}_{kç}|_{tam\ yük}} \quad (3.28)$$

Modelin kurulabilmesi için referans bir klimanın tek ortam koşulunda gerekli çalışma değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Gerekli giriş parametreleri ve seçilen referans klimanın EN 14511 standartlarında yapılan testlerine ait üretici firma katalog verileri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

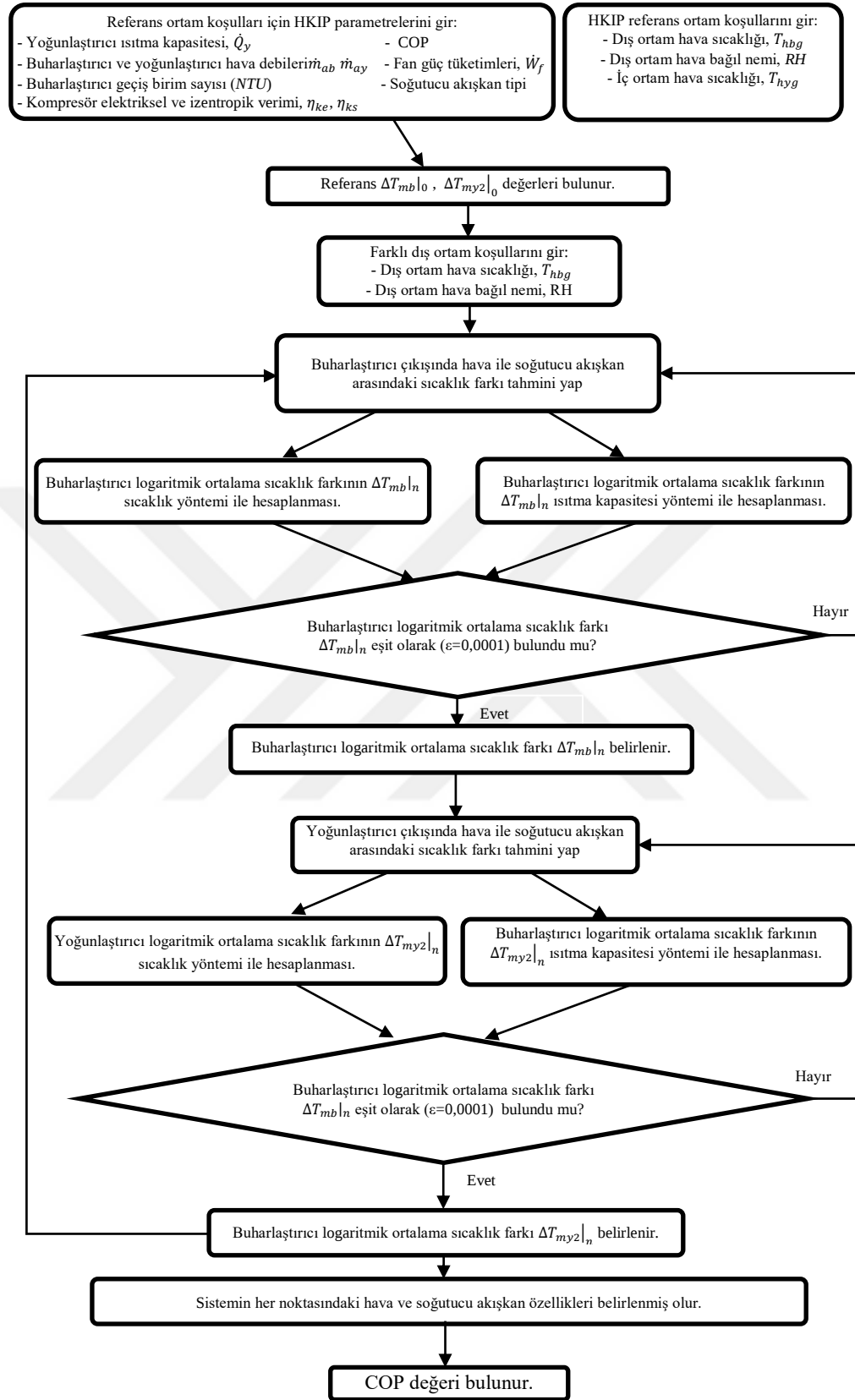
COP değişim oranı (COP_{oran}), EN 14511 standartları katalog verilerine kıyasla ortam koşullarına göre COP değerinin ne kadar değiştiğini gösteren bir terim olarak tanımlanmıştır. Bu sayede model sonuçlarının orantılı olarak elde edilmesi ve benzer özelliklere sahip diğer klimalar için de kullanılabilir olması hedeflenmiştir.

$$COP_{oran} = \frac{COP}{COP_{katalog}} \quad (3.29)$$

Çizelge 3.1. Gerekli giriş parametreleri ve referans HKIP verileri (Daikin 2021a, b).

Referans HKIP'nın giriş parametreleri	Daikin Model C FTXS35G2V1B RXS35G2V1B
Gerekli	(Referans)
1. Dış ortam havası bağıl nemi, RH	0.2
2. Dış ortam havası sıcaklığı, T_{hbg}	7 °C
3. İç ortam havası sıcaklığı, T_{hyg}	20 °C
4. Soğutucu akışkan tipi	R410A
5. Fanların elektrik tüketimleri, $\dot{W}_f$	50 W + 23 W
6. Kompresör isentropik verimi, η_{ks}	0,85
7. Kompresör elektrik verimi, η_{ke}	0,80
Birisi gerekli	
6.(a) Buharlaştırıcı çıkış hava sıcaklığı, $T_{hbç}$	
6.(b) Buharlaştırıcı hava debisi, $\dot{m}_{hb}$	30,2 m ³ /s
Birisi gerekli	
7.(a) Toplam giriş gücü, $\dot{W}_T$	
7.(b) COP	4,17
Birisi gerekli	
8.(a) Buharlaştırıcı soğutucu akışkan sıcaklığı, T_{r3}	
8.(b) Buharlaştırıcı ortalama sıcaklık farkı, ΔT_{mb}	
8.(c) Buharlaştırıcı geçiş birimi sayısı, NTU	2
İkisi gerekli	
9.(a) Yoğunlaştırıcı çıkış hava sıcaklığı, $T_{hyç}$	
9.(b) Yoğunlaştırıcı hava debisi, $\dot{m}_{hy}$	12 m ³ /s
9.(c) Yoğunlaştırıcı ısıtma kapasitesi, $\dot{Q}_y$	4000W Kompresör tam yükte

Model, COOLPROP eklentisini kullanarak tüm bileşenlerdeki havanın ve soğutucu akışkan R410a'nın hallerini, verilen gerekli referans HKIP giriş parametreleriyle hesaplamaya başlar. Bu sayede, referans koşul için buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı logaritmik ortalama sıcaklık farkları belirlenir. Bilinen bir çalışma moduna sahip diğer herhangi bir ortam koşulu için, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı çıkışındaki soğutucu akışkan ve hava arasındaki sıcaklık farkı tahmini yapılır ve MS Excel Solver eklentisi ile logaritmik sıcaklık farkları sıcaklık ve ısı kapasitesi yöntemleri ile bulunan değerler eşit olana kadar matematiksel çözümleme tekrar edilir. Sonuçta sistemin her noktasındaki hava ve soğutucu akışkan özellikleri ve HKIP'nın COP değeri verilen ortam koşulu için belirlenmiş olur. Teorik modelin matematiksel çözüm prosedürü Şekil 3.4'te verilmiştir.



Şekil 3.4. Teorik modelin matematiksel çözüm prosedürü

3.1.3. Modelin doğrulaması

Geliştirilen model, HKIP'nın her hangi bir referans çalışma koşulundaki parametrelerinin bilinmesi durumunda, dış ortam sıcaklığının ve bağıl nemin değişimine bağlı olarak COP değerindeki değişimin belirlenmesine imkân tanımaktadır. Literatürde ortam bağıl neminin COP üzerindeki etkisine ilişkin deneysel veri eksikliği söz konusudur. Öte yandan, çoğu üreticinin deneysel veri katalogları, dış ortam sıcaklığına dayalı COP değerlerini vermektedir.

Daha önce model doğrulaması için literatürde de kullanılan aynı üreticiye ait dört farklı kapasiteli klimanın üretici firma deney verileri, modelin belirlediği dış ortam sıcaklığı etkisini doğrulamak için kullanılmıştır (Ala vd. 2019). Bu dört farklı klimanın matematiksel modelleri Çizelge 3.2'de verilen girdi parametreleri kullanılarak her biri için ayrı ayrı oluşturulmuştur.

Çizelge 3.2. Model doğrulamada kullanılan HKIP'larının giriş parametreleri (Daikin 2021a, b)

HKIP'nın giriş parametreleri	Model A FTXS20G2V1B RXS20G2V1B	Model B FTXS25G2V1 RXS25G2V1B	Model C (Ref) FTXS35G2V1B RXS35G2V1B	Model D FTX50GV1B RX50G2V1
Dış ortam havası bağıl nemi	0.2	0.2	0.2	0.2
Dış ortam havası sıcaklığı	7 °C	7 °C	7 °C	7 °C
İç ortam havası sıcaklığı	20 °C	20 °C	20 °C	20 °C
Soğutucu akışkan tipi	R410A	R410A	R410A	R410A
Fanların elektrik tüketimleri	50 W + 23 W	50 W + 23 W	50 W + 23 W	140W + 53W
Buharlaştırıcı hava debisi	24.6 m ³ /s	22.6 m ³ /s	30.2 m ³ /s	43.1 m ³ /s
COP	4.29	4.53	4.17	3.63
Buharlaştırıcı geçiş birimi sayısı (NTU)	2	2	2	2
Yoğunlaştırıcı hava debisi	9.9 m ³ /s	12 m ³ /s	12 m ³ /s	14 m ³ /s
Yoğunlaştırıcı ısıtma kapasitesi	2700W	3400W	4000W	5800W

Bu dört klimanın çeşitli dış ortam sıcaklığına bağlı olarak COP değerlerini veren üretici verileri, model tarafından hesaplanan COP değerleri ile karşılaştırılmıştır. Modeli doğrulamak için mutlak yüzde hatalar Çizelge 3.3'de verilmiştir. Bu klimalardan Model C, referans HKIP modeli olarak alınmış ve bu çalışmanın sonuçlar bölümündeki veriler bu referans için geliştirilen model ile elde edilmiştir.

Referans HKIP'nın girdi parametreleriyle geliştirilen modelin belirlediği COP değerleri, üretici deney verileriyle ortalama %1,53 mutlak yüzde hatasıyla uyumluluk göstermektedir. Üretici deney verilerinden en büyük sapma, HKIP'nın en soğuk çalışma noktasına karşılık gelen -10°C dış hava sıcaklığında, %4,23 mutlak yüzde hata ile görülmektedir. Öte yandan, ortalama çalışma koşullarında mutlak yüzde hata %1,82'nin altındadır, bu da modelin referans Model C HKIP için yüksek doğruluğa sahip olduğunu göstermektedir. Diğer HKIP modelleri arasında en yüksek mutlak yüzde hata, Model D HKIP'nda -10°C dış ortam sıcaklığında %6,39 olarak görülmektedir, ortalama mutlak yüzde hata ise nispeten düşük olan %2,29 olarak hesaplanmıştır ki bu değerler modelin doğruluğu için hala makul olarak kabul edilebilir.

Çizelge 3.3. Model sonuçlarının üretici deney verileri ile karşılaştırılması

HKIP modeli	(İç ortam sıcaklığı 20 °C)	Dış ortam sıcaklığı				
		-10 °C	-5 °C	0 °C	7 °C	10 °C
Model A	Isıtma kapasitesi	1.72 kW	2.03 kW	2.33 kW	2.70 kW	2.94 kW
	COP (üretici verisi)	3.13	3.56	3.88	4.29	4.52
FTXS20G2V1B	COP (model)	3.19	3.49	3.81	4.29	4.48
RXS20G2V1B	Mutlak yüzde hata	1.92%	1.97%	1.80%	0%	0.88%
Model B	Isıtma kapasitesi	2.17 kW	2.56 kW	2.94 kW	3.40 kW	3.71 kW
	COP (üretici verisi)	3.34	3.76	4.14	4.53	4.82
FTXS25G2V1B	COP (model)	3.34	3.67	4.00	4.53	4.74
RXS25G2V1B	Mutlak yüzde hata	0%	2.39%	3.38%	0%	1.66%
Model C (Reference)	Isıtma kapasitesi	2.55 kW	3.01 kW	3.46 kW	4.00 kW	4.36 kW
	COP (üretici verisi)	3.07	3.46	3.8	4.17	4.40
FTXS35G2V1B	COP (model)	3.20	3.47	3.75	4.17	4.32
RXS35G2V1B	Mutlak yüzde hata	4.23%	0.29%	1.32%	0%	1.82%
Model D	Isıtma kapasitesi	3.70 kW	4.36 kW	5.01 kW	5.80 kW	6.32 kW
	COP (üretici verisi)	2.66	2.99	3.30	3.63	3.83
FTX50GV1B	COP (model)	2.83	3.07	3.29	3.63	3.75
RX50G2V1	Mutlak yüzde hata	6.39%	2.68%	0.30%	0%	2.09%

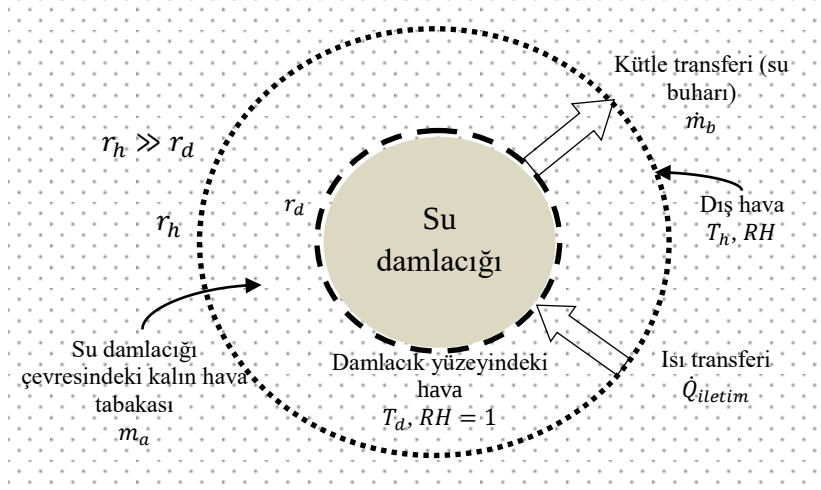
3.2. Hava akımının pülverize su ile koşullandırılması

Buharlaştırıcı giriş havası, suyun pülverize edilerek damlacıklar halinde eklenmesi ile de koşullandırılabilir. Su damlacığı ile hava arasındaki sıcaklık farkından kaynaklanan ısı transferi ve su buharının konsantrasyon farkından kaynaklanan kütle transferi sonucunda hava akımının sıcaklığı ve bağıl nemi zamana bağlı olarak değişecektir.

Bu bölümde, alt başlıklar halinde, hava-su damlacığı karışımından oluşan hava akımında, hava ve damlacık arasındaki ısı ve kütle transferleri teorik olarak modellendikten sonra, model sayısal olarak çözümlenmiş, geliştirilen deney düzeneği ile elde edilen sonuçlar model sonuçları ile karşılaştırılarak modelin doğrulaması yapılmıştır.

3.2.1. Teorik model

Hava akımında su damlacığının buharlaşması kütle ve enerji dengesi yasalarına göre gerçekleşir. Su damlacığının hava ile karıştığı hızda sürüklenmeye başladığı varsayılırsa, Şekil 3.5'de gösterildiği gibi ısı ve kütle transferlerinin sırasıyla iletim ve difüzyon yoluyla gerçekleştiği kabul edilebilir.



Şekil 3.5. Su damlacığının buharlaşması sırasında ısı ve kütle transferi

Damlacığı çevreleyen kalın bir küresel hava tabakasının varlığı, damlacık ile hava arasındaki ısı ve kütle transferini tanımlayabilmek için kabul edilmiştir. Hava tabakasının damlacık tarafının su buharına doymuş olduğu ve damlacık sıcaklığında olduğu varsayılırken, çevreleyen hava tarafının hava sıcaklığında ve havanın bağıl neminde olduğu varsayılmıştır.

Bu durumda, damlacığın kütle dengesi şu eşitlikle ifade edilebilir,

$$\frac{d(m_d)}{dt} = \dot{m}_b \quad (3.30)$$

Burada m_d su damlacığının kütlesi, $\dot{m}_b$ damlacığın buharlaşma hızıdır.

Su damlacığının hava ile aynı hızda sürüklenmesi durumunda, buharlaşmanın difüzyonla gerçekleştiği kabul edilebilir, bu nedenle Fick'in difüzyon yasası damlaya uygulanabilir ve yüzey ile hava arasındaki kalın küresel tabaka ($r_h \gg r_d$) dikkate alınarak buharlaşma hızı aşağıdaki eşitliklerle tanımlanabilir,

$$\dot{m}_b = D_s 4\pi \rho_a r_d r_h \frac{c_d - c_h}{r_h - r_d} \quad (3.31)$$

$$\dot{m}_b = D_s 2\pi \rho_a d_d (c_d - c_h) \quad (3.32)$$

Burada D_s havadaki su buharının difüzyon katsayısıdır, c_d ve c_h damlacık yüzeyinde ve damlacık yüzeyinden uzakta havadaki su buharının kütle konsantrasyonudur ve d_d su damlacığının çapıdır.

Hava-su karışımının bir su damlacığından ve her bir damlacığı çevreleyen havadan oluştuğu varsayılırsa, ilk anda hava-su karışımındaki damlacık başına düşen hava kütlesi m_{hi} , hava-su kütle karışım oranı ve damlacıkların ilk kütlesi m_{di} ile belirlenebilir. Hava-su kütle karışım oranı $\dot{m}_{oran}$, havanın kütleli debisinin, havaya eklenen su damlacıklarının kütleli debisine oranı olarak tanımlanmıştır.

$$\dot{m}_{oran} = \dot{m}_h / \dot{m}_s \quad (3.33)$$

$$m_{hi} = m_{di}\dot{m}_{oran} \quad (3.34)$$

Havanın kütlesindeki değişim sadece buharlaşma ile meydana geldiğinden, su damlasını çevreleyen havanın kütle dengesi şu eşitlikle ifade edilebilir;

$$\frac{d(m_h)}{dt} = \dot{m}_b \quad (3.35)$$

Burada m_h , hava-su karışımındaki damla başına hava kütlesidir.

Damlacıkların buharlaşmasıyla havadaki su buharının kütlesindeki artış aşağıdaki eşitlikle tanımlanabilir,

$$\frac{d(m_h c_h / \rho_h)}{dt} = \dot{m}_b \quad (3.36)$$

Damlacıkların enerji dengesi aşağıdaki eşitlikle tanımlanabilir,

$$\dot{Q}_{ilet} - \dot{E}_{buhar} = \frac{d(m_d h_d)}{dt} \quad (3.37)$$

Burada $\dot{Q}_{ilet}$, sıcaklık farkından dolayı havadan damlacıklara olan iletimle ısı aktarımıdır, $\dot{E}_{buhar}$ kütle transferi ile taşınan enerjidir, m_d su damlacığının kütlesi ve h_d su damlacığının entalpisidir.

Sıcaklık farkı nedeniyle damlacıktan havaya gerçekleşen ısı transferi, damlacığı çevreleyen küresel tabakadaki iletimle ısı transferi olarak aşağıdaki eşitlikle tanımlanabilir,

$$\dot{Q}_{ilet} = 2\pi d_a k_h (T_h - T_d) \quad (3.38)$$

Burada, k_h damlacığı çevreleyen havanın ısı iletim katsayısı, T_h damlacığı çevreleyen havanın sıcaklığı, T_d damlacığın sıcaklığıdır.

Kütle transferiyle ısı transferi buharlaşma ile gerçekleşir ve aşağıdaki eşitlikle tanımlanabilir,

$$\dot{E}_{buhar} = \dot{m}_b h_{dg} \quad (3.39)$$

Burada, h_{dg} damlacık sıcaklığındaki doymuş su buharının entalpisidir.

Su damlacıklarını çevreleyen havanın enerji dengesi şu eşitlikle tanımlanabilir,

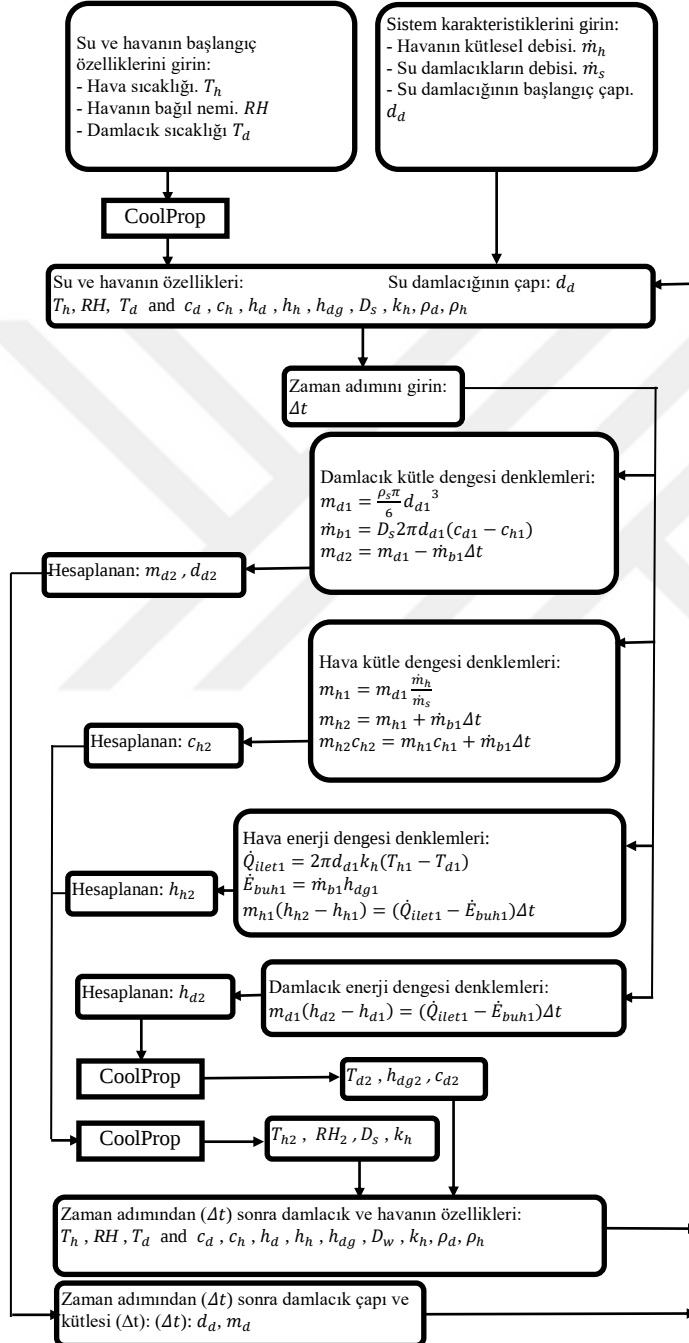
$$\dot{E}_{buhar} - \dot{Q}_{ilet} = \frac{d(m_h h_h)}{dt} \quad (3.40)$$

Burada h_h damlacığı çevreleyen havanın entalpisidir.

3.2.2. Sayısal Çözümleme

Su damlacığının ve onu çevreleyen havanın enerji ve kütle dengesinin diferansiyel denklemleri “MS-EXCEL” yazılımı ile açık yöntem kullanılarak sayısal

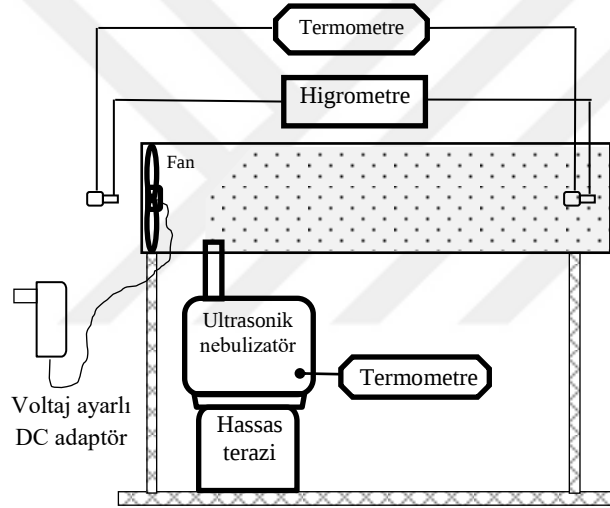
olarak çözülmüştür. Her bir başlangıç koşulu için, süreci 1000 adımda dengeleyebilecek zaman adımları deneme yanılma ile belirlenmiştir. Her zaman adımında hava ve su damlasının özelliklerini belirlemek için MS Excel içinde “COOLPROP” eklentisi kullanılmış, bu sayede girdi parametrelerine bağlı olarak süreç boyunca çıktı özelliklerinin değişimi tespit edilmiştir. Sayısal modelin çözüm prosedürünün akış şeması Şekil 3.6'da verilmiştir.



Şekil 3.6. Sayısal modelin çözüm prosedürünün akış şeması

3.2.3. Deney düzeneği ve model doğrulaması

Sayısal modeli doğrulamak için oluşturulan deney düzeneğinin şematik görünümü Şekil 3.7'de gösterilmektedir. Deney düzeneği, 30 μm çapında damlacıklar üreten bir nebulizatör, 50 cm uzunluğunda ve 11 cm çapında şeffaf plastik bir boru, boru girişine yerleştirilmiş bir DC fan ve fan hızını değiştirmek için voltaj ayarlı bir DC adaptöründen oluşmaktadır. Nebulizatörün altına ± 1 g hassasiyetle hassas terazi yerleştirilmiş, 15 dakika (t_b) çalışmadan sonra oluşan ağırlık azalışı ölçülerek nebulizatörün kütleli debisi belirlenmiştir. Nebulizatörün kütleli debisi, kademe ayar düğmesi ile ayarlanabilmektedir, ancak su sıcaklığı da kütleli debiyi önemli ölçüde etkilediğinden her deney için ölçümler tekrarlanmıştır. Plastik borunun giriş ve çıkışına ± 0.01 hassasiyetle higrometreler ve ± 0.1 °C hassasiyetle K tipi termokupllar takılmıştır. Nebulizatördeki su sıcaklığı aynı tip bir termokupl ile ölçülmüştür. Borudaki hava akış hızı, çıkışta bir anemometre ile $\pm 0,1$ m/s hassasiyetle ölçülmüş ve hız ve boru çapından havanın kütle akış hızı hesaplanmıştır. Proses süresi (t_p) borunun uzunluğunun hava hızına bölünmesiyle bulunmuştur.



(a)



(b)

Şekil 3.7. Deney düzeneğinin görünümü **a)** Şematik; **b)** Gerçek

Geliştirilen deney düzeneğinde, hava kütleli debisinin 0,0058-0,0175 kg/s aralığında, nebulizatör su kütleli debisinin 0,0290-0,0779 g/s aralığında, giriş havası sıcaklığının 5,8°C-20,8°C aralığında, giriş havası bağıl neminin 0,24-0,78 aralığında ve nebulizatör su sıcaklığının 17,1°C-40,4°C aralığında olduğu toplam 27 farklı koşulda yapılan deneylerin sonuçları ile, sayısal modelin sonuçları karşılaştırılarak modelin doğrulaması sağlanmıştır. Model tarafından belirlenen boru çıkışındaki havanın sıcaklığı ve bağıl nemi, sırasıyla 0,925 ve 0,827 belirleme katsayıları (R^2) ile deney sonuçlarıyla uyumluluk göstermektedir. Belirtilen koşullar altında bazı deney sonuçları ve model sonuçları Çizelge 3.4'de verilmiştir.

Çizelge 3.4. Belirtilen farklı koşullar için deney sonuçları ve model sonuçları

Deney koşulları (Aralıklar: $\dot{m}_{oran}$: 75-603, T_{hi} :5,8-20,8°C, RH_i :0,24-0,74, T_{di} :14,9-40,4°C)						Model sonuçları	Deney sonuçları		
$\dot{m}_{hava}$ (kg/s)	$\dot{m}_{su}$ (g/s)	$\dot{m}_{oran}$ (kg/kg)	T_{hg} (°C)	RH_g	T_{dg} (°C)	T_{hs} (°C)	RH_{ζ}	$T_{h\zeta}$ (°C)	RH_{ζ}
0.0175	0.0593	295	20.8	0.41	40.4	18.4	0.56	19.5	0.51
0.0058	0.0513	114	20.8	0.41	38.1	13.7	0.94	14.5	0.86
0.0175	0.0290	603	20.8	0.41	21.3	19.5	0.48	21.3	0.44
0.0175	0.0290	603	19.8	0.73	21.3	19.3	0.77	21.1	0.69
0.0058	0.0290	200	19.7	0.74	21.9	17.2	0.95	18.2	0.87
0.0175	0.0421	415	12.3	0.35	17.1	10.8	0.47	11.2	0.44
0.0058	0.0421	138	12.3	0.35	17.1	5.9	0.80	6.3	0.73
0.0175	0.0421	415	12.8	0.72	17.1	12.2	0.78	12.2	0.77
0.0058	0.0419	139	12.8	0.73	17.2	10.4	0.97	10.5	0.96
0.0175	0.0779	224	5.8	0.24	14.9	3.4	0.42	3.6	0.41
0.0058	0.0779	75	5.8	0.24	14.9	0.6	0.69	1.2	0.64

Girdi parametrelerinin değerlerindeki belirsizliğin model çıktı varyansı üzerindeki etkisi, her seferinde bir faktör (OFAT) duyarlılık analizi ile belirlendi. Çıktı varyansının girdi varyansına oranını veren duyarlılık katsayıları, girdi veri aralıklarının belirsizlikler olarak alınması ile hesaplanmıştır. Sonuçlar Çizelge 3.5'de gösterilmektedir.

Çizelge 3.5. Belirsizlik ve duyarlılık analizi

Ölçülen girdiler ve belirsizlikleri						Hesaplanan girdiler				Model sonuçları	Deney sonuçları		
V_h (m/s)	m_s (g)	t_d (s)	T_{hg} (°C)	RH_g	T_{dg} (°C)	$\dot{m}_h$ (g/s)	$\dot{m}_s$ (g/s)	$\dot{m}_{oran}$ (kg/kg)	t_p (s)	$T_{h\zeta}$ (°C)	RH_{ζ}	$T_{h\zeta}$ (°C)	RH_{ζ}
1 ±0.1	54 ±1	900 ±5	20.0 ±0.1	0.50 ±0.01	20.0 ±0.1	11.642 ±1.164	0.06 ±0.0011	194 ±24	0.55 +0.61	16.1 +0.6	0.77 +0.05	16.6 ±0.1	0.73 ±0.01
Hava sıcaklığı çıkış verisi için hassasiyet katsayıları										-0.50	-0.7	-0.05	
4.459	0.048	0.002	0.881	8.128	0.008								
Bağıl nem RH çıkış verisi için hassasiyet katsayıları													
0.374	0.004	0.0002	0.0005	0.575	0.00005								

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Güneş enerjisinin hava ısı kaynağına eklenerek hava kaynaklı ısı pompasını desteklemesi durumunu incelemek için iki matematiksel model geliştirilmiştir. Bölüm 3.1’de geliştirilen ve üretici deney verileri ile doğrulanan model, HKIP’nın buharlaştırıcı giriş havasının sıcaklık ve bağıl nem özelliklerinin değişiminin performansı ne ölçüde etkilediğini belirleyebilmektedir. Bölüm 3.2’de ise, güneş enerjisinin duyulur olarak havaya aktarılması yerine, ısıtılan suyun pülverize edilerek damlacıklar halinde havaya aktarılması durumunda, havanın sıcaklık ve bağıl nem açısından nasıl koşullanacağı, deney sonuçları ile doğrulanan model ile belirlenmiştir. Her iki modele ait bulgular, bu bölümde alt başlıklar altında verilmiş ve tartışılmıştır.

4.1. Koşullandırılan havanın HKIP performansına etkisi

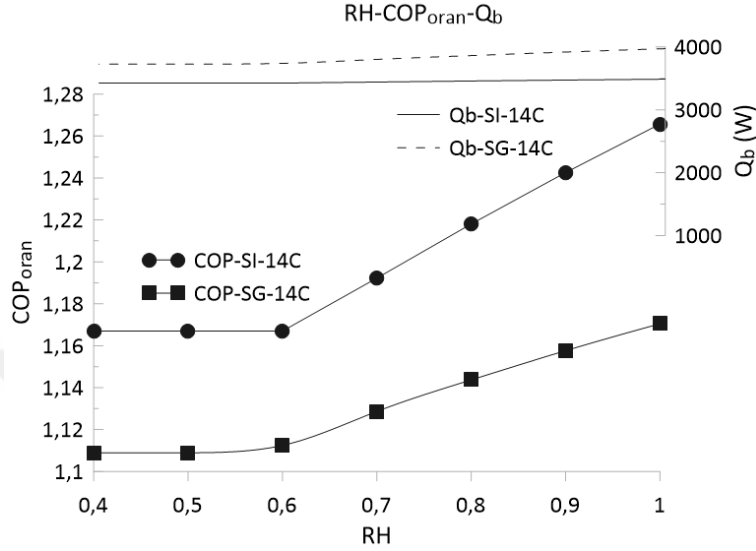
Bu çalışmada geliştirilen ve üretici firma deneysel verileri ile doğrulanan matematiksel model, HKIP’nın COP değerini dış ortam hava şartlarına, iç ortam hava sıcaklığına ve ısı pompasının çalışma parametrelerine göre belirleme kapasitesine sahiptir. Bu çalışmanın temel amacı, HKIP’nın buharlaştırıcı giriş havasının güneş enerjisi ile sıcaklık ve bağıl nem açısından koşullandırılması durumunda COP değerinde gerçekleşecek olan değişimi belirlemek olduğundan, güneş enerjisi ile koşullandırılan buharlaştırıcı giriş havası, dış ortam havası olarak değerlendirilmiş ve iç ortamın 20°C sıcaklıkta kararlı durumda olduğu varsayılmıştır. HKIP’nın sabit ısıtma kapasitesinde ve sabit güçte çalışma durumları için sabit ısıtma (SI) ve sabit güç (SG) çalışma modları tanımlanmıştır. SI modunda yoğunlaştırıcı ısıtma kapasitesi 4 kW referans değerinde sabit tutulmuştur, SG modunda ise kompresör her koşulda tam yükte çalıştığı varsayılmıştır. Buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı fanlarının sağladığı hava debilerinin her iki modda da değişmediği ve en yüksek seviyede olduğu farz edilmiştir.

Buharlaştırıcı giriş havasının sıcaklık ve bağıl nem açısından koşullandırılmasının oluşturacağı performans değişimi, -10°C - 18°C sıcaklık ve 0-1,0 bağıl nem aralıklarında her iki çalışma modu için, geliştirilen model ile incelenmiş ve elde edilen bulgular grafiklerle açıklanmıştır. Ayrıca, buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığı ve bağıl nemine göre SI ve SG çalışma modlarının, kuru ve nemli hava şartlarında COP değişimlerini veren korelasyonlar tanımlanmış, model sonuçları ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

4.1.1. Buharlaştırıcı giriş hava şartlarının HKIP performansına etkisi

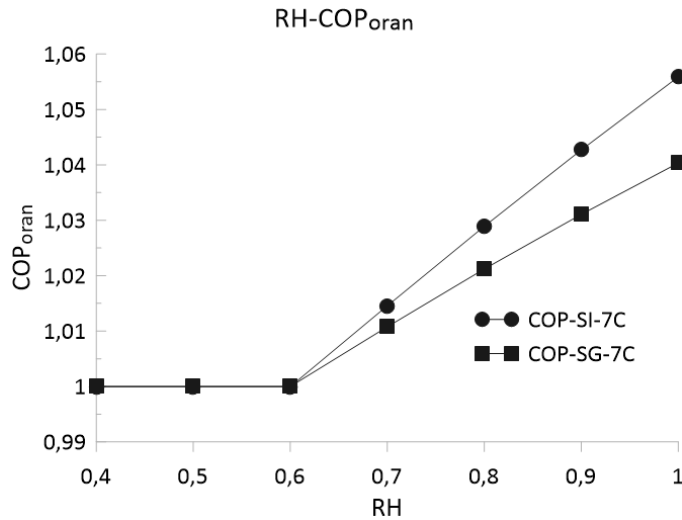
Nem atmosferik şartlarda, buharlaştırıcıdan geçerken soğuyan hava içerisinde yoğuşabilen tek gazdır, bu nedenle yoğuşmanın sağladığı yüksek gizli ısı COP değerini etkileyen bir faktör olarak dikkate alınmalıdır. Su buharının yoğuşması sırasında emilen gizli ısı nedeniyle havanın sıcaklık düşüşü çiy noktasına ulaştıktan sonra yavaşlayacak, bunun sonucunda buharlaştırıcıda soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığı yükselerek ısı pompasının COP değerini yükseltecektir. Havanın bağıl neminin artması çiy noktası sıcaklığını artırır ve bu durum soğuyan havanın sıcaklık düşüşünü sınırlandırır. Diğer taraftan, havanın sıcaklık düşüşü, düşük bağıl nem koşullarının getirdiği düşük çiy noktası sıcaklığına ulaşamazsa, su buharının yoğuşması gerçekleşmez. Bu durumda Şekil 4.1’de görüldüğü gibi bağıl nemin ısı pompası performansına katkısından da söz edilemez. Buharlaştırıcı giriş hava sıcaklığı 14 °C iken, SI ve SG modunda, nem bağıl

nem değeri 0,6'yı aştıktan sonra yoğunlaşma başlamakta ve COP değeri etkilenmektedir. SI modunda bağıl nemin 1,0 olması durumunda, COP değişim oranında 1,16'dan 1,27'ye %9 artış gerçekleşir. SG modunda bu artış, 1,11'den 1,16'ya %5 oranında gerçekleşir. Bunun nedeni, yükselen hava sıcaklığı ile artan buharlaştırıcı ısıtma kapasitesinin neme bağlı yoğunlaşmadan daha az fayda sağlanmasına yol açmasıdır.



Şekil 4.1. 14°C hava sıcaklığında bağıl neme bağlı COP değişim oranları ve buharlaştırıcı ısıtma kapasiteleri

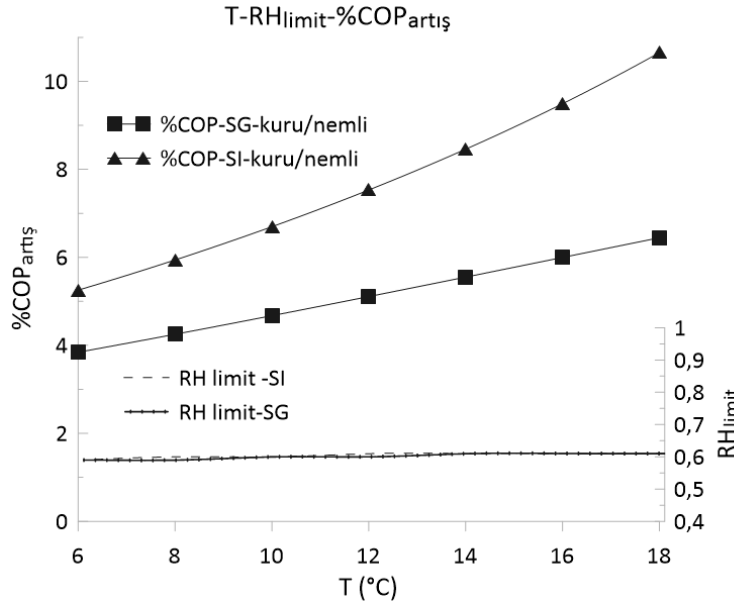
7°C referans koşullarında bağıl neme göre COP değişim oranı Şekil 4.2'de verilmiştir. SG modunda, bağıl nemin artmasıyla birlikte gelen buharlaştırıcı ısıtma kapasitesindeki artış nedeniyle bağıl neme bağlı performans artışı %4 ile SI modundan biraz daha düşük kaldığı görülmektedir. SI modunda bu artış yaklaşık %5,5'tir.



Şekil 4.2. 7°C hava sıcaklığında bağıl neme bağlı COP değişim oranları

Havanın buharlaştırıcıda çığ noktası sıcaklığına kadar soğuması durumunda hava içerisindeki nem yoğunlaşmaya başlar. Bu yoğunlaşma donma noktası altı sıcaklıklarda gerçekleşirse yoğunlaşan nem donarak ve buharlaştırıcıda buzlanmaya neden olur. Oluşan buz tabakaları, buharlaştırıcı kanatçıklarından geçen hava akışını bloke eder, ek termal direnç oluşturarak ısı transferini önler ve COP değerinin düşmesine neden olur (Chung vd. 2019). SI ve SG modlarında 6°C dış ortam sıcaklığında yoğunlaşmanın başladığı sınır bağıl nem değeri Şekil 4.3'te gösterildiği gibi 0,6 olarak belirlenmiştir. Bu durumda nem -1°C'de yoğunlaşarak donmaya neden olur. Bağıl nem değerinin 1,0'a yükselmesi durumunda, buzlanmaya neden olan hava sıcaklığı çığ noktası sıcaklığındaki yükselişe bağlı olarak 4°C'ye yükselir ve bir miktar korunma sağlanmış olur. Bu çalışmada, buzlanma üstü koşullar incelenmiştir. Buzlanma koşullarının altındaki performans değişiminin incelenebilmesi için, buz katmanlarının zamana bağlı büyümesini ve bunun hava akışı ve toplam termal iletkenlik üzerindeki etkisini içeren daha karmaşık bir modele ihtiyaç vardır.

Bağıl nemin performansa katkısı, ancak buharlaştırıcıda buzlanmanın oluşmadığı 6 °C'nin üzerindeki dış ortam sıcaklıklarında söz edilebilir. Havanın sınır bağıl nem değerinin altında olduğu kuru koşullardan tam nemli koşullara geçmesi durumunda COP değerindeki yüzde artışı, 6°C - 18°C hava sıcaklığı aralığında her iki çalışma modu için Şekil 4.3'de verilmiştir. Sonuçlar, havanın kurudan tam nemliye değişmesiyle sağlanan COP değerindeki yüzde artışının, SI modunda dış ortam sıcaklığı 6°C'den 18°C'ye yükseldiğinde %5,3'ten %10,7'ye yükseldiğini göstermektedir. Öte yandan, SG modunda buharlaştırıcı ısıtma kapasitesindeki artış nedeniyle, %3,8'den %6,4'e daha hafif bir yükseliş görülmektedir.



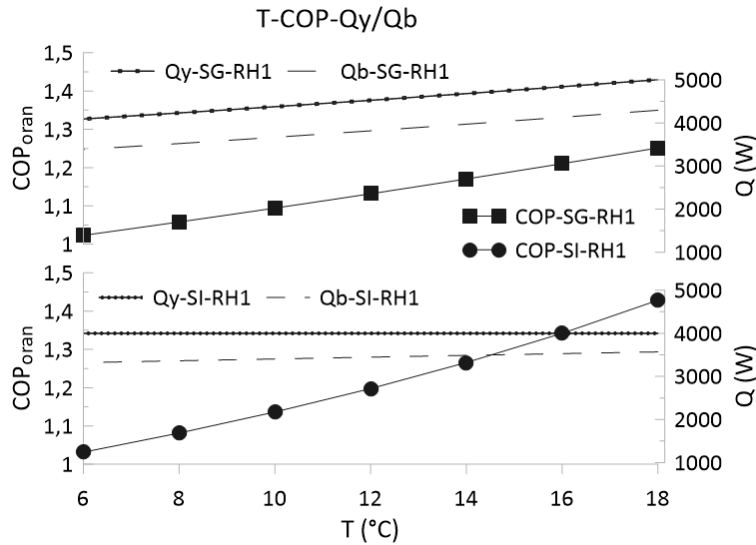
Şekil 4.3. Ortam sıcaklıklarına göre sınır bağıl nem değerleri ve havanın kurudan tam nemli hale geçmesiyle gerçekleşen %COP artışı

SI ve SG modları için tam nemli ve kuru hava koşullarında dış ortam sıcaklığına göre COP değişimleri incelenmiş ve sonuçlar sırasıyla Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'de gösterilmiştir. Modelin nemli ortam koşulları için sağlayabileceği sonuçlar sadece

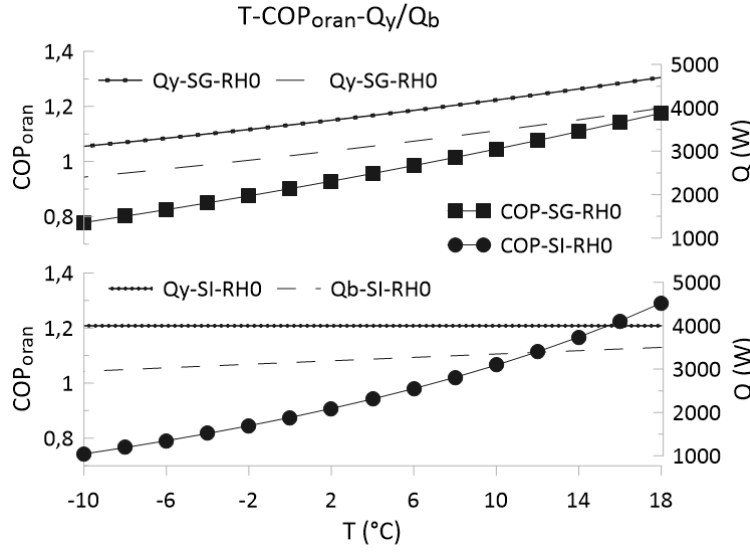
buharlaştırıcıda buzlanmanın olmadığı 6°C - 18°C sıcaklık aralığı için geçerlidir. Bağlı nemin sınır değerinin altında olduğu durumlarda, kuru koşullar hakimdir ve buzlanma meydana gelmez, bu da modeli 6°C 'nin altındaki ortam sıcaklıklarında uygulanabilir hale getirir. Sınır bağıl nem değeri, buharlaştırıcıda havadan çekilen ısıya ve içinden geçen havanın debisine bağlıdır. Bu nedenle ortam sıcaklığına ve çalışma moduna göre değişir. Buharlaştırıcı fan debisi sabit iken buharlaştırıcı ısıtma kapasitesindeki artış sınır bağıl nem değerinin düşmesine neden olur. SG modunda, ortam sıcaklığı 6°C 'den 10°C 'ye düştüğünde, buharlaştırıcı ısıtma kapasitesindeki düşüş nedeniyle sınır bağıl nem değeri 0,59'dan 0,62'ye kısmi bir yükseliş görülür. SI modunda ise 0,62'den 0,55'e küçük bir düşüş olur. Bu azalış ve yükselişler görüldüğü üzere oldukça sınırlı olduğundan, her iki mod için de 0,6 sınır bağıl nem değerinin altı için kuru koşul kabulü yapılabilir.

Sınır bağıl nem değerinin altı kabul edilen kuru koşullarda, hava sıcaklığının -10°C 'den 18°C 'ye yükselmesi durumunda COP değişim oranları SI ve SG modu için sırasıyla, 0,74 den 1,29'a ve 0,78'den 1,18'e yükselir.

SG modunda yoğunlaştırıcı ısıtma kapasitesinin dış ortam sıcaklığı ile arttığı, bu nedenle COP değişim oranındaki artışın SI moduna göre sınırlı olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı ısıtma kapasitelerindeki artışın, sabit debili hava akışı nedeniyle daha yüksek hava sıcaklığı düşüşü ve yükselişine ve dolayısıyla daha düşük soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığı ve daha yüksek soğutucu akışkan yoğunlaşma sıcaklığına sebep olmasıdır.



Şekil 4.4. Tam nemli koşullarda hava sıcaklığına göre COP değişim oranları ve buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı ısıtma kapasiteleri



Şekil 4.5. Kuru koşullarda hava sıcaklığına göre COP değişim oranları ve buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı ısıtma kapasiteleri

4.1.2. HKIP performans değişimini veren korelasyonlar

Geliştirilen model, HKIP'nın COP değerini dış ortam hava şartlarına göre tespit edebilmektedir. Modelden faydalanmak isteyen araştırmacılar için, modelin tekrar oluşturulması gerekliliğini ortadan kaldırmak ve model sonuçlarını geniş kapsamda paylaşabilmek için, model sonuçlarını veren korelasyonlar geliştirilmiştir. Bunun için, SI ve SG modlarının COP değerleri, model tarafından -10°C ile 18°C dış ortam sıcaklıkları arasında 2°C aralıklarla ve 0 ile 1,0 dış ortam bağıl nemi arasında 0,1 aralıklarla çözülmüştür. Elde edilen veriler, dış ortam hava sıcaklığına (T_{ho}) ve bağıl neme (ϕ_{ho}) göre COP değişim oranını (COP_{oran}) veren korelasyonların geliştirilmesi için kullanılmıştır. Korelasyon sonuçları ile model sonuçları karşılaştırılarak, korelasyonların doğrulamaları yapılmıştır.

SI modu için geliştirilen korelasyonlar, kuru ve nemli koşullar için aşağıda verilmiştir. Kuru koşullar, bağıl nemin performans etkisini olmadığı şartları ifade etmektedir ve -10°C ile 18°C dış ortam hava sıcaklığı aralığı ve 0,6 RH değerinin altı için geçerlidir. Nemli koşullar bağıl nemin performansa etki ettiği buzlanma üstü şartları ifade etmektedir, RH değerinin 0,6'nın üstünde olduğu ve buzlanmanın gerçekleşmediği 6°C ile 18°C hava sıcaklığı aralığını ifade etmektedir. Kuru ve nemli koşul korelasyonları, Şekil 4.6'da gösterildiği gibi, sırasıyla 0,9995 ve 0,9991 belirleme katsayıları (R^2) ile model sonuçlarını takip etmektedir.

$$COP_{oran} = 0.3772(10^{-3})T_{ho}^2 + 0.016T_{ho} + 0.8676$$

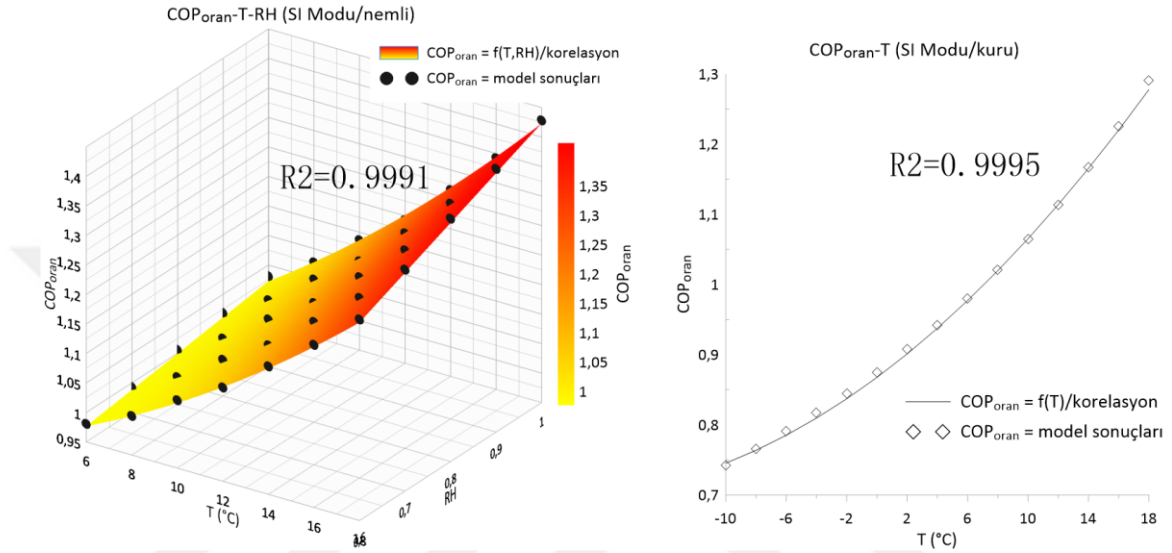
$$COP_{oran} = 0.6007(10^{-3})T_{ho}^2 + 0.0113T_{ho} + 0.8871 + (0.3442\phi_{ho} - 0.2061)0.0556T_{ho}$$

SG modunun kuru ve nemli koşulları için geliştirilen korelasyonlar aşağıda verilmiştir. Kuru koşul korelasyonu, -10°C ile 18°C dış ortam hava sıcaklığı aralığında ve 0,6 RH değerinin altında geçerlidir. Nemli koşul korelasyonu, buzlanmanın olmadığı

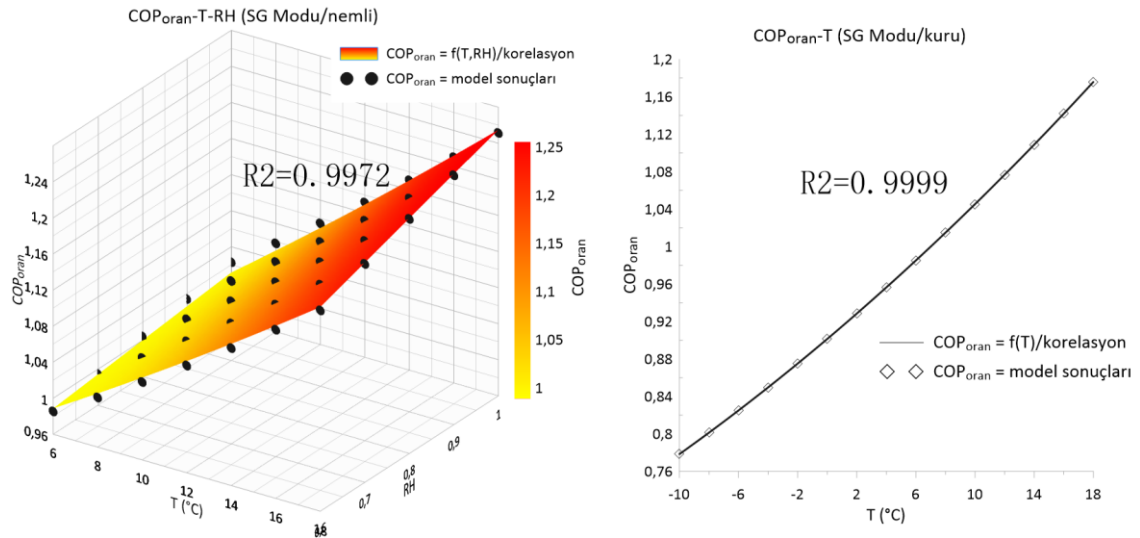
6°C ila 18°C ortam sıcaklığı aralığında ve 0,6 RH değerinin üzerinde geçerlidir. Kuru ve nemli koşul korelasyonları, sırasıyla 0,9999 ve 0,9972 belirleme katsayıları (R2) ile model sonuçlarını tahmin etmektedir (Şekil 4.7).

$$COP_{oran} = 0.1052(10^{-3})T_{ho}^2 + 0.0134T_{ho} + 0.9014$$

$$COP_{oran} = 0.1036(10^{-3})T_{ho}^2 + 0.0135T_{ho} + 0.9011 + (0.1719\phi_{ho} - 0.0945)0.0556T_{ho}$$



Şekil 4.6. SI modu için model verileriyle korelasyon sonuçlarının karşılaştırılması



Şekil 4.7. SG modu için model verileriyle korelasyon sonuçlarının karşılaştırılması

Model C referans HKIP için geliştirilen korelasyonların diğer ASHP'ler için uygulanabilirliğini kontrol etmek amacıyla, özellikleri Çizelge 3.2'de verilen Model A ve Model B tipi HKIP'ları için de matematiksel model oluşturulmuş ve dış ortam hava şartlarına göre COP değerleri bulunarak, korelasyonların tespit ettiği COP değerleri ile

karşılaştırılmıştır. Sonuçlar arasındaki uyumu gösteren belirleme katsayıları (R2) Çizelge 4.1'de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Farklı model HKIP'ları için korelasyonların belirleme katsayıları (R2)

HKIP Modeli	SI_kuru	SI_nemli	SG_kuru	SG_nemli
Size A	0.9978	0.9733	0.9950	0.9898
Size D	0.9970	0.9611	0.9925	0.9725
Size C (ref.)	0.9995	0.9991	0.9999	0.9972

Korelasyonların, seçilen referans HKIP'nın model sonuçları ile geliştirilmeleri nedeniyle, farklı bir HKIP için eşit derecede doğru sonuçlar vermemesi doğaldır. Öte yandan günümüz konvansiyonel HKIP'larının teknolojik olarak birbirine yakınlaştıkları ve benzer çalışma parametrelerine sahip oldukları söylenebilir. Özellikle, buharlaştırıcı ısıtma kapasitesi ile buharlaştırıcı hava debisi arasındaki oranın benzer olması durumunda, HKIP'ları dış ortam hava koşullarından benzer şekilde etkilenirler.

Dış ortam hava şartlarındaki değişime bağlı HKIP'nın COP değerindeki değişimi veren bu korelasyonlar, aynı zamanda suni olarak buharlaştırıcı giriş havasının güneşle koşullandırılması durumu için de geçerlidir. Bu nedenle, bu tip bir tasarım öngören GDIP'larının performans hesabında kullanılabilir.

4.2. Hava akımının pülverize su ile koşullandırılması

Dış ortam hava sıcaklığının yanında bağıl nemininki HKIP performansında etkili olduğu Bölüm 4.1'de açıklanan veriler ile ortaya konulmuştur. Bu nedenle, GDIP sistemleri için güneşin ısı kaynağı olan havayı sadece duyulur olarak ısıtmasının yanında, sıcak su ile nemlendirmesi de bir seçenek olarak ortaya çıkmaktadır.

Sıcak suyla havanın nemlendirilmesinin bir yolu, pülverize edilerek damlacıklar halinde hava akımını karıştırılmasıdır. Bu durumda, hava ve su damlacığı özelliklerinin zamanla değişimini Bölüm 3.2'de açıklanan sayısal model belirleyebilmektedir.

Havanın ve hava akımına pülverize olarak katılan su damlacıklarının özellikleri, aralarındaki ısı ve kütle transferinden dolayı zamanla değişir. Atmosferik şartlarda havanın hali en iyi sıcaklık ve bağıl nem özellikleri ile tanımlanabilir, su damlacığının hali ise damlacık sıcaklığı ve damlacık kütle oranı özellikleri ile belirlenebilir.

Damlacık kütle oranı (md_{oran}) terimi, damlacık kütleindeki değişimi belirlemek için çıkış damlacık kütlelerinin giriş damlacık kütlelerine oranı olarak tanımlanmıştır. Damlacık çapındaki küçülme oranı bu oranın küp kökünden bulunabilir ancak zamanla gelişen denge halinin grafiksel olarak daha iyi ifade edilebilmesi için çap yerine kütle değişim oranını kullanmak daha uygun olacaktır.

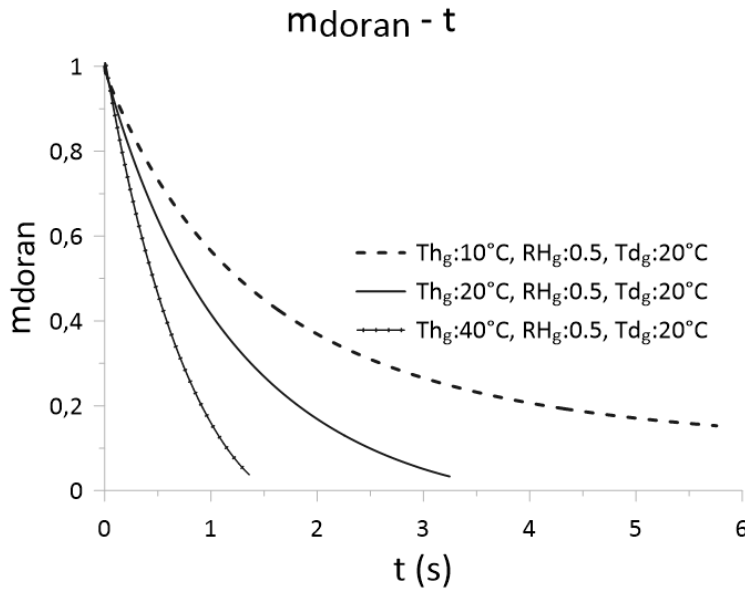
Su damlacığının hava akımına karıştığı girişteki özellikler başlangıç özellikleridir, bu özellikler hava-su karışımı hareket ettikçe geçen süreye bağlı olarak değişir. Bu nedenle her özelliğin değişimi, girdi parametrelerinin ve zamanın bir fonksiyonudur. Hava-su kütle karışım oranı ($\dot{m}_{oran}$) girdi özelliklerinin yanında bir

diğer girdi parametresidir ve hava kütle debisinin, havaya eklenen su damlacıklarının kütle debisine oranı olarak tanımlanmıştır.

Her bir girdi parametresinin çıktı özelliklerine etkisi bu bölümde alt başlıklar halinde incelenmiştir. Referans giriş parametreleri, giriş hava sıcaklığı 20 °C, bağıl nemi 0,5, giriş su damlacığı sıcaklığı 20 °C ve çapı 30 µm, hava-su kütle karışım oranı 500, olarak alınmıştır. Çıkış özelliklerindeki değişim, referans koşulları altında bir seferde yalnızca bir parametre değiştirilerek, geliştirilen sayısal model ile belirlenmiştir. Bu sayede, her bir giriş parametresinin etkisi grafiksel olarak gösterilerek değerlendirilmiştir. Modelde girdi parametrelerinin ortak varyasyonları da araştırılmış ve model sonuçlarını daha geniş bir şekilde paylaşmak için, çıkış özelliklerinin tüm girdi parametrelerine bağlı değişimini veren korelasyonlar geliştirilmiştir.

4.2.1. Hava sıcaklığının etkisi

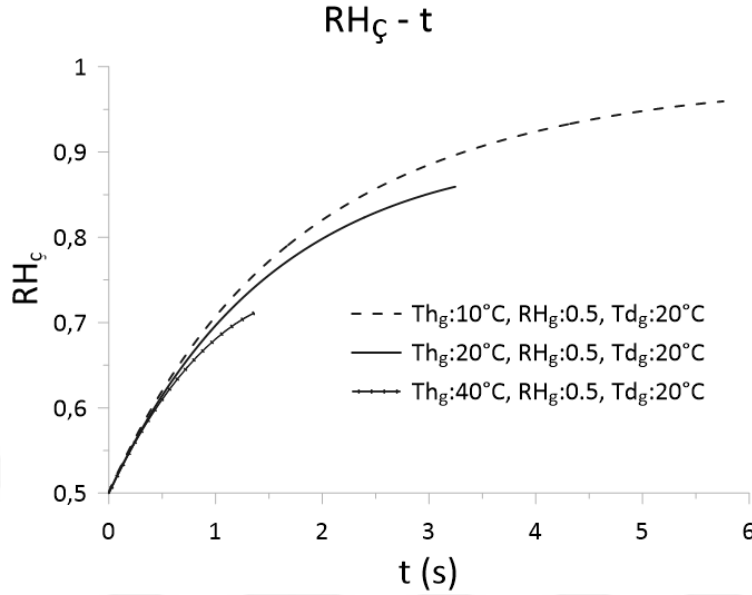
Buharlaşma nedeniyle su damlacığının kütledeki azalma, Şekil 4.8'de gösterildiği gibi hava sıcaklığının artmasıyla hızlanır. 30 µm çapındaki su damlası, 20°C hava sıcaklığında 3,01 saniyede kütlelerinin %95'ini kaybederek buharlaşırken, bu süre 40°C hava sıcaklığında 1,31 saniyeye düşmektedir. Bunun yanında, düşük hava sıcaklığının damlacıkların tamamen buharlaşmasını engelleyebildiği görülmektedir. Giriş hava sıcaklığı 10°C olduğunda, damlacık yüzeyindeki ve damlacıktan biraz uzaktaki havada su buharının hava içindeki kütle konsantrasyon değerleri, damlacık tamamen buharlaşmadan önce eşitlenerek buharlaşma sona ermektedir. Bu durum, damlacık kütlelerinin %83'ünü kaybettiğinde, yaklaşık 5 saniye sonra gerçekleşmektedir (Şekil 4.8).



Şekil 4.8. Damlacık kütle oranının (md_{oran}) giriş hava sıcaklığına göre zamanla değişimi

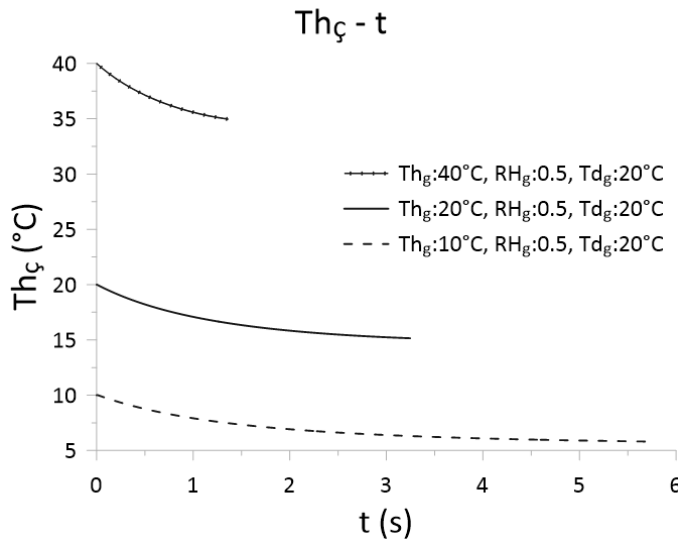
Su damlacığının tamamen buharlaştığı yüksek hava sıcaklıklarında, hava bağıl nemindeki artış, doygunluğa ulaşmadan sınırlanmaktadır. 40°C, 20°C ve 10°C hava

sıcaklıklarında ulaşılan maksimum bağıl nem, Şekil 4.9'da gösterildiği gibi sırasıyla 0,72, 0,86 ve 0,96'dır.



Şekil 4.9. Bağıl nemin (RH) giriş hava sıcaklığına göre zamanla değişimi

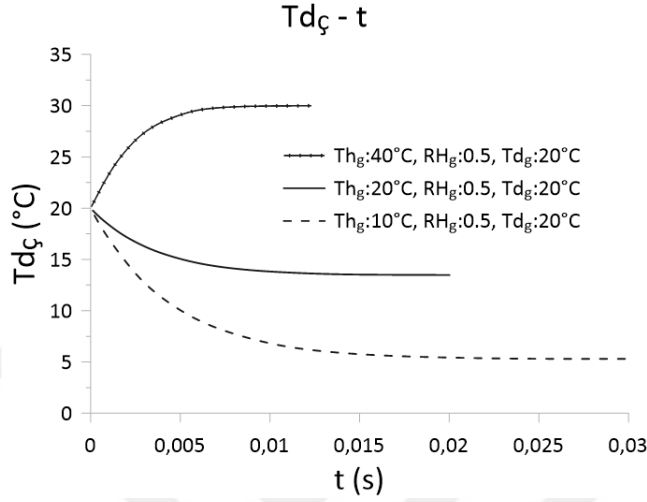
Hava sıcaklığındaki düşüş miktarı, giriş hava sıcaklığı ile önemli ölçüde değişmemektedir, fakat bu durum sıcaklık düşüş hızı için geçerli değildir. Daha yüksek sıcaklıklarda havanın sıcaklık düşüşü daha hızlı gerçekleşmektedir. Hava 40°C, 20°C ve 10°C sıcaklıklarından, Şekil 4.10'da gösterildiği gibi sırasıyla 1,5, 3 ve 5 saniyede 34,9°C, 15,2°C ve 5,8°C sıcaklıklarına düşmektedir.



Şekil 4.10. Hava sıcaklığının giriş hava sıcaklığına göre zamanla değişimi

Su damlacığının sıcaklığındaki değişiklik Şekil 4.11'de görüldüğü üzere anında gerçekleşir. 40°C, 20°C ve 10°C hava sıcaklıkları için bu süreler sırasıyla 0,005, 0,001 ve 0,02 saniye kadar kısadır. Bu süreden sonra, su damlacığının sıcaklığı hemen hemen

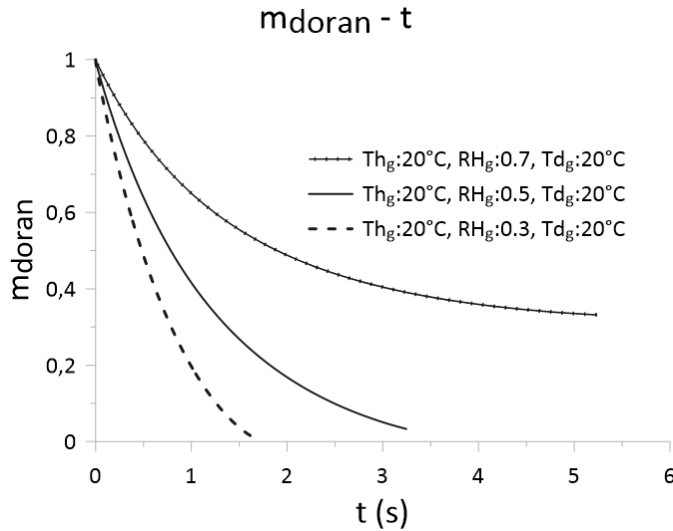
sabit kalır. Su damlasının tamamen buharlaşmadığı durumlarda çıkış suyu sıcaklığının çıkış havası sıcaklığına hemen hemen eşit olduğu görülmektedir. Su damlacığının tamamen buharlaştığı durumda ise damlacık hava sıcaklığına ulaşmadan yok olur. 40°C giriş hava sıcaklığında su damlacığı 1,3 saniyede tamamen buharlaşırken sıcaklığı 20°C'den 30°C'ye kadar yükselmektedir.



Şekil 4.11. Su damlacığı sıcaklığının giriş hava sıcaklığına göre zamanla değişimi

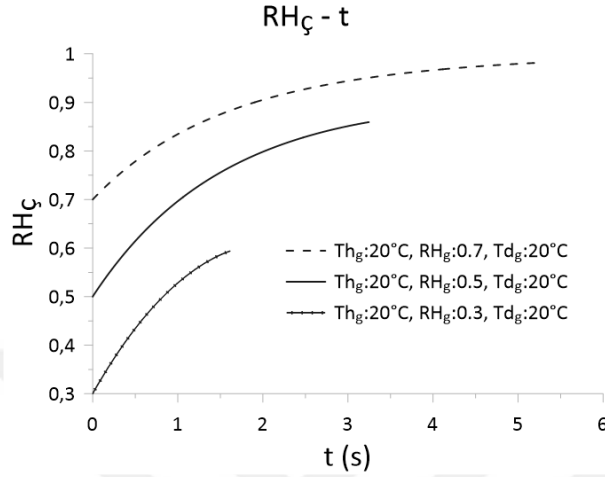
4.2.2. Bağlı nemin etkisi

Su damlacığının buharlaşması ve kütlesindeki azalma Şekil 4.12'de görüldüğü gibi nemli havada daha yavaş gerçekleşir. Su damlası 0,3 RH havada 1,44 saniyede kütlesinin %95'ini kaybederken bu süre 0,5 RH havada 3,01 saniyeye çıkmaktadır. 0,7 RH havada, süreç 4,74 saniye sonra, su damlacığı kütlesinin %66'sı buharlaştığında neredeyse kararlı hale gelmektedir.



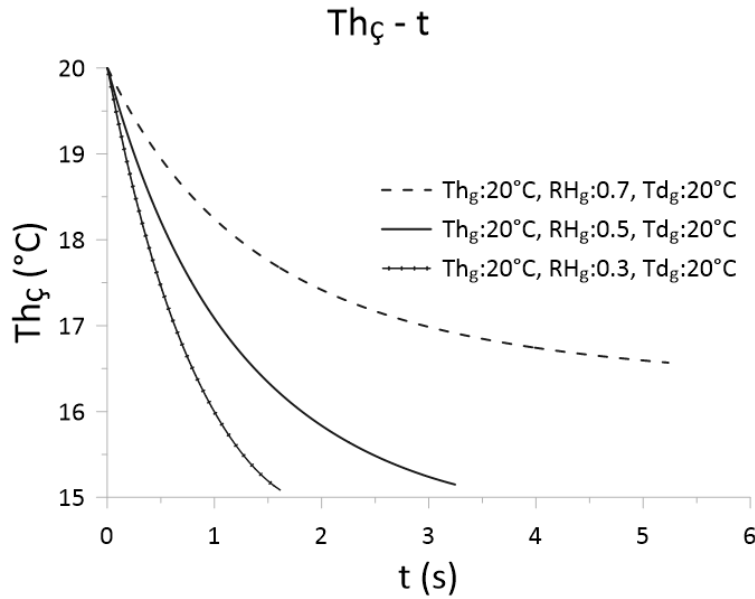
Şekil 4.12. Damlacık kütle oranının (m_{doran}) giriş hava bağıl nemine (RH) göre zamanla değişimi

Bağıl nemdeki artış, başlangıç bağıl nemi yüksekse havanın neme doymun hale gelmesi ile sınırlanır, diğer taraftan başlangıç bağıl nemi düşük ise bağıl nemdeki artış, su damlacığının tamamen buharlaşması ile sınırlanır. Bu nedenle bağıl nemde maksimum artış orta koşullarda elde edilir. Şekil 4.13'de gösterildiği gibi, 0,3, 0,5 ve 0,7 RH değerindeki hava sırasıyla 0,58, 0,85 ve 0,98 RH sınır değerlerine ulaşabilmektedir.



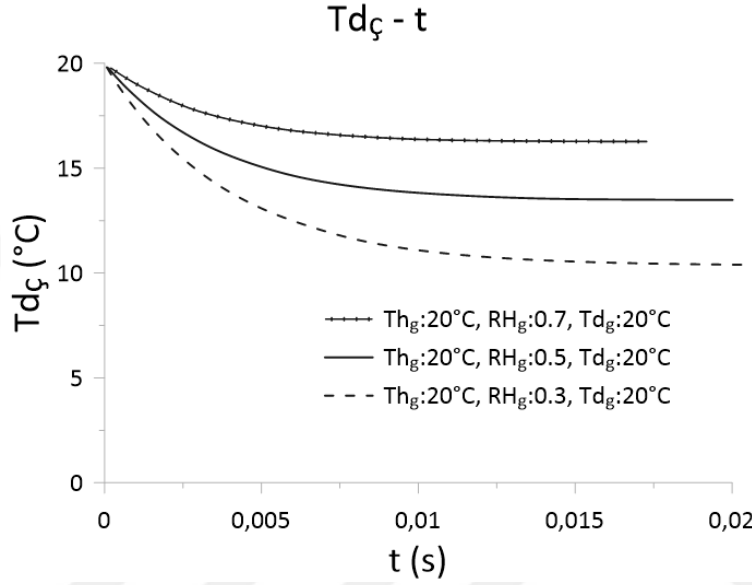
Şekil 4.13. Hava bağıl neminin (RH) giriş havası bağıl nemine göre zamanla değişimi

Şekil 4.14'te görüldüğü üzere, buharlaşma hızının yüksek olduğu düşük bağıl nem değerlerinde hava sıcaklığındaki düşüş daha hızlı gerçekleşmektedir. 0,3 ve 0,5 RH değerindeki havanın sıcaklığı aynı değerde, 20°C'den 15,2°C'ye damlacık tükenene kadar düşmektedir, ancak işlem için gereken süreler farklılık arz ederek, sırasıyla 0,3 ve 0,5 saniye olarak değişir. Diğer taraftan, 0,7 RH değerindeki havanın sıcaklığı, damlacık tamamen buharlaşmadığından sadece 16,6°C'ye kadar düşmektedir.

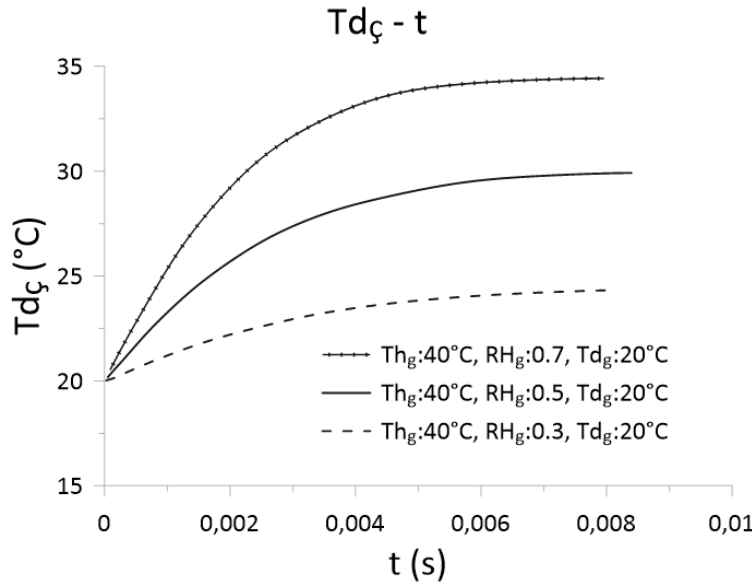


Şekil 4.14. Hava sıcaklığının giriş hava bağıl nemine (RH) göre zamanla değişimi

Düşük bağıl nem, su damlacığı sıcaklığındaki düşüşü arttırmaktadır. Giriş hava sıcaklığı 20°C iken, bağıl nem (RH) 0,3, 0,5 ve 0,7 olarak değişirse, su damlacığının sıcaklığı sırasıyla, 20°C'den 10,4°C, 13,5°C ve 16,5°C'ye 0,01, 0,015 ve 0,02 saniyede hızla düşer (Şekil 4.15). Öte yandan, yüksek hava sıcaklığından dolayı su damlası sıcaklığında bir artış varsa, daha yüksek bağıl nem damlacık sıcaklığının daha fazla yükselmesine izin verirken buharlaşma ile ısı kaybını sınırlandırır. Şekil 4.16'da gösterildiği üzere, giriş havası sıcaklığı 40°C ve RH değeri 0,7, 0,5 ve 0,3 iken, su damlacığının sıcaklığı 20 °C'den sırasıyla, 35,4°C, 30°C ve 24,5°C'ye yükselmektedir.



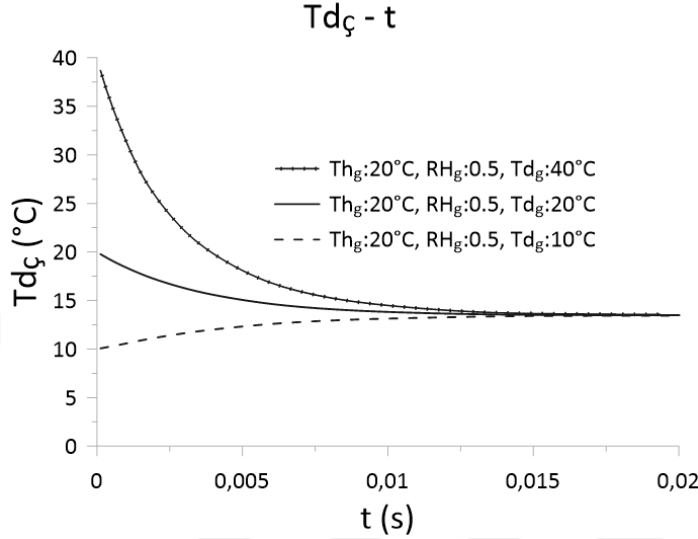
Şekil 4.15. Su damlacığı sıcaklığının, 20°C giriş hava sıcaklığında, bağıl neme göre zamanla değişimi



Şekil 4.16. Su damlacığı sıcaklığının, 40°C giriş hava sıcaklığında, bağıl neme göre zamanla değişimi

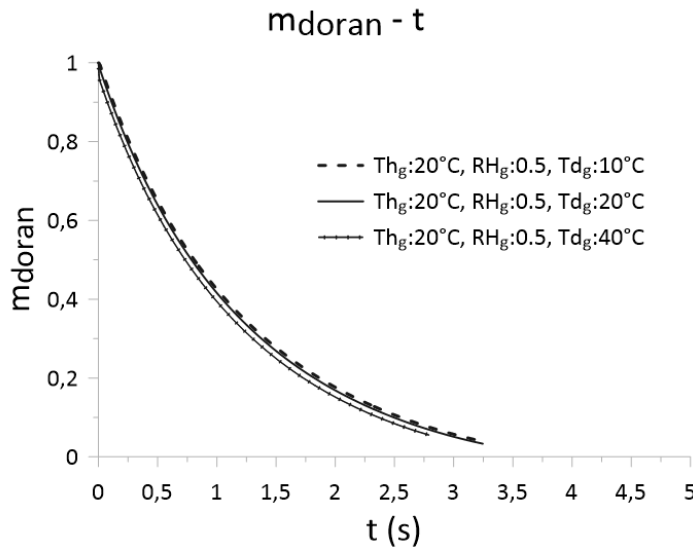
4.2.3. Su damlacık sıcaklığının etkisi

Başlangıç su damlacığı sıcaklığının damlacık denge sıcaklığı üzerindeki etkisi oldukça sınırlıdır. Şekil 4.17’de görüldüğü üzere, damlacık sıcaklığı 40°C, 20°C ve 10°C’den aynı 13,5°C’lik denge sıcaklığına yine aynı 0,015 saniyelik sürede düşmektedir.

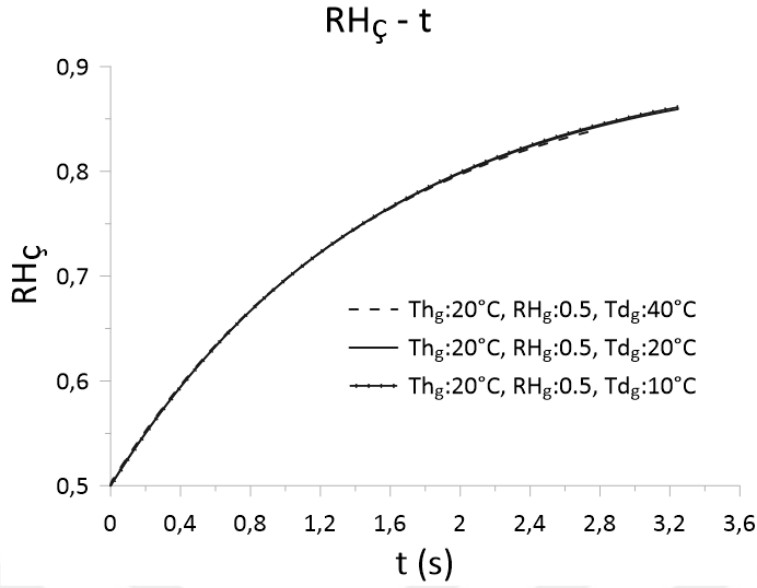


Şekil 4.17. Su damlacık sıcaklığının giriş damlacık sıcaklığına göre zamanla değişimi

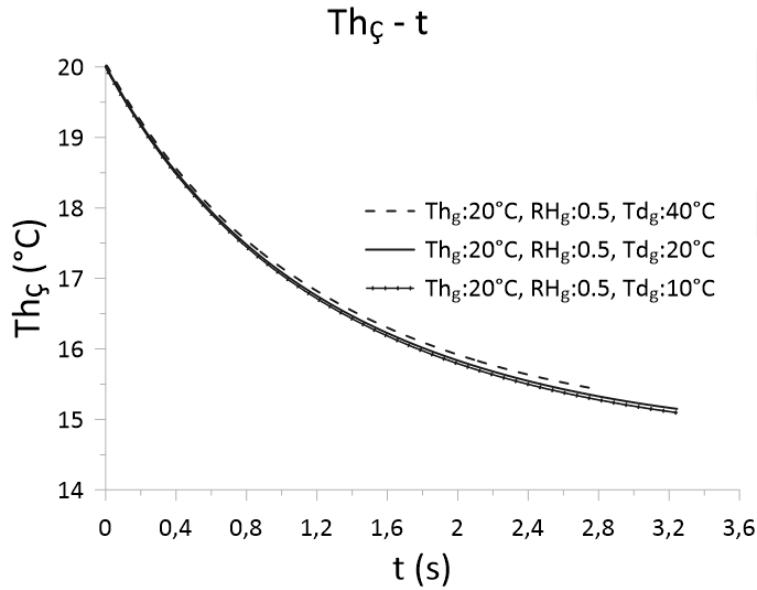
İlk 0,015 saniyedeki farklı sıcaklıklar, çıkış hava sıcaklığını, bağıl nemini ve su damlacık kütle oranını etkilemek için yeterince uzun değildir, bu nedenle, Şekil 4.18, Şekil 4.19 ve Şekil 4.20’de görüldüğü üzere, başlangıçtaki su damlacığı sıcaklığının bu özellikler üzerindeki etkisi oldukça sınırlıdır ve ihmal edilebilir.



Şekil 4.18. Damlacık kütle oranının (md_{oran}) giriş damlacık sıcaklığına göre zamanla değişimi



Şekil 4.19. Bağıl nemin (RH) giriş damlacık sıcaklığına göre zamanla değişimi

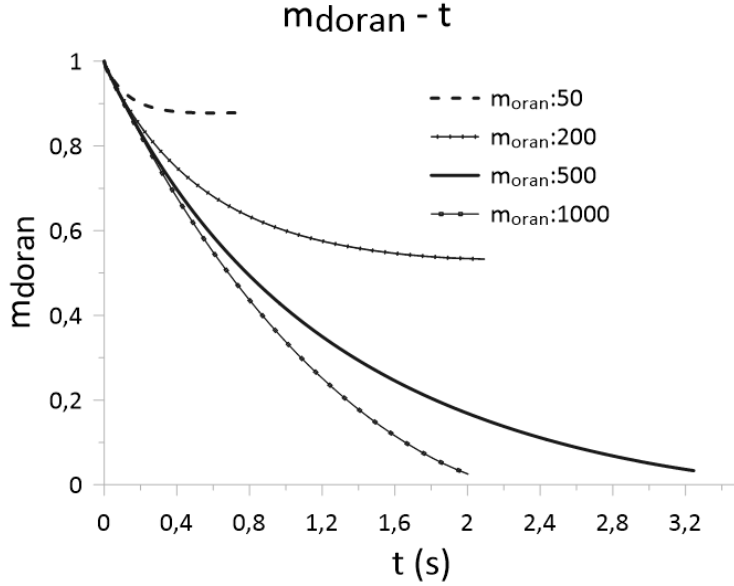


Şekil 4.20. Hava sıcaklığının giriş damlacık sıcaklığına göre zamanla değişimi

4.2.4. Hava-su kütle karışım oranının etkisi

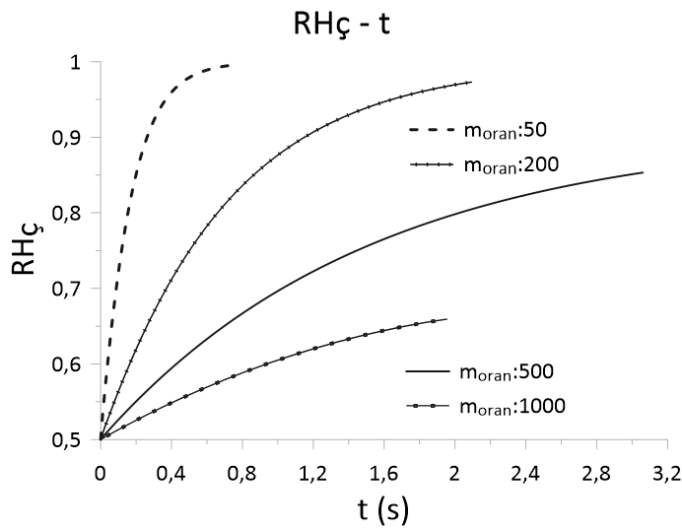
Yüksek hava-su kütle karışım oranlarında damlacık daha hızlı ve daha fazla buharlaşır. İşlem hızlı olmasına rağmen, buharlaşabilen damlacık kütle oranının artması, kararlı durum için geçen süreyi uzatır. Bu önermenin bir istisnası, çok yüksek hava-su kütle karışım oranlarında, damlacık kütle oranını daha kısa sürede tamamen kaybetmesi ve sürecin kararlı hale gelmesi durumudur. Bu olay, Şekil 4.21'de görülmekte, hava-su kütle karışım oranı 500'den 1000'e yükseldiğinde, damlacığın kütle oranının %95'ini kaybetmesi için gereken süre 3 saniyeden 1,9 saniyeye düşmektedir.

Düşük hava-su kütle karışım oranlarında su damlası tamamen buharlaşmayabilir. Hava-su kütle karışım oranı 50 olduğunda, damlacık kütlelerinin %12'sini 0,43 saniyede kaybederek süreç denge haline gelmektedir. Hava-su kütle karışım oranı 200 olursa, damlacık kütlelerinin %45'ini 1,53 saniyede kaybederek süreç kararlı hale gelir.



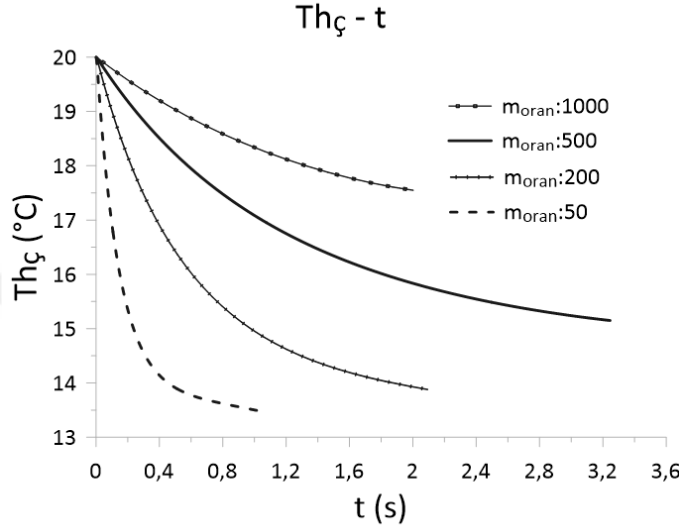
Şekil 4.21. Damlacık kütle oranının (md_{oran}) hava-su kütle karışım oranına ($\dot{m}_{oran}$) göre zamanla değişimi

Düşük hava-su kütle karışım oranlarında, bağıl nem hızla artar ve hava doymun hale gelir. 50 ve 200 oranlarında bağıl nem sırasıyla 2.01 ve 0.45 saniyede 0.97'ye ulaşır. Öte yandan, yüksek hava-su kütle karışım oranlarında, hava doymadan önce damlacık tamamen buharlaşır. 500 ve 1000 oranlarında ulaşılan RH seviyeleri sırasıyla 0.86 ve 0.66'dır (Şekil 4.22).



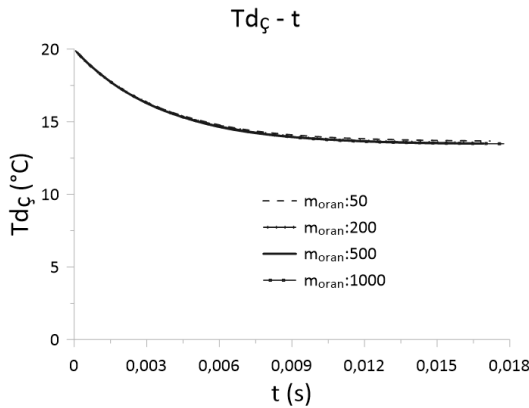
Şekil 4.22. Bağıl nemin hava-su kütle karışım oranına ($\dot{m}_{oran}$) göre zamanla değişimi

Hava-su kütle karışım oranındaki azalma, hava sıcaklığının daha hızlı ve daha fazla düşmesine neden olur. Ancak hava neme doymun hale gelirse havanın düşebileceği sıcaklık bir noktada sınırlanır ve daha düşük oranlar bu sınır değeri düşüremez. Şekil 4.23'te görüldüğü gibi 50 ve 200 hava-su kütle karışım oranları için hava sıcaklığı düşüşü 13,5 °C civarında sınırlanırken, geçen süre 0,97 ve 2,01 saniye olarak değişmektedir. 500 ve 1000 hava-su kütle karışım oranlarında ise hava sıcaklığı sırasıyla 15°C ve 17,2°C civarına düşmektedir.



Şekil 4.23. Hava sıcaklığının hava-su kütle karışım oranına ($\dot{m}_{oran}$) göre zamanla değişimi

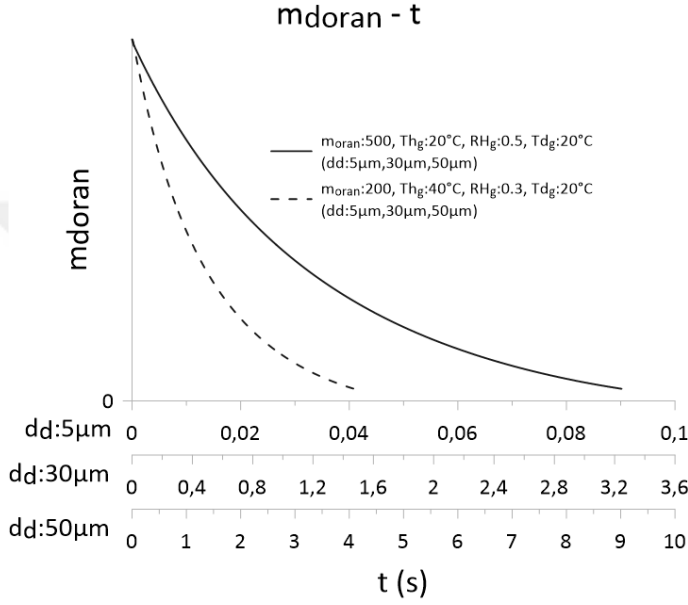
Su damlacığının sıcaklığındaki değişim, tamamen buharlaşmanın gerçekleşmediği koşullar için önem arz edebilir. Şekil 4.24'te gösterildiği üzere, hava-su kütle karışım oranının, su damlacığı sıcaklığına neredeyse hiçbir etkisinin olmadığı görülmektedir.



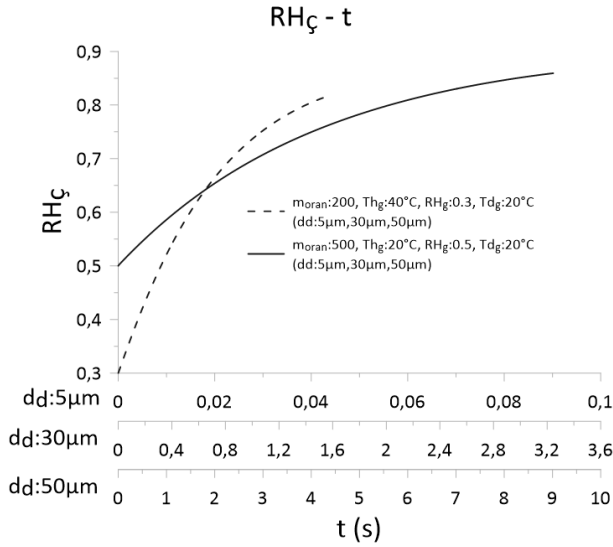
Şekil 4.24. Su damlacığı sıcaklığının hava-su kütle karışım oranına ($\dot{m}_{oran}$) göre zamanla değişimi

4.2.5. Damlacık çapının etkisi

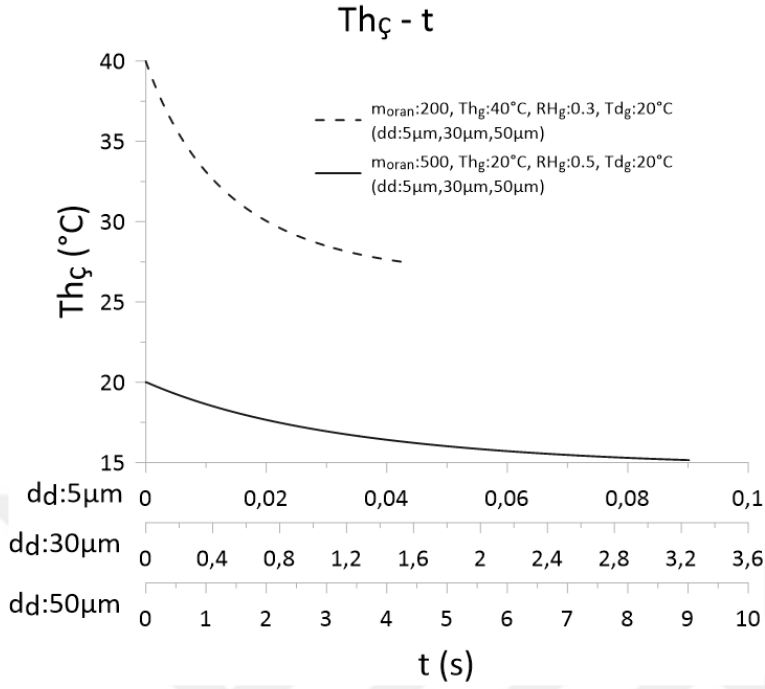
Hava sıcaklığının, bağıl nemin, damlacık kütle oranının (md_{oran}) ve damlacık sıcaklığının, giriş damlacık çapına bağlı zamanla değişimleri incelendiğinde, damlacık çapındaki değişimin sadece işlem süresini etkilediği tespit edilmiştir. İşlem süresi, damlacık çapındaki değişim oranının karesi ile doğru orantılı olarak değişmektedir. Giriş su damlacığı çapı 5 μm 'den 30 μm 'ye ve 50 μm 'ye çıkarıldığında, işlem süresi sırasıyla 36 kat ve 100 kat uzamaktadır (Şekil 4.25, Şekil 4.26, Şekil 4.27, Şekil 4.28).



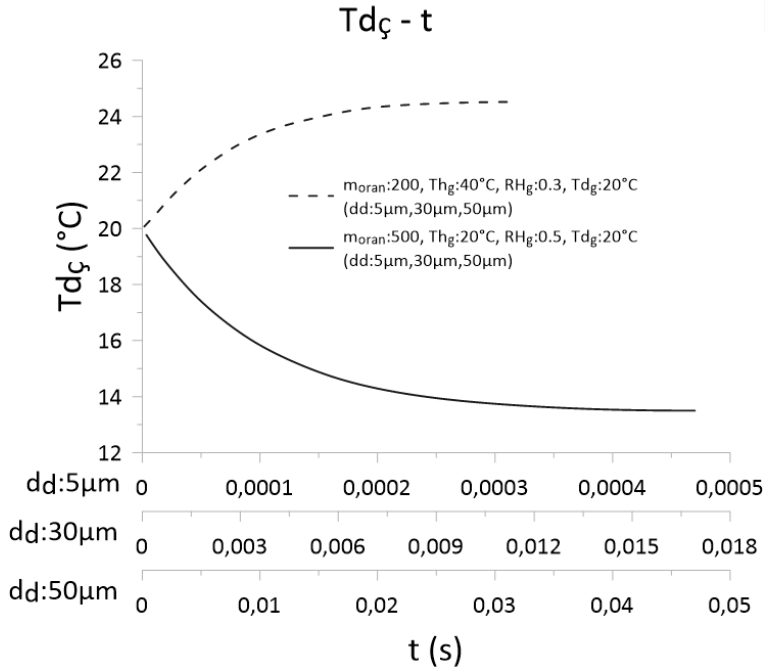
Şekil 4.25. İki farklı giriş koşulunda damlacık kütle oranının (md_{oran}) başlangıç damlacık çapına göre zamanla değişimi



Şekil 4.26. İki farklı giriş koşulunda bağıl nemin (RH) başlangıç damlacık çapına göre zamanla değişimi



Şekil 4.27. İki farklı giriş koşulunda hava sıcaklığının başlangıç damlacık çapına göre zamanla değişimi



Şekil 4.28. İki farklı giriş koşulunda damlacık sıcaklığının başlangıç damlacık çapına göre zamanla değişimi

4.2.6. Hava ve su damlacığı özelliklerinin değişimini veren korelasyonlar

Hava-su karışımında, havanın ve su damlacığının özelliklerinin zamanla değişimi, girdi parametrelerine ve zamana bağlı olarak değişmektedir. Her bir girdi parametresinin çıkış özelliğine etkisi, sadece o parametrenin değişmesi durumu için incelenerek grafiksel olarak gösterilmiş ve tartışılmıştır. Girdi parametrelerinin ortak varyasyonları durumu ise, belirlenen aralıklar için, model tarafından elde edilen veriler kullanılarak oluşturulan korelasyonlarla ortaya konulmuştur. Bu sayede, bu çalışmada model tarafından elde edilen ve grafik olarak gösterilemeyen tüm sonuçlar paylaşılabilmektedir.

10°C, 20°C, 40°C giriş hava sıcaklığı, 0,3, 0,5, 0,7 bağıl nem (RH), 10°C, 20°C, 40°C başlangıç su damlacığı sıcaklığı, 5µm, 30µm, 50µm damlacık çapı, 200, 500, 1000 hava-su kütle karışım oranı, giriş parametre değerleri olarak belirlenmiştir. Bu değerler kullanılarak belirlenen 243 farklı başlangıç koşulu, model tarafından incelenmiş, çıkış özelliklerinin zamanla değişimini veren veriler elde edilmiştir. Buharlaşma bitene kadar geçen süre denge hali süresi (t_{denge}) olarak tanımlanmıştır ve bu süre damlacık kütle oranı (md_{oran}) için zamana bağlı oluşturulan parabolün türevinin sıfıra eşitlendiği nokta olarak hesaplanmıştır. Model sonuçları, çıkış özelliklerinin zamana bağlı değişimlerinin, denge hali süresine kadar ikinci derece polinomlarla uyumlu olduğunu göstermektedir. Çıkış özellikleri için geliştirilen korelasyonlarda kullanılmak üzere, boyutsuz oransal zaman (t_{oran}) terimi, geçen zamanın denge hali süresine oranı olarak tanımlanmıştır. Her bir başlangıç koşulu için, çıkış özelliklerinin oransal süreye (t_{oran}) bağlı değişimlerini veren polinomlar belirlenmiş, bu polinomlardaki (t_{oran})² ve t_{oran} terimleri öncesindeki a ve b katsayı değerlerini veren giriş parametrelerine bağlı alt korelasyonlar geliştirilmiştir. Sonuç olarak, denge hali süresi (t_{denge}) giriş parametrelerine bağlı bir korelasyonla ifade edilmiş; çıkış hava sıcaklığı ($T_{hç}$), bağıl nemi ($RH_{ç}$), damlacık kütle oranı (md_{oran}) ve damlacık sıcaklığı ($T_{dç}$) ise giriş parametrelerine ve oransal zamana (t_{oran}) bağlı korelasyonlarla ifade edilmiştir.

Korelasyon sonuçlarının, model sonuçları ile uyumunu gösteren belirleme katsayı (R2) değerleri Çizelge 4.2'de verilmiştir. Elde edilen çıkış özellikleri için elde edilen en az 0,984 R2 değerindeki belirleme katsayıları, korelasyonların model sonuçlarını yüksek doğrulukla takip ettiğini göstermektedir. Korelasyonların geçerli olduğu girdi parametre aralıkları ve korelasyonda kullanılan terimlerin kısaltmaları Çizelge 4.3'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Çıktı özelliklerini veren korelasyonlar ve R2 değerleri

Korelasyonlar	R2
$t_{denge} = (d_d/30)^2 \exp(-2.694 \times 10^{-6} \dot{m}_{oran}^2 + 0.00431 \dot{m}_{oran} - 0.539 RH_g^2 + 2.437 RH_g + 0.183 \times 10^{-3} T_{hg}^2 - 0.0335 T_{hg} - 0.957)$	0.869
$T_{aç} = a(t_{oran})^2 + b(t_{oran}) + c$ $a = \exp(-9.709 \times 10^{-7} \dot{m}_{oran}^2 + 3.664 \times 10^{-4} \dot{m}_{oran} - 0.299 RH_g^2 + 0.356 RH_g - 6.260 \times 10^{-5} T_{hg}^2 + 8.349 \times 10^{-3} T_{hg} + 1.721)$ $b = 7.655 \times 10^{-7} \dot{m}_{oran}^2 + 7.257 \times 10^{-3} \dot{m}_{oran} + 8.35 RH_g^2 - 1.699 RH_g - 1.355 \times 10^{-3} T_{hg}^2 - 0.172 T_{hg} - 12.53$ $c = T_{hg}$	0.992
$RH_{ç} = a(t_{oran})^2 + b(t_{oran}) + c$ $a = \ln(2.803 \times 10^{-7} \dot{m}_{oran}^2 - 1.78 \times 10^{-4} \dot{m}_{oran} + 0.122 RH_g^2 - 0.437 RH_g - 1.639 \times 10^{-4} T_{hg}^2 + 0.0147 T_{hg} + 0.653)$ $b = -3.19 \times 10^{-7} \dot{m}_{oran}^2 - 8.442 \times 10^{-5} \dot{m}_{oran} - 1.107 RH_g^2 + 1.247 RH_g + 2.722 \times 10^{-4} T_{hg}^2 - 0.0257 T_{hg} + 0.878$ $c = RH_g$	0.993
$md_{oran} = a(t_{oran})^2 + b(t_{oran}) + c$ $a = \exp(-2.844 \times 10^{-6} \dot{m}_{oran}^2 + 4.544 \times 10^{-3} \dot{m}_{oran} - 0.07 RH_g^2 + 0.078 RH_g - 3.438 \times 10^{-5} T_{hg}^2 + 1.114 \times 10^{-3} T_{hg} - 1.296)$ $b = 3.401 \times 10^{-6} \dot{m}_{oran}^2 - 5.837 \times 10^{-3} \dot{m}_{oran} + 1.525 RH_g^2 - 0.815 RH_g + 2.08 \times 10^{-4} T_{hg}^2 - 0.0165 T_{hg} + 0.262$ $c = 1$	0.984
$T_{dç} = -6 RH_g^2 + 22.4 RH_g + 0.81 T_{hg} - 12.3$ (Damlacık sıcaklığı anında düştüğü için denge hali sıcaklığını verir).	0.991

Çizelge 4.3. Girdi parametre aralıkları ve korelasyonlarda kullanılan terimlerin kısaltmaları

Girdi parametreleri ve aralıkları	Çıktı özellikleri
t_{oran} 0 - 1	Oransal zaman t/t_{denge} (s/s)
T_{hg} 10 - 40	Giriş hava sıcaklığı (°C)
RH_g 0.3 - 0.7	Giriş bağıl nemi
T_{dg} 10 - 40	Giriş damlacık sıcaklığı (°C)
d_d 5 - 50	Giriş damlacık çapı (µm)
$\dot{m}_{oran}$ 200-1000	Hava-su kütle karışım oranı $\dot{m}_h/\dot{m}_s$ ($\frac{kg/s}{kg/s}$)
	$RH_{ç}$ Çıkış bağıl nemi
	$T_{hç}$ Çıkış hava sıcaklığı (°C)
	$T_{dç}$ Çıkış damlacık sıcaklığı (°C)
	m_{doran} Damlacık kütle oranı (kg/kg)

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada, güneş enerjisi ile koşullandırılan dış ortam havasının güneş enerji destekli ısı pompası (GDIP) için kullanımı iki kısımda, matematiksel ve deneysel olarak incelenmiştir. İlk olarak buharlaştırıcı giriş havası sıcaklık ve bağıl nem değerinin hava kaynaklı ısı pompası (HKIP) COP değeri üzerindeki etkisi, geliştirilen ve üretici firma deneysel verileriyle doğrulanan matematiksel model ile belirlenmiştir. Daha sonra, buharlaştırıcı giriş havasının pülverize olarak verilen sıcak su damlacıkları ile koşullandırılması durumu sayısal olarak modellenmiş, tasarlanan deney düzeneğinde 27 farklı durum için elde edilen veriler ile sayısal model doğrulanmıştır. Bu sayede, havanın sıcaklık ve bağıl nem özelliklerinin COP değerine etkisi belirlenerek, sıcak suyun pülverize edilerek hava koşullandırmasında kullanımının önerilen sistem için uygunluğu irdelenmiştir. Araştırmanın başlıca sonuçları aşağıda verilmiştir.

(1) Dış ortam sıcaklığındaki artış, HKIP'lerinin performansını önemli ölçüde artırır. Kuru koşullarda, dış sıcaklıktaki -10°C 'den 18°C 'ye bir artış, COP değişim oranının sabit ısıtma (SI) modunda 0,74'ten 1,29'a, sabit güç (SG) modunda 0,78'den 1,18'e yükselmesine neden olur.

(2) Dış ortam sıcaklığına ek olarak, bağıl nemin de buzlanma üstü koşullarda performans artırıcı etkisi vardır. 6°C dış ortam sıcaklığında, hava kurudan tam nemli duruma geçtiğinde, COP değeri SI ve SG modları için sırasıyla %5,3 ve %3,8 artar. Sıcaklığın artması ile bağıl nemin performansa katkısı da artmaktadır, 18°C 'lik dış ortam sıcaklığında tam nemli havanın performansa katkısı SI ve SG modları için sırasıyla %10,7 ve %6,4 oranındadır.

(3) SG ve SI modlarında, havadaki su buharının buharlaştırıcıda yoğunlaşması ancak bağıl nem değeri 0,6'nın üzerinde ise gerçekleşir. Bu nedenle, bu değerin altında bağıl nemin performans üzerinde herhangi bir etkisinden söz edilemez.

(4) 6°C 'nin altındaki dış ortam sıcaklıklarında, bağıl nemin 0,6'dan yüksek olması nedeniyle yoğunlaşan su buharı donarak buharlaştırıcıda buzlanmaya neden olur.

(5) Dış ortam sıcaklığına ve bağıl neme göre COP değişim oranını veren korelasyonlar geliştirilmiştir, bu korelasyonların sonuçları, model sonuçlarıyla SI ve SG modlarının kuru ve nemli şartları için, sırasıyla 0,9995 , 0,9991 ve 0,9972 , 0,9977 belirleme katsayıları (R^2) ile uyum göstermektedir.

(6) Güneş enerjisi ile ısıtılan suyun pülverize olarak hava akımına verilmesi, hava sıcaklığını hiçbir koşulda arttırmamaktadır. Hava akımına verilen su damlacıklarının sıcaklığı ani olarak değişerek dengeye ulaşmaktadır ve bu denge sıcaklığında giriş suyu sıcaklığının neredeyse hiçbir etkisi yoktur. Bu nedenle giriş suyu sıcaklığının, koşullandırılan havanın özelliklerindeki değişime etkisi ihmal edilecek düzeydedir.

(7) Suyun buharlaşmak için ihtiyaç duyduğu gizli ısı, hava akımının sıcaklığında düşüşe neden olmaktadır. En büyük ve en hızlı hava sıcaklığı düşüşü, yüksek hava sıcaklığı, düşük bağıl nem ve düşük hava-su kütle karışım oranı koşulları altında gerçekleşir.

(8) Damlacık çapının, çıkış özelliklerindeki değişim miktarı üzerinde etkisi yoktur, ancak sürecin hızını önemli ölçüde etkiler. Damlacık çapının küçültülmesi, küçültme oranının karesi oranında işlem süresini kısaltır.

(9) Hava bağıl nemi, hava sıcaklığı, damlacık kütle oranı, damlacık sıcaklığı ve kararlı durum süresinin zamana bağlı değişimlerini veren korelasyonlar, sırasıyla, 0,992, 0,993, 0,984, 0,991 ve 0,869 belirleme katsayıları (R^2) ile model sonuçlarına uyum göstermektedir.

Elde edilen sonuçlar, buharlaştırıcı giriş havasının sıcaklık ve bağıl nemini arttırıcı yönde koşullandırılmasının HKIP performansını arttıracağını göstermektedir. Güneş enerjisi ile ısıtılan suyun, bir ısı değiştirici vasıtasıyla hava sıcaklığını arttırması mümkün görülmekle beraber, bunun termodinamik incelemesi ileriki çalışmalarda yapılarak, ekonomik faydası değerlendirilmelidir. Diğer taraftan, pülverize edilerek karıştırılan sıcak su, hava akımının bağıl nemini arttırırken sıcaklığını düşürmektedir. Bu nedenle, bu sistem ile bağıl nem artışından GDIP’nda faydalanabilmek, ancak hava sıcaklığındaki düşüşün bir ısı değiştirici ile tekrar giderilmesi ile mümkün olabilir.

Geliştirilen, HKIP’nın performansının dış ortam hava şartlarına göre değişimini veren korelasyonlar, GDIP çalışmalarının yanında, HKIP’larının anlık ve sezonluk performanslarının belirlenmesinde de araştırmacılara fayda sağlayacaktır. Hava-su damlacığı karışımının özelliklerinin zamanla değişimi veren korelasyonlar ise, enerji alanında buharlaştırmalı soğutma sistemlerinden, tıp alanında patojenlerin damlacıklarla yayılmasına kadar farklı birçok alanda araştırmacılara katkı sunacaktır.

6. KAYNAKLAR

- Ala, G., Orioli, A., and Di Gangi, A. 2019. Energy and economic analysis of air-to-air heat pumps as an alternative to domestic gas boiler heating systems in the South of Italy. *Energy*, 173: 59-74.
- Badiei, A., Golizadeh Akhlaghi, Y., Zhao, X., Shittu, S., Xiao, X., Li, J., . . . Li, G. 2020. A chronological review of advances in solar assisted heat pump technology in 21st century. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 132: 110132.
- Buker, M.S., and Riffat, S.B. 2016. Solar assisted heat pump systems for low temperature water heating applications: A systematic review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 55: 399-413.
- Cao, X., Xilei, D., and Liu, J. 2016. Building energy-consumption status worldwide and the state-of-the-art technologies for zero-energy buildings during the past decade. *Energy and Buildings*, 128.
- Chung, Y., Yoo, J.W., Kim, G.T., and Kim, M.S. 2019. Prediction of the frost growth and performance change of air source heat pump system under various frosting conditions. *Applied Thermal Engineering*, 147: 410-420.
- Daikin, I. 2021a. FTXS-G Indoor units datasheet. Retrieved from http://www.daikintech.co.uk/Data/Split-Sky-Air-Indoor/FTXS/2011/FTXS-GV1B/FTXS60-71GV1B_Databook.pdf [Son erişim tarihi: 11.09.2021]
- Daikin, I. 2021b. RXS-G2V1B Outdoor units datasheet. Retrieved from http://www.daikintech.co.uk/Data/Split-Sky-Air-Outdoor/RXS/2009/RXS-G2V1B/RXS-G2V1B_Databook.pdf [Son erişim tarihi: 11.9.2021]
- Del Amo, A., Martínez-Gracia, A., Bayod-Rújula, A.A., and Cañada, M. 2019. Performance analysis and experimental validation of a solar-assisted heat pump fed by photovoltaic-thermal collectors. *Energy*, 169: 1214-1223.
- Emmi, G., Bordignon, S., Zarrella, A., and De Carli, M. 2020. A dynamic analysis of a SAGSHP system coupled to solar thermal collectors and photovoltaic-thermal panels under different climate conditions. *Energy Conversion and Management*, 213.
- Garcia, R.P., Oliveira, S.d.R., and Scalon, V.L. 2019. Thermal efficiency experimental evaluation of solar flat plate collectors when introducing convective barriers. *Solar Energy*, 182: 278-285.
- Herez, A., El Hage, H., Lemenand, T., Ramadan, M., and Khaled, M. 2020. Review on photovoltaic/thermal hybrid solar collectors: Classifications, applications and new systems. *Solar Energy*, 207: 1321-1347.
- Huan, C., Li, S., Wang, F., Liu, L., Zhao, Y., Wang, Z., and Tao, P. 2019. Performance analysis of a combined solar-assisted heat pump heating system in Xi'an, China. *Energies*, 12(13).
- Huang, W., Ji, J., Modjinou, M., and Qin, J. 2017. Effects of Ambient Parameters on the Performance of a Direct-Expansion Solar-Assisted Heat Pump with Bare Plate Evaporators for Space Heating. *International Journal of Photoenergy*, 2017.
- IEA. 2019. World Energy Outlook [Online]. Retrieved from <https://www.iea.org/weo2019/> [Son erişim tarihi: 21.08.2020]
- Kamel, R.S., Fung, A.S., and Dash, P.R.H. 2015. Solar systems and their integration with heat pumps: A review. *Energy and Buildings*, 87: 395-412.

- Khanlari, A., Sözen, A., Şirin, C., Tuncer, A.D., and Gungor, A. 2020. Performance enhancement of a greenhouse dryer: Analysis of a cost-effective alternative solar air heater. *Journal of Cleaner Production*, 251: 119672.
- Kim, T., Choi, B.I., Han, Y.S., and Do, K.H. 2018. A comparative investigation of solar-assisted heat pumps with solar thermal collectors for a hot water supply system. *Energy Conversion and Management*, 172: 472-484.
- Li, M.Y., Li, B., Liu, C., Su, S., Xiao, H., and Zhu, C. 2020. Design and experimental investigation of a phase change energy storage air-type solar heat pump heating system. *Applied Thermal Engineering*, 179.
- Liu, Y., Zhang, H., and Chen, H. 2020. Experimental study of an indirect-expansion heat pump system based on solar low-concentrating photovoltaic/thermal collectors. *Renewable Energy*, 157: 718-730.
- Lu, S.-M. 2016. A review of high-efficiency motors: Specification, policy, and technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 59: 1-12.
- Mohanraj, M., Belyayev, Y., Jayaraj, S., and Kaltayev, A. 2018a. Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part-B: Applications). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 83: 124-155.
- Mohanraj, M., Belyayev, Y., Jayaraj, S., and Kaltayev, A. 2018b. Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part A: Modeling and modifications). *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 83: 90-123.
- Moss, R.W., Henshall, P., Arya, F., Shire, G.S.F., Hyde, T., and Eames, P.C. 2018. Performance and operational effectiveness of evacuated flat plate solar collectors compared with conventional thermal, PVT and PV panels. *Applied Energy*, 216: 588-601.
- Poredoš, P., Tomc, U., Petelin, N., Vidrih, B., Flisar, U., and Kitanovski, A. 2020. Numerical and experimental investigation of the energy and exergy performance of solar thermal, photovoltaic and photovoltaic-thermal modules based on roll-bond heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 210: 112674.
- Qiu, G., Sun, J., Nie, L., Ma, Y., Cai, W., and Shen, C. 2020. Theoretical study on heat transfer characteristics of a finned tube used in the collector/evaporator under solar radiation. *Applied Thermal Engineering*, 165.
- Sezen, K., and Gungor, A. 2022. Performance analysis of air source heat pump according to outside temperature and relative humidity with mathematical modeling. *Energy Conversion and Management*, 263: 115702.
- Sezen, K., Tuncer, A.D., Akyuz, A.O., and Gungor, A. 2021. Effects of ambient conditions on solar assisted heat pump systems: a review. *Science of The Total Environment*, 778: 146362.
- Tzivanidis, C., Bellos, E., Mitsopoulos, G., Antonopoulos, K.A., and Delis, A. 2016. Energetic and financial evaluation of a solar assisted heat pump heating system with other usual heating systems in Athens. *Applied Thermal Engineering*, 106: 87-97.

ÖZGEÇMİŞ

KUTBAY SEZEN

ÖĞRENİM BİLGİLERİ

Doktora 2015-Devam Ediyor	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Antalya
Yüksek Lisans 2008-2012	Akdeniz Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Antalya
Lisans 2000-2005	İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul

MESLEKİ VE İDARİ GÖREVLER

Öğretim Görevlisi 2020-Devam Ediyor	Alanya Alaaddin Keykubat Üniversitesi Alanya Ticaret ve Sanayi Odası Meslek Yüksekokulu, Elektrik ve Enerji Bölümü, İklimlendirme ve Soğutma Teknolojisi Programı, Alanya/Antalya
--	--

ESERLER

Uluslararası hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

1- Sezen K., Tuncer A.D., Akyuz A.O., Gungor A. (2021). Effects of ambient conditions on solar assisted heat pump systems: a review. Science of The Total Environment, 778, 146362. Doi: 10.1016/j.scitotenv.2021.146362

2- Sezen K., Gungor A. (2022). Performance analysis of air source heat pump according to outside temperature and relative humidity with mathematical modeling. Energy Conversion and Management, 263, 115702. Doi: 10.1016/j.enconman.2022.115702

Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitaplarında basılan bildiriler

1- Sezen K., Gungor A. (2021). Effect of air flow rate provided by evaporator and condenser fans on the performance of air source heat pump, 4. International Conference on Technology and Science (Tam Metin Bildiri/Sözlü Sunum).

2- Sezen K., Gungor A. (2021). Selecting the suitable air source heat pump capacity for heating according to the air temperature, 4. International Conference on Technology and Science (Tam Metin Bildiri/Sözlü Sunum).

3- Kasi J.,K., Sezen K., Gungor A. (2020). Solar thermal and thermo-mechanical driven refrigeration systems. 3rd International Conference on Technology and Science (Tam Metin Bildiri/Sözlü Sunum).

4- Sezen K., Gungor A. (2020). PV/T assisted solar evaporative hybrid refrigeration systems. 3rd International Conference on Technology and Science (Tam Metin Bildiri/Sözlü Sunum).