



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN
ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ
DESTEKLİ BİR DÖNEL KURUTUCU
SİSTEMİNİN DENEYSEL OLARAK
İNCELENMESİ

Hacı PARLAMIŞ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Ağustos-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

YOĞUNLAŞTIRILMIŞ GÜNEŞ ENERJİSİ DESTEKLİ BİR DÖNEL KURUTUCU SİSTEMİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Hacı PARLAMIŞ

Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Mahmut Sami BÜKER

2022, 72 Sayfa

Jüri

Dr. Öğr. Üyesi Mahmut Sami BÜKER

Prof. Dr. Ahmet SAMANCI

Dr. Öğr. Üyesi Muharrem Hilmi AKSOY

Yüksek nem, insan konforu ve iklimlendirme sistemleri için oldukça önemli bir sorundur. Bu tez çalışmasında bu soruna çevreci bir çözüm olarak, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi (YGE) destekli bir nem alma sistemi önerilmiştir. Bu sistemde, nem alma cihazının ihtiyaç duyduğu termal enerji, YGE teknolojilerinden birisi olan parabolik oluklu hava kollektöründen (POHK) karşılanmaktadır. Mevsim şartları gereği iç ortamda test edilen sistemde ışınım kaynağı olarak bir güneş simülatörü kullanılmıştır. Güneş simülatöründen gelen ışınım POHK'nin odak noktasında bulunan toplayıcı tüpe yoğunlaştırılmakta ve toplayıcı tüp içerisinden geçen havayı ısıtmaktadır. Isınarak sıcaklığı yükselen hava ise dönel kurutuculu nem alma cihazının rejenerasyonu için kullanılmaktadır.

Farklı ışınım (250-500-750-1000W/m²) ve hava debilerinde (44-93-127,161 m³/h) test edilen POHK'den elde edilen veriler doğrultusunda POHK'nin; enerji, ekserji ve termal-hidrolik analizleri gerçekleştirilmiştir. Ardından POHK merkezinde bulunan toplayıcı tüp içerisine spiral helezon yerleştirilmiş ve helezonun POHK performansına etkisini incelemek için aynı şartlar altında testler ve analizler tekrarlanmıştır. Sonuçlar helezonlu POHK'nin termal verimliliğinin oldukça yüksek olduğunu ortaya koymuştur.

Ardından, termal performansı daha iyi olan helezonlu POHK nem alma cihazına entegre edilmiştir. POHK destekli nem alma sistemin analizleri için; ışınım (1000 W/m²) ve nem alma cihazı proses havası giriş debisi (200 m³/h) sabit tutulmuş, nem alma cihazı rejenerasyon havası giriş debisi (60-80-100 m³/h) ve nem alma cihazı proses havası giriş bağıl nemi (%80-%90) değişken kabul edilmiştir. Elde edilen bulgular POHK'den elde edilen düşük-orta sıcaklıktaki enerjinin, nem alma cihazını rejenere edebildiğini göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Güneş simülatörü, nem alma, parabolik oluklu hava kollektörü, termodinamik analiz, yenilenebilir enerji, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi

ABSTRACT

MS THESIS

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A CONCENTRATED SOLAR ENERGY ASSISTED ROTARY DRYER SYSTEM SYSTEM

Hacı PARLAMIŞ

**THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN ENERGY SYSTEMS
ENGINEERING**

Advisor: Asst. Prof. Dr. Mahmut Sami BÜKER

2022, 72 Pages

Jury

Asst. Prof. Dr. Mahmut Sami BÜKER

Prof. Dr. Ahmet SAMANCI

Asst. Prof. Dr. Muharrem Hilmi AKSOY

High humidity is a major issue for both human comfort and air conditioning systems. In this thesis, a dehumidification system assisted by concentrated solar energy (CSP) is proposed as an eco-friendly solution to this problem. In this system, the parabolic trough air collector (PTAC) provides the thermal energy needed for the rotary desiccant dehumidification unit. A solar simulator is used as a radiation source to perform indoor tests. The radiation from the solar simulator is concentrated to the collector tube located at the focal point of the PTAC that heats the air passing through the collector tube and the rotary dryer dehumidifier is regenerated using this hot air.

For the proposed system, energy, exergy, and thermal-hydraulic analysis were performed in line with the data obtained from PTAC that tested under different radiation (250-500-750-1000W/m²) and airflow rates (44-93-127.161 m³/h). Then, helical screw tape was placed in the receiver tube of the PTAC and the system was tested again under the same conditions to examine the effect of the helical screw on the PTAC's thermal performance. The results revealed that the PTAC with helical screw tape yielded a relatively higher thermal efficiency.

Thereafter, PTAC (with helical screw tape) was integrated into the dehumidifier due to its better thermal performance. For the analysis of the PTAC supported dehumidification system, irradiation (1000 W/m²) and dehumidifier process air inlet flow (200 m³/h) were kept constant. The solar dehumidification system was tested under dehumidifier regeneration air inlet flow rates of 60, 80 and 100 m³/h, and dehumidifier process air inlet relative humidity of 80-90%. The results demonstrated that the low-to-medium temperature energy from PTAC can successfully regenerate the dehumidifier and the system is capable of removing substantial amount of humidity.

Keywords: Concentrated solar energy, dehumidification, parabolic trough air collector, renewable energy, solar simulator, thermodynamic analysis

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı Yüksek Lisans Programında hazırlanmış ve Necmettin Erbakan Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimince 201216001 numaralı projeye desteklenmiştir. Bu çalışmanın ortaya çıkmasında verdiği destekten ötürü Necmettin Erbakan Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde, bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım değerli tez danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Mahmut Sami BÜKER'e, çalışmalarına katkı sağlamış olan; Ekrem ÖZDEN, Mamdooh ALWETAISHI ve Omrone BENJEDDOU'ya teşekkür ederim.

Ayrıca, tez çalışmalarım esnasında aramızdan ayrılan, dünyanın en güzel yürekli insanı, babam Mehmet PARLAMIŞ başta olmak üzere benden desteğini hiçbir zaman esirgemeyen tüm aile bireylerime ve arkadaşlarıma şükranlarımı sunuyorum.

Hacı PARLAMIŞ
KONYA-2022

İÇİNDEKİLER

| | |
|--|-------------|
| ÖZET | iv |
| ABSTRACT | iv |
| ÖNSÖZ | v |
| İÇİNDEKİLER | vi |
| SİMGELER VE KISALTMALAR | viii |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1. Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Teknolojileri | 3 |
| 1.1.1. Güneş kulesi tipi yoğunlaştırıcılar | 4 |
| 1.1.2. Paraboloidal çanak tipi yoğunlaştırıcılar | 5 |
| 1.1.3. Fresnel mercekli odaklayıcı yoğunlaştırıcılar | 6 |
| 1.1.4. Parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcılar | 6 |
| 1.2. Kurutuculu Nem Alma Sistemleri | 7 |
| 1.2.1. Katı kurutuculu nem alma sistemleri | 8 |
| 1.2.2. Sıvı kurutuculu nem alma sistemleri | 9 |
| 1.3. Tezin Amacı ve İçeriği | 9 |
| 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI | 11 |
| 3. MATERYAL VE YÖNTEM | 16 |
| 3.1. Materyal | 16 |
| 3.1.1. Deney düzeneğinde kullanılan sistemler | 16 |
| 3.1.1.1. Parabolik oluklu hava kollektörü | 16 |
| 3.1.1.2. Güneş simülatörü | 17 |
| 3.1.1.3. Nem alma cihazı | 18 |
| 3.1.1.4. Deneyleerde kullanılan veri toplama ekipmanları | 20 |
| 3.2. Yöntem..... | 23 |
| 3.2.1. Parabolik oluklu hava kollektörü performans analizi | 24 |
| 3.2.1.1. Enerji analizi | 24 |
| 3.2.1.2. Termal-hidrolik analiz | 25 |
| 3.2.2. Katı kurutuculu nem alma cihazının performans analizi | 27 |
| 3.2.2.1. Nem alma etkinliği..... | 27 |
| 3.2.2.2. Nem alma kapasitesi | 27 |
| 3.2.2.3. Nem alma performans katsayısı..... | 27 |
| 3.2.2.4. Duyulur enerji oranı | 28 |
| 3.2.2.5. Nem alma cihazının ekserji analizi | 28 |
| 3.2.3. Test Metodu | 29 |
| 4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA | 32 |
| 4.1. Parabolik Oluklu Hava Kollektörü | 32 |
| 4.1.1. Yansıtıcı ayna yüzey sıcaklıkları | 32 |

| | |
|--|-----------|
| 4.1.2. POHK'ye giren ve çıkan hava sıcaklıkları | 33 |
| 4.1.3. POHK enerji verimlilikleri | 38 |
| 4.1.4. POHK ekserji verimlilikleri..... | 42 |
| 4.1.5. POHK termal-hidrolik verimlilikleri | 44 |
| 4.2. Nem Alma Cihazı | 45 |
| 4.2.1. Nem alma cihazı giriş çıkış parametreleri | 48 |
| 4.2.2. Nem alma etkinliği..... | 55 |
| 4.2.3. Nem alma kapasitesi | 56 |
| 4.2.4. Nem alma performans katsayısı..... | 57 |
| 4.2.5. Duyulur enerji oranı..... | 58 |
| 4.2.6. Nem alma cihazı ekserji verimliliği..... | 59 |
| 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER..... | 64 |
| 5.1. Sonuçlar | 64 |
| 5.2. Öneriler | 66 |
| 6. KAYNAKLAR | 67 |

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

| | |
|------------------------|--------------------------------|
| $^{\circ}\text{C}$ | : Santigrat derece |
| \dot{E}_s | : Toplam ekserji |
| \dot{E}_u | : Ekserji kazancı |
| \dot{E}_x | : Toplam ekserji yıkımı |
| \dot{Q}_{net} | : Net enerji |
| \dot{Q}_u | : Faydalı enerji |
| \dot{m} | : Kütleli debi |
| R_g | : İdeal gaz sabiti |
| \dot{V} | : Hacimsel debi |
| c_p | : Özgül ısı |
| Δh_{vs} | : Suyun gizli buharlaşma ısısı |
| ΔP | : Basınç farkı |
| Δs | : Entropi farkı |
| D | : Hidrolik çap |
| DNI | : Direkt ışınım |
| f | : Sürtünme faktörü |
| h | : Entalpi |
| kg/s | : Kilogram/saat |
| kW | : Kilovat |
| L | : Uzunluk |
| m | : Metre |
| m/s | : Metre/saniye |
| m^2 | : Metre kare |
| m^3 | : Metre küp |
| m^3/h | : Metre küp/saat |
| mm | : Milimetre |
| MW | : Megavat |
| nm | : Nanometre |
| P | : Basınç |
| RH | : Bağlı nem |

| | |
|------------------|-------------------|
| T | : Sıcaklık |
| v | : hız |
| W | : Watt |
| W/m ² | : Watt/metre kare |
| η | : Verim |
| ρ | : Yoğunluk |
| τ | : Zaman |

Alt indisler

| | |
|-----|-------------------|
| 0 | : Ölü nokta |
| a | : Hava |
| aa | : Açıklık alanı |
| am | : Çevre |
| ch | : Kimyasal |
| deh | : Nem alma |
| eff | : Efektif |
| ex | : Ekserji |
| sun | : Güneş |
| th | : Termal |
| t-h | : Termal-hidrolik |

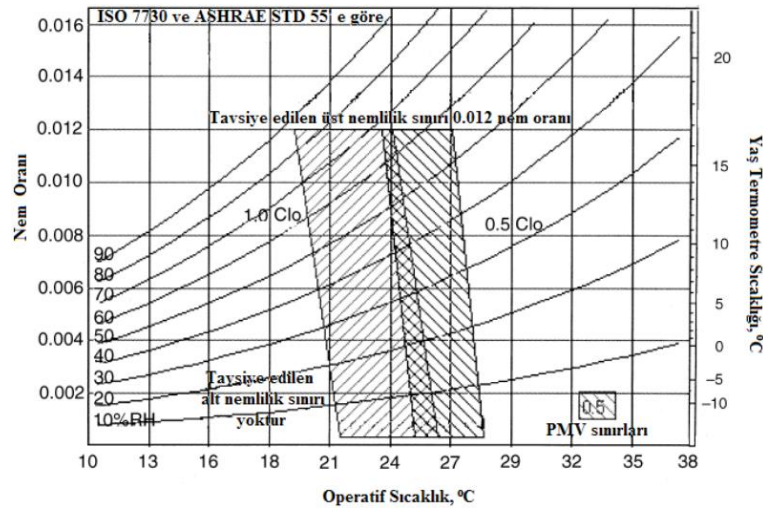
Kısaltmalar

| | |
|-------|---|
| BİTAM | : Bilim ve Teknoloji Araştırma Uygulama Merkezi |
| COP | : Performans Katsayısı |
| DEO | : Duyulur Enerji Oranı |
| EES | : Engineering Equation Solver |
| NAK | : Nem Alma Kapasitesi |
| NAPK | : Nem Alma Performans Katsayısı |
| POHK | : Parabolik Oluklu Hava Kollektörü |
| TREC | : Trans Mediterranean Renewable Energy |
| YGE | : Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi |

1. GİRİŞ

İdeal bir ortam havası, hem canlı hem de cansız varlıklar için oldukça önemlidir. İdeal bir ortam havası, ne çok kuru ne de çok nemli olmalıdır. Ortam havası neminin çok yüksek olduğu durumlar ciddi sorunlara yol açmaktadır. Havanın çok fazla nemli olması rutubet ve küf oluşumuna sebep olur. Rutubet ve küf ise; eşyaların kullanılamaz hale gelmesine, elektronik cihazların bozulmasına, binanın yapı elemanlarında çeşitli hasarların meydana gelmesine, ortamda istenmeyen mikroorganizmaların çoğalmasına ve dolayısıyla insan sağlığının bozulmasına sebebiyet verir.

Bu sebeple bir ortamdaki kabul edilebilir sıcaklık ve nem seviyeleri ISO 7730, ASHRAE STD 55 gibi standartlarda belirtilmiştir(ANSI/ASHRAE Standard 55; ISO 7730). Isıl konfor standartları olarak belirtilen, kabul edilebilir sıcaklık ve nem seviyeleri Şekil 1.1.'de grafik olarak sunulmuştur. Grafik incelendiğinde; 19-28 °C sıcaklıkları arasında tavsiye edilen üst nemlilik sınırının 12 g/kg olduğu görülmektedir. 24 °C'de yaklaşık olarak %65 bağıl nem seviyelerine tekabül eden bu üst nemlilik sınırının aşılması, yukarıda bahsedilen sorunlara sebebiyet verebileceği için nem kontrolü oldukça önemlidir.



Şekil 1.1. İç ortamda sıcaklık ve nem için ideal aralıklar (ANSI/ASHRAE Standard 55).

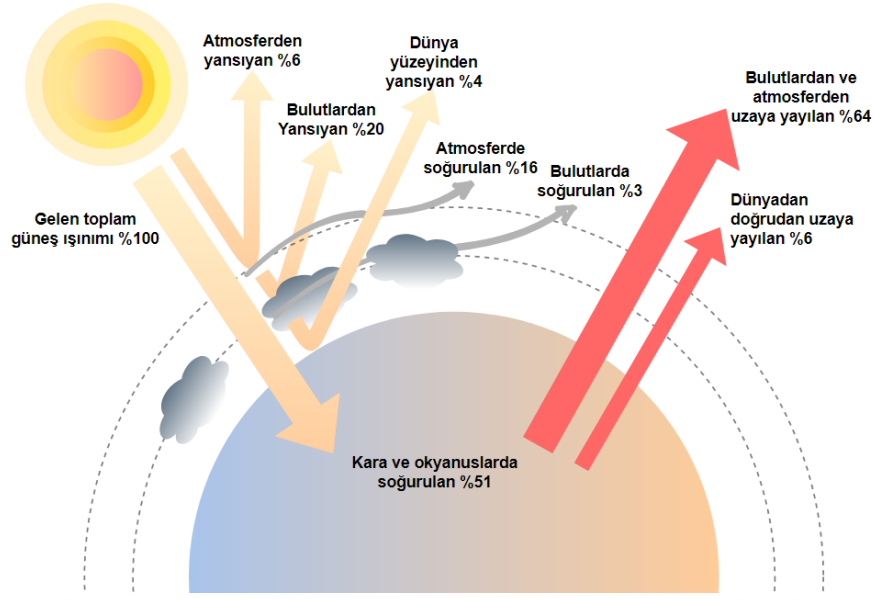
Fazla nemli ortamlardaki bu olası sorunların önüne geçmek ve ideal ortam havasının tesis edilmesi için nem alma cihazları kullanılmaktadır. Yüksek nemli ortamlardaki nemin giderilmesi için kullanılan bu cihazlar, termal enerji ihtiyaçları sebebiyle büyük enerji tüketimine sebep olmaktadır. Bu nedenle, özellikle son yıllarda

nem alma cihazları gibi doğrudan termal enerjiye ihtiyaç duyan sistemlerdeki enerji taleplerinin, yenilenebilir enerji kaynaklarından karşılanması ve verimliliklerinin artırılması için birçok çalışma yapılmaktadır.

Bilindiği üzere enerji kaynakları; fosil yakıtlar, yenilenebilir enerji ve nükleer enerji olarak üç ana kategoriye ayrılmaktadır (Lund, 2007; Ummadisingu & Soni, 2011). Rekabetçi fiyatı ve yüksek enerji yoğunluğu nedeniyle günümüzde en çok tercih edilen enerji kaynağı fosil yakıtlardır (Ngoh & Njomo, 2012; Schulz & Sick, 2005). Fakat zamanla artan fosil yakıt tedariki sıkıntısı ve çevre sorunları gibi sorunlarla birlikte yenilenebilir enerji kaynaklarına talep artmıştır (Agrafiotis ve ark., 2015; Barlev ve ark., 2011; W. Wang ve ark., 2015).

Yenilenebilir enerji, sifira yakın emisyonlarla doğal-yenilenebilir kaynaklardan üretilen, dolayısıyla sera gazları ve çevre kirliliğine sebep olmayan enerji olarak tanımlanmaktadır (Duić ve ark., 2013; Fuqiang ve ark., 2017; Graceva & Zeniewski, 2013). Yenilenebilir enerji, güneş enerjisinin doğrudan veya yeryüzü üzerindeki dolaylı etkilerinden (rüzgar, biyokütle, dalga, jeotermal) yararlanılarak elde edilir (Date ve ark., 2015; Fuqiang ve ark., 2015; Kribus ve ark., 2014; Qiu ve ark., 2015, 2016; Xingang ve ark., 2012).

Güneş çevresine muazzam miktarda radyasyon enerjisi yayar. Toplam $3,8 \times 10^{20}$ MW enerji yayan güneşin yüzeyinde metrekareye düşen enerji yayılımı 63 MW/m^2 'dir. Dünyamız yayılan bu toplam radyasyonun $1,7 \times 10^{14}$ kW kadarını alır, ancak bu küçük oranda bile yeryüzüne ulaşan 84 dakikalık güneş ışınımının, dünyanın 1 yıllık enerji talebine karşılık geldiği tahmin edilmektedir (Kalogirou, 2013). Güneş ışığı enerjisi Şekil 1.2.'de görüldüğü gibi, yeryüzüne ulaşmaya kadar; yansıma, soğrulma ve atmosferdeki karbondioksit, su buharı ve süspansitlerden kademeli olarak zayıflayacaktır (M. Chen ve ark., 2015; Inman ve ark., 2013; Nasa, 2022). Bu zayıflamalara rağmen güneşten yayılan toplam radyasyonun %51'i yeryüzüne ulaşmaktadır. Bu nedenle güneş enerjisi diğer enerji kaynaklarına kıyasla çok daha fazladır ve sürdürülebilir enerji geliştirme programının temel taşıdır (Liu ve ark., 2016; X. Meng ve ark., 2013; F. Wang ve ark., 2015; Zhu ve ark., 2016).



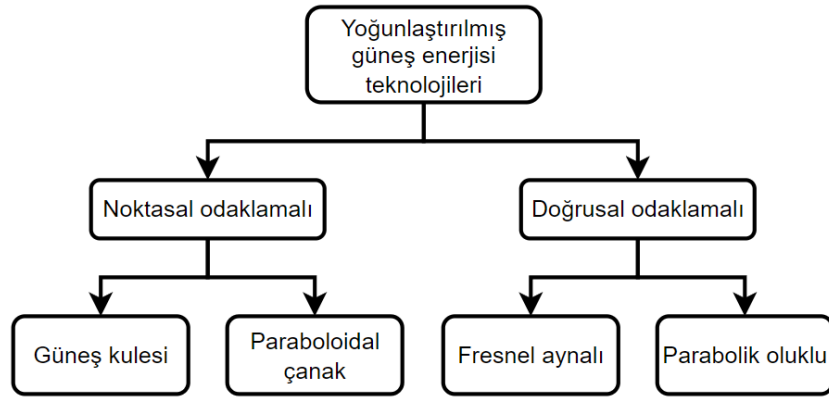
Şekil 1.2. Dünya'ya ulaşan enerjinin dağılımı (Nasa, 2022)

1.1. Yoğunlaştırılmış Güneş Enerjisi Teknolojileri

Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknolojileri aynalar aracılığıyla güneş ışınlarını bir noktaya yoğunlaştırmak suretiyle yüksek bir enerji yoğunluğu ve sıcaklık elde etmek için kullanılabilen sistemler olup, geleneksel olarak fosil yakıtlarla çalışan sistemlerin yerine kullanılacak alternatif sistemlerdir (Moukhtar ve ark., 2020). Yoğunlaştırıcı güneş sistemlerinin kurulumları için geniş alan gereksinimine ihtiyaç duyulması nedeniyle bu sistemler genellikle çöller gibi verimli olmayan topraklarda konumlandırılır. Trans Mediterranean Renewable Energy (TREC) şirketine göre çölün her kilometre karesi 1,5 milyon varil petrole eşdeğer güneş enerjisi almaktadır (Kalogirou, 2013). Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknolojileri, odak geometrisi ve alıcı teknolojisine göre dört sınıfa ayrılabilir.

- Güneş kulesi tipi yoğunlaştırıcılar
- Paraboloidal çanak tipi yoğunlaştırıcılar
- Fresnel aynalı yoğunlaştırıcılar
- Parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcılar

Bu dört sistem içerisinde güneş kulesi tipi yoğunlaştırıcılar ve paraboloidal çanak tipi yoğunlaştırıcılar noktasal odaklamalı yoğunlaştırıcı sistemler iken, fresnel mercekli odaklayıcı yoğunlaştırıcılar ve parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcılar ise doğrusal odaklamalı yoğunlaştırıcı sistemlerdir (Şekil 1.3.).



Şekil 1.3. Yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknolojileri (Moukhtar ve ark., 2020)

1.1.1. Güneş kulesi tipi yoğunlaştırıcılar

Güneş kulesi tipi yoğunlaştırıcı sistemler, belirli bir alana yerleştirilmiş düz veya heliostat aynalar ve bu aynaların merkezlerinde bulunan kule olmak üzere 2 temel unsurdan meydana gelmektedir (Şekil 1.4.). Bu sistemler büyük ölçekli sistemler içerisinde uygun maliyeti ve yüksek performansı ile güneşten elektrik üretmek için en uygun sistemlerden birisidir (Dincer ve ark., 2014). Ayrıca gelişen teknoloji ile bu sistemlerin alt bileşenlerinin performanslarında iyileşme ve maliyetlerinde düşüşler beklenmektedir (Behar ve ark., 2013).



Şekil 1.4. Kalifornia'da tipik bir güneş kulesi tipi yoğunlaştırıcı (Mendelsohn ve ark., 2012)

Güneş kuleleri temel olarak, bir kule ve onun etrafına yerleştirilmiş, bilgisayar desteği ile güneşi iki eksenli olarak takip eden çok sayıda yansıtıcı aynalardan meydana gelir. Aynalar güneşi kulenin üzerinde bulunan sabit merkezi bir alıcıya doğru yoğunlaştırır (Gielen D., 2012). Alıcı tarafından toplanan güneş ışınları ile elde edilen termal enerji sayesinde buhar üretilir. Üretilen buhar ise buhar türbinlerine aktarılarak geleneksel enerji santrallerindeki gibi bir güç dönüştürme sistemi ile elektrik enerjisine dönüştürülür.

1.1.2. Paraboloidal çanak tipi yoğunlaştırıcılar

Paraboloidal çanak yoğunlaştırıcı sistemler, güneş ışınlarını sistemin odak noktasına monte edilmiş bir alıcıya odaklayan ve geometri olarak bir uydu çanağına benzeyen sistemlerdir (Şekil 1.5.). Alıcıda toplanan termal enerji Stirling motor gibi bir güç dönüştürme sistemine aktarılarak elektrik enerjisine dönüştürülür (Mendelsohn ve ark., 2012; Wolff ve ark., 2008). İdeal bir paraboloidal çanak yoğunlaştırıcı sistemin çift eksenli güneş takip sistemine sahip olması gerekir. Çanak yoğunlaştırıcı sistemlerin %30'a ulaşan yüksek verimliliği ve modülerliği (5-50 kW) bu sistemlerin başlıca avantajlarından. Bu sistemlerin elektrik üretim maliyetleri diğer güneş yoğunlaştırıcı sistemlere nispeten yüksek olsa da özellikle şebekeye uzak yerlerde bağımsız olarak elektrik enerjisi üretebilmek için kullanılabilir olması sebebiyle dikkat çekmektedir.



Şekil 1.5. Paraboloidal çanak tipi yoğunlaştırıcı (Kalogirou, 2013)

1.1.3. Fresnel mercekli odaklayıcı yoğunlaştırıcılar

Fresnel mercekli odaklayıcı yoğunlaştırıcılar, güneş ışınlarını uzun ve düz aynalar aracılığıyla bir veya daha fazla tüpe odaklayarak tüp içerisindeki akışkana termal enerji sağlayan sistemlerdir (Şekil 1.6.) (Moukhtar ve ark., 2020). Bu sistemler güneş takibini tek eksenli olarak yapabildiğinden çift eksenli diğer yoğunlaştırıcı sistemlere kıyasla verimleri daha düşüktür. Fresnel mercekli odaklayıcı bir sistem ve şematik diyagramı Şekil 1.6.'da görüldüğü gibidir.



Şekil 1.6. Fresnel mercekli yoğunlaştırıcı sistem (Moukhtar ve ark., 2020)

1.1.4. Parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcılar

Parabolik oluklu güneş yoğunlaştırıcıları, güneş yoğunlaştırma sistemlerinin içerisinde ticari olarak kendini kanıtlamış ve teknoloji olarak en olgun sistemlerdir. Şu an kurulu güneş yoğunlaştırma sistemlerinin %90'ını oluşturmaktadır (Moukhtar ve ark., 2020). Şekil 1.7.'de görüldüğü gibi kavisli aynalara sahip parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcı sistemler gün boyunca güneşi alabilmesi için genellikle tek eksenli takip sistemine sahip sistemlerdir. Güneşten gelen ışınlar parabol şeklindeki yansıtıcı yüzeylerden parabolün odak noktasında bulunan ve eksen boyunca uzanan toplayıcı tüpe aktarılır.

Toplayıcı tüp genellikle havası boşaltılmış (vakumlanmış) bir cam ve içerisinde genellikle metalden bir soğurucu tüpten meydana gelir. Soğurucu tüp genellikle paslanmaz çelik bir malzemeden olan ve kısa dalga ışınlarını iyi emen selektif yüzey ile kaplanır. Bu kaplama ve cam tüp ısı kayıplarını azaltmak için kullanılır (Sabiha ve ark. 2015). Akışkan olarak kullanılacak birçok sıvı veya gaz fazındaki akışkanlar yüksek

sıcaklıktaki toplayıcı tüplerden geçerek içerisinde dolaşan akışkanın sıcaklığının artırılmasını sağlar.



Şekil 1.7. Parabolik oluk tipi yoğunlaştırıcı (Cardozo, 2012)

1.2. Kurutuculu Nem Alma Sistemleri

Gün geçtikçe artan konfor şartlarına bağlı olarak, iklimlendirmeye harcanan enerji miktarı da günden güne artmaktadır. Sıcak ve nemli iklimlerde ortamın soğutulması için genellikle geleneksel buhar-sıkıştırımlı iklimlendirme sistemleri kullanılmaktadır. Bu iklimlendirme sistemlerinde havadaki nem, buharlaştırıcıda çığ noktası sıcaklığının altına kadar soğutularak giderilmektedir. Bu işlem, hem çevreye zararlı olabilecek gazların salınmasına, hemde sistemde harcanan elektrik enerjisinin artmasına sebep olmaktadır. Bu nedenle, ortamdaki nem kontrolünün sağlanması için geleneksel buhar sıkıştırımlı sistemlere göre birçok avantajı bulunan kurutuculu nem alma sistemleri geliştirilmiştir.

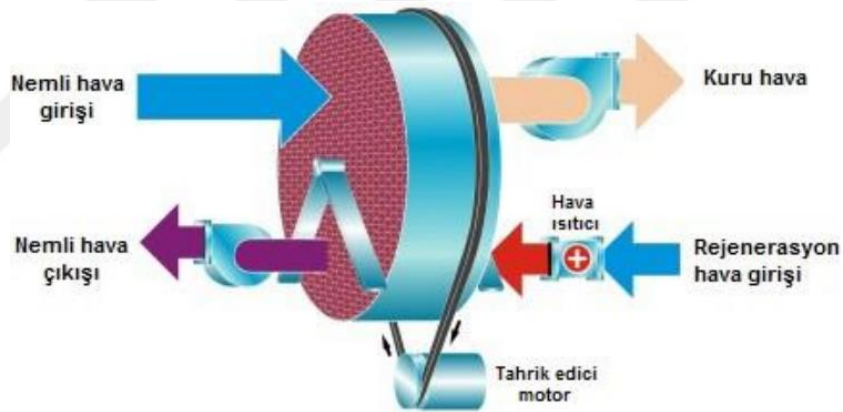
Kurutuculu nem alma sistemlerinde havadaki nem kurutucu materyallerle alınır. Nemli hale gelen kurutucu materyaller ise nisbeten yüksek sıcaklıklardaki rejenerasyon havası ile rejenere edilerek tekrar nem alma kabiliyeti kazanırlar. Bu sistemlerde, rejenerasyon havası için ihtiyaç duyulan termal enerji doğrudan elektrikli rezistanslar yerine, yenilenebilir enerji kaynaklarından veya atık ısılardan karşılanarak sistemin verimliliği artırılabilir (Kavasoğullari, 2016). Nem alma sistemleri temel olarak, katı ve sıvı kurutuculu nem alma sistemleri olarak ikiye ayrılmaktadır.

Her iki kurutucu sistemin benzer şekilde çalışmasına karşın bu sistemlerde nemi hapseden kurutucu maddeler farklıdır. Katı kurutuculu sistemlerde kurutucu materyal olarak; polimerler, silika, zeolitler, alümina ve hidratlanabilir tuzlar kullanılırken, sıvı

kurutuculu sistemlerde; lityum klorür, kalsiyum klorür, lityum bromür, trietilen glikol ve kalsiyum klorür-lityum klorür karışımı kullanılmaktadır (Uçkan, 2012).

1.2.1. Katı kurutuculu nem alma sistemleri

Katı kurutucu sistemlerde proses havası, silika jel veya zeolit gibi bir adsorpsiyon malzemesi içeren yatak boyunca dolaştırılır. Nemli proses havası buradan geçerken nemini bu yatakta bırakır ve nem alma cihazını terk eder. Ancak silika jel veya zeolitlerin tutmuş olduğu nemin yataktan uzaklaştırılması için ikincil bir hava gereklidir. Daha önce de bahsedildiği üzere bu hava, proses havasına göre sıcaklığı yüksek ve dolayısı ile nem alma kapasitesi fazla bir hava olmalıdır. Bu havaya rejenerasyon havası denir. Bu hava sayesinde nem giderme işleminin sürekliliği sağlanır (Mei ve diğerleri, 1992). Birden fazla çeşidi bulunan katı kurutuculu nem alma sistemleri içerisinde en yaygın olarak kullanılanı dönel kurutuculardır. Merkezinde dönel bir tekerleğe sahip bu kurutucuların tipik bir örneği Şekil 1.8.'de gösterilmiştir.

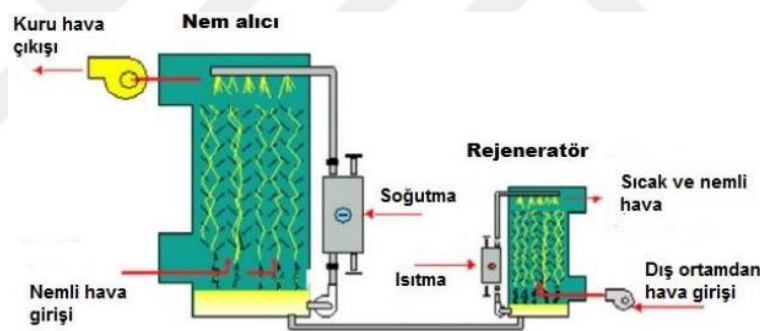


Şekil 1.8. Dönel kurutucu tekerlek (Kara, 2009)

Şekilde de görüleceği üzere dönel kurutucu tekerleklerde, nemden arındırılacak (proses) ve nemi süpürecek (rejenerasyon) olan havalar birbirine karşıt şekilde akmaktadır. Yavaş ve sürekli olarak dönmekte olan tekerleğe giren nemli proses havası, nemini kurutucu tekerlek içerisindeki kurutucu materyallere bırakarak daha kuru bir havaya dönüşürken, nisbeten yüksek sıcaklığa sahip rejenerasyon havası ise sahip olduğu nem taşıma kapasitesi sayesinde kurutucu materyallerdeki nemi süpürerek daha nemli bir havaya dönüşmektedir (Camargo, 2005).

1.2.2. Sıvı kurutuculu nem alma sistemleri

Bir sıvı kurutuculu nem alma sistemi, temel olarak nem alıcı ve rejeneratörden meydana gelmektedir. Bunların haricinde ısı eşanjörleri, hava fanları ve sıvı pompaları yardımcı elemanlar olarak sayılabilir. Basit bir sıvı kurutuculu nem alma sistemi Şekil 1.9.'da gösterilmiştir. Bu sistemlerde nem alma işlemi, havadaki nemi emmek için sıvı kurutucunun proses havasına püskürtülmesi ile gerçekleştirilir, ardından sıvı kurutucu bir kartere düşer ve tekrar havaya püskürtülmek üzere nozullara geri pompalanır. Proses havasının nemden arındırılması sonucunda çözelti seyrelir. Seyreltik hale gelen çözelti rejeneratöre gönderilir. Rejeneratörde dış ortamdan alınan hava kullanılarak çözelti içerisindeki nem azaltılır. Isınmış derişik çözelti soğutularak tekrar kullanıma hazır hale getirilir ve nem alıcıya tekrar gönderilir. Sürecin bu şekilde tekrarlanması ile nem alma işlemi devam eder. Sıvı kurutuculu nem alma sistemlerinde kurutucu materyallerde kimyasal değişim gözlenir. Bu nedenle bu sistemlerdeki nem alma ve tutma işlemi absorpsiyon olarak tanımlanır (Jain, 2007).



Şekil 1.9. Sıvı kurutuculu nem alma sistemi (Mohammad, 2013)

1.3. Tezin Amacı ve İçeriği

Isıl konforun sağlanması ve olası birçok problemin önüne geçilebilmesi için birçok alanda nem alma cihazları kullanılmaktadır. İnşaat, gıda deposu, market, matbaa, ilaç deposu, laboratuvar, tekstil, kimya ve iklimlendirme alanları gibi birçok alanda kullanılmakta olan nem alma cihazları, kurutma için ihtiyaç duydukları termal enerjiyi genellikle içerisinde bulunan elektrikli rezistanslardan karşılamaktadır. Oysa, nem alma cihazı gibi doğrudan termal enerjiye ihtiyaç duyan sistemlerde, enerjinin en değerli formu olan elektrik enerjisi yerine, güneş enerjisi teknolojileri kullanılabilir. Bu sayede hem çevreye karbon salınımı azaltılmış hem de enerji tasarrufu sağlanmış olur.

Bu tez çalışmasının amacı; doğrudan elektrik enerjisi kullanan, nem alma cihazı gibi çevreci olmayan sistemlerin, yenilenebilir enerji teknolojileri ile entegre edilerek çevreci hale getirilebileceklerini göstermektir. Bu bağlamda bu tez çalışmasında, nem alma cihazlarının ihtiyaç duydukları termal enerjiyi, elektrik enerjisi yerine doğrudan güneş gibi yenilenebilir kaynaklardan karşılanması araştırılmıştır.

Tez çalışmaları laboratuvar ortamında gerçekleştirildiği için ışıınım kaynağı olarak güneş simülatörü kullanılmıştır. Güneş simülatörü karşısına, en yaygın yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknolojilerinden birisi olan parabolik oluklu hava kollektörü (POHK) yerleştirilmiştir. Güneş simülatöründen gelen ışınlar, POHK odak merkezindeki toplayıcı tüpe yansıtılmış, toplayıcı tüp içerisinde akan havanın sıcaklığı yükseltilmiştir. Sıcaklığı yükselen hava ise, elektrikli rezistansı sökülen nem alma cihazında rejenerasyon havası olarak kullanılmıştır.

Farklı şartlar altında testlere tabi tutulan sistemden elde edilen veriler sayesinde, ilgili denklemlerle sistem performans hesaplamaları gerçekleştirilmiş ve POHK'den elde edilen termal enerjinin, nem alma cihazı rejenerasyonu için yeterli olup olmadığı araştırılmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Halliday ve ark. (Halliday ve ark., 2002), dönel bir katı kurutucunun rejenerasyonu için gerekli termal enerjinin karşılanmasında güneş enerjisi kullanımını değerlendirmiş ve İngiltere’de güneş destekli kurutuculu soğutma sisteminin kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Mavroudaki ve ark. (Mavroudaki ve ark., 2002), Güney Avrupa'nın çeşitli yerlerinde tek aşamalı kurutucu soğutma sisteminde güneş enerjisini kullanma potansiyelini değerlendirmek için bir güneş kurutuculu soğutma modelinin kullanıldığı çalışmanın sonuçlarını sunmuşlardır. Çalışma, yaşanan gizli ısı kazanımlarının çok fazla olmaması şartıyla Avrupa'nın bazı bölgelerinde güneş destekli kurutuculu soğutma uygulamasının mümkün olduğunu göstermektedir Bununla birlikte bağıl nemin çok fazla olması durumunda, kurutucunun ihtiyaç duyduğu rejenerasyon sıcaklıklarını sağlamadaki zorluktan dolayı sistemin uygulanabilirliğini kısıtlandığı belirtilmiştir.

Kanoğlu ve ark. (Kanoğlu ve ark., 2004), açık çevrim kurutuculu soğutma sistemlerinin enerji ve ekserji analizleri için bir prosedür geliştirmiş ve kurutucu olarak doğal zeolit ile havalandırma modunda çalışan deneysel bir üniteye uygulamıştır. Çalışmada sistemdeki en fazla ekserji yıkımı %33,8 ile dönel katı kurutucu da, ardından %31,2 ile elektrikli ısıtıcı da tespit edilmiştir.

Ahmed ve ark. (Ahmed ve ark., 2005), bir dönel katı kurutucunun performansının değerlendirilmesini ve optimizasyonunu sunmuştur. Çalışmada; tekerlek kalınlığı, tekerlek hızı, rejenerasyonun adsorpsiyon alanına oranı, tekerlek gözenekliliği gibi tasarım parametrelerinin etkisini ve hava akış hızı, havanın giriş nem oranı ve rejenerasyon sıcaklığı gibi çalışma parametrelerini incelemek ve tartışmak için sayısal bir model geliştirilmiştir. Sayısal sonuçlar, her çalışma koşulunda her tasarım parametresinin maksimum bir değeri olduğunu göstermektedir.

Bourdoukan ve ark. (Bourdoukan ve ark., 2009), vakum tüplü güneş kolektörleri ile çalışan kurutuculu bir klima sistemi üzerinde deneysel bir araştırma yapmışlardır. Yapılan araştırmayla, nem alma işleminin sadece rejenerasyon sıcaklıklarına değil çevre sıcaklıklarına da bağlı olduğunu göstermişlerdir. Sistemin 15 g/kg nem seviyesinin üstündeki nemli bölgelerde uygulanma potansiyelinin az olduğu ve uygun iklimlerde buhar sıkıştırılmalı sistemlere iyi bir alternatif olabileceğini belirtmişlerdir. Ayrıca vakum tüplü güneş kolektörlerinin verimlerini (çalışma sıcaklıklarından bağımsız olarak) 0,6'nın üzerinde bulmuşlardır.

White ve ark. (White ve ark., 2009), ticari bir ofis alanını iklimlendirmek için bağımsız, tek geçişli kurutucu soğutma sisteminin saatlik performansını, TRNSYS yazılımını kullanarak incelenmiş ve farklı iklimlerde güneş destekli kurutuculu soğutma sisteminin performansı arasındaki farklılıkları araştırmıştır. Araştırmaları nemli iklimlerde sistemin ideal koşulları sağlamakta yetersiz kaldığını ve bu alanda daha fazla çalışma yapılması gerektiğini belirtmektedir.

Khalid ve ark. (Khalid ve ark., 2009), Pakistan'ın farklı şehirleri için güneş destekli hibrit kurutucu soğutma sisteminin TRNSYS üzerinde yapılan deneysel ve simülasyon çalışmalarını sunmuşlardır. Hazırlanan sistemin geleneksel buhar sıkıştırımlı soğutuculara kıyasla önemli ölçüde enerji tasarrufu sağladığı görülmüştür. Lahore şehri için alınan simülasyon sonuçlarında, sistemin 7 aylık soğutma sezonunun 3 ayında havayı yardımcı bir soğutma ünitesine ihtiyaç duymadan konfor seviyesine kadar soğutabileceğini göstermişlerdir.

Hürdoğan ve ark. (Hürdoğan ve ark., 2010), desisif bir iklimlendirme sisteminin ve sistemde bulunan önemli bileşenlerin ekserji analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan analizler sonucunda, ekserji tahribi ve tersinmezliği en fazla bileşenin elektrikli ısıtıcı olduğunu, ayrıca sistemde kullanılan ısı değiştiricilerin ekserji verimlerinin %71-98 arasında değiştiğini, tüm sistemin ekserji veriminin ise yaklaşık %40 olduğu görülmüştür.

Uçkan ve ark. (Uçkan ve ark. 2011), dönel katı kurutuculu bir soğutma sisteminin Adana gibi sıcak ve nemli bir bölge için uygulanabilirliğinin araştırılması amacıyla Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü Laboratuvarında bir sistem kurulmuştur. Dış ortamdan alınan 32 °C'deki taze havanın sıcaklığı yaklaşık olarak 20–21 °C'ye kadar düşürülerek soğutulan mahale gönderilmiş ve mahal sıcaklığı da yaklaşık olarak 26 °C'de kalmıştır.

Jani ve ark. (Jani ve ark. 2013), toplam 30 kW soğutma yükü olan bir konferans salonu için güneş destekli, kurutuculu bir sistem tasarlayarak TRNSYS programı üzerinde analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında, kurutucuya giren proses havasının dış ortamdan (havalandırma modu) ve soğutulan odadan (devridaim modu) alındığı iki farklı çevrim için elde ettikleri sonuçları değerlendirmişlerdir. Analiz sonuçlarında alınan COP değerleri sırasıyla havalandırma ve devridaim modlarında; 0,494 ve 0,693 olarak bulunmuştur.

Dezfouli ve ark. (Dezfouli ve ark. 2013), Malezya'nın sıcak ve nemli bölgeleri için tasarladıkları güneş destekli ve kurutuculu soğutma sistemini TRNSYS yazılımı

üzerinde çalışarak elde ettikleri sonuçları değerlendirmişlerdir. Jani ve ark.'larının yaptıkları çalışmadaki gibi sistem iki farklı çevrim üzerinde incelenmiştir. Proses ve rejenerasyon havasının 0,86 kg/s ve iklimlendirilen mekanın toplam soğutma yükünün 49,817 BTU/sa olduğu çalışmada, havalandırma ve devridaim modlarında COP değerleri sırasıyla 0,8 ve 1,6 olarak bulunmuştur.

Sopian ve ark. (Sopian ve ark., 2014), güneş destekli kurutuculu soğutma sisteminde, dönel katı kurutucunun nem alma kapasitesinin sistem performansına etkisini araştırmak için TRNSYS yazılımında tasarlanan dört farklı sistem konfigürasyonunun, Malezya'nın sıcak ve nemli iklim şartlarında simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Yüksek nem alma kapasitesinin, kurutucu soğutma sisteminin performansını arttırdığı ve iklimlendirilen mahalde ısı konfor şartlarının sağlanmasına olumlu etkisi olduğu sonucuna varılmıştır. Bu nedenle dış ortamın 30°C ve 0,0200 kg/kg olduğu durumda, havalandırma modunda iki aşamalı güneş kurutucu soğutma sisteminin diğer konfigürasyonlara göre daha uygun olduğu görülmüştür.

Zendejboudi ve ark. (Zendejboudi ve ark., 2014), İran'ın ılık ve nemli iklim bölgelerinde bulunan 4 farklı şehir için güneş destekli kurutuculu soğutma sisteminin COP değerleri TRNSYS programında hesaplanmış ve karşılaştırılmıştır. Çevre havasının özgül nem değerleri 16,1 g/kg ve 12,48 g/kg olan iki farklı kent için COP değerleri sırasıyla 2,4 ve 3,2 olarak bulunmuştur.

Zouaoui ve ark. (Zouaoui ve ark., 2016), nem almalı soğutma teknolojilerini araştırmışlardır. Çalışmada geleneksel soğutma sistemleri ile nem alma entegreli soğutma sistemlerini kıyaslamışlardır. Enerji tasarrufu ve performans açısından yapılan kıyaslama sonucunda, nem almalı soğutma sistemlerinin genel anlamda daha avantajlı olduğu sonucuna ulaşmışlardır.

Kara ve ark. (Kara ve ark., 2016), nem almalı bir iklimlendirme sisteminin performansı ve ekserji analizini yaparak Yozgat iklim şartları için değerlendirmişlerdir. Engineering Equation Solver (EES) programı kullanılarak yapılan hesaplamalar sonucunda, ele alınan sistemde en çok tersinmezliğin ısıtma ünitesinde meydana geldiği ve sistemin toplam tersinmezliğin 24,66 kW olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca sistem ekserji verimi %19,87 olarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlardan sistemin Yozgat iklim şartlarında iklimlendirme uygulamalarında kullanılabileceği belirtilmiştir. Ayrıca bu tür sistemlerde rejenerasyon ısısının elde edilmesinde atık ısı veya yenilenebilir enerji kaynaklarının kullanımıyla sistem performansının artırılacağı belirtilmiştir.

Ma ve ark. (Ma ve ark., 2017), güneş destekli dönel katı kurutuculu evaporatif soğutma sisteminde, depolama hacminin, güneş kollektör alanının, ısıtıcı kapasitesinin sistem performansına etkisini araştırmışlardır. Avustralya'nın Brisbane kentinde tipik bir ofis binası için yaptıkları çalışmanın analiz sonuçlarında; depolama tankının hacmini ve güneş kollektör alanını artırmanın sistemin COP değerini arttırdığı görülürken, elektrikli ısıtıcının enerji tüketimini azalttığı görülmüştür. Depolama tankının hacmi 10 m³ den 50 m³'e çıkarıldığında sistemin COP değerinde %32 iyileşme sağlanırken, kollektör alanının 576 m²'den 684 m² yükseltilmesinin, sistemin COP değerinde %23 iyileşme ve elektrikli ısıtıcıda %30,4 tasarruf sağladığı görülmüştür.

Chaudhary ve ark. (Chaudhary ve ark., 2018), Pakistan'ın Texila kentinde, parabolik oluklu hava kollektörü ile katı kurutucunun kombinasyonunu içeren sistemin sayısal ve gerçek zamanlı performans incelemesini gerçekleştirmiştir. Çalışmada, doğrudan ışınımın, giriş ve çalışma havası gibi parametrelerin performans üzerine etkisi incelenmiştir. Çalışmada nem giderme performansının, ışınımına bağlı olarak 1,7 ile 6,4 g/kg arasında değiştiği görülmüştür.

Ahmad ve ark. (Ahmad ve ark., 2020), güneş destekli kurutuculu bir iklimlendirme sisteminin TRNSYS'te kurgulanan üç farklı konfigürasyonunun, Karaçi, Şanghay ve Yeni Delhi iklim şartlarında aldıkları sonuçlarda, kullanılan soğutuculardaki farklılığın sistemin performansına etkisi değerlendirilmiştir. İklimlendirme yapılan mahale gönderilen ve alınan havanın soğutulmasında, doğrudan evaporatif soğutucu yerine Maisotsenko çevrimli soğutucunun kullanılmasının sistem performansını önemli düzeyde arttırdığı gösterilmiştir.

Mahmood ve ark. (Mahmood ve ark., 2020), tarımsal depolama amacıyla, kurutuculu hibrit bir iklimlendirme sistemini deneysel olarak araştırmıştır. Kuru termometre sıcaklığı ve özgül nemin 31 °C, 6 g/kg ve 13°C ve 6 g/kg iki durum için test edilen sistemde, rejenerasyon sıcaklığının arttırılmasının COP değerinde önemli ölçüde bir düşüşe sebep olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Nain ve ark. (Nain ve ark., 2020), parabolik oluklu hava kollektörü ile entegre edilmiş silika jel kaplı ısı değiştiricinin deneysel olarak analizini gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, dış ortam şartlarının 37,60 °C sıcaklık ve 23,99 g/kg özgül neme sahip olduğu anda, sistemde anlık olarak 11,05 g/kg nem giderildiği görülmüştür.

Ashraf ve ark. (Ashraf ve ark., 2021), Pakistan'da bir sera uygulaması için bir kurutuculu nem alma sistemi üzerine dinamik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Önerilen

sistemde; 24,3 g/kg nem ve 38,6 °C ortam sıcaklığında, çalışma havasından 16,8 g/kg nem giderilmektedir.

Pandey ve ark. (Pandey ve ark., 2021), güneş destekli bir parabolik oluklu hava kollektörünü deneysel olarak test etmiştir. Toplayıcı tüp içerisinde bakır boruların kullanıldığı kollektör için gerçekleştirilen testlerde maksimum verim, 0,0082 kg/s akış debisinde %24,1 olarak bulunmuştur. Ayrıca maksimum akış sıcaklığı olan 151 °C sıcaklığa ise 0,0062 kg/s debide gerçekleştirilen testte ulaşılmıştır.

Ding ve ark. (Ding ve ark., 2022), katı kurutuculu bir nem alma sistemi üzerinde ölçüm ve simülasyon çalışması yürüttüler. Kurutucunun kullanılması ile iç mekândaki nem kontrolünün ve dolayısı ile konfor standartlarının daha iyi olacağı sonucuna ulaştılar. Bir ofis ve otel odasında kurutucu kullanımı için gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarında; sırasıyla yıllık %4,9 ve %7,7 enerji tasarrufu sağlandığını göstermişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu bölümde deney düzeneğinde kullanılan ekipmanlar açıklanmıştır. Deney düzeneği temel olarak; parabolik oluklu hava kollektörü (POHK), güneş simülatörü, nem alma cihazı ve veri toplama ekipmanlarını içermektedir.

3.1.1. Deney düzeneğinde kullanılan sistemler

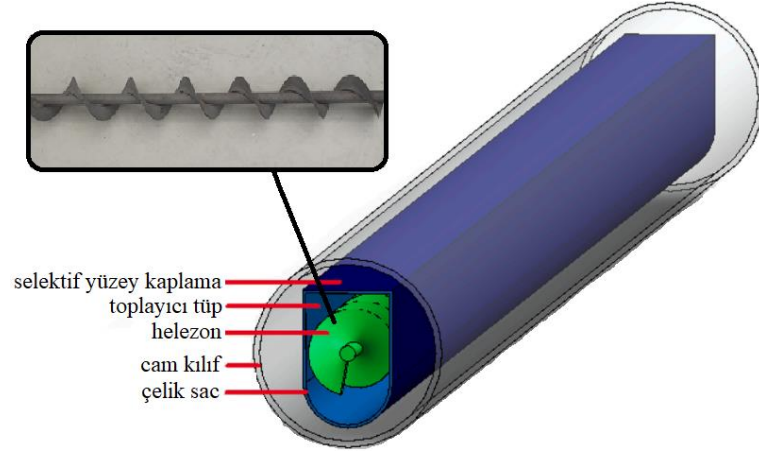
3.1.1.1. Parabolik oluklu hava kollektörü

Deneylerde kullanılan parabolik oluklu hava kollektörünün görüntüsü Şekil 3.1.'de sunulmuştur. Parabolik oluklu hava kollektöründe yansıtıcı yüzey olarak yüksek yansıtıcılık ve düşük emicilik oranına sahip cilalı alüminyum levhalar kullanılmıştır. Kullanılan 2 alüminyum levhanın her biri, 1250 mm uzunluk, 1714 mm açıklık genişliği ve 0,4 mm kalınlığa sahiptir. Kollektöre yerleştirilecek levhaların montajını kolaylaştırmak ve nakliyesi esnasında zarar görmemesi için parabol yatağa 3,70 mm kalınlığında polivinil klorür köpük lamine edilmiştir.



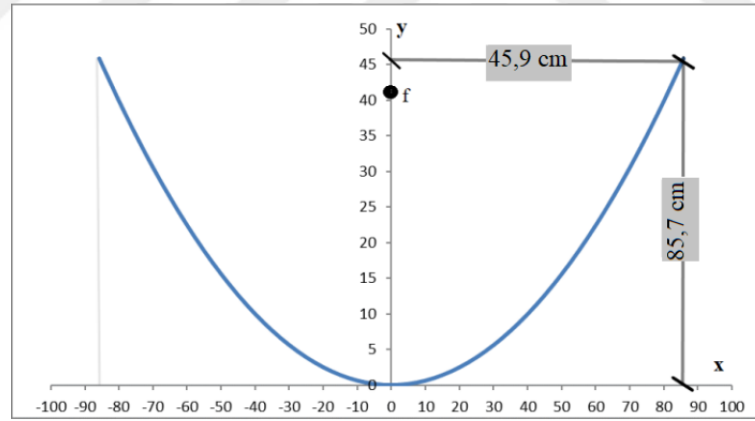
Şekil 3.1. Parabolik oluklu hava kollektörü

POHK'de, yansıtıcı yüzeylere gelen ışınımın ısı enerjisine dönüştürülebilmesi için parabolün odak noktasında bir soğurucu tüp bulunmaktadır. Soğurucu tüpün dış yüzeyi seçici yüzey (almeco tinox) ile kaplanmış ve ısı kaybına karşı cam bir kılıfla yalıtılmıştır. Şekil 3.2'de, POHK odak noktasına yerleştirilen toplayıcı tüpün çizimi ve toplayıcı tüp içerisinde bulunan helezonun fotoğrafı gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Toplayıcı tüp ve toplayıcı tüp içerisindeki helezon

Parabolik oluklu hava kollektörün odak noktasının tespiti için, $f=x^2/y$ denklemi kullanılmıştır (Elmas, 2013). Şekil 3.3'te sunulan grafikte görüleceği üzere x değerimiz 85,7 cm, y değerimiz ise 45,9 cm'dir. Bu uzunluklar için yapılan hesaplama sonucunda odak noktamız (f) 40 cm olarak belirlenmiş ve toplayıcı tüpün konumu bu şekilde belirlenmiştir (İnal, 2019).

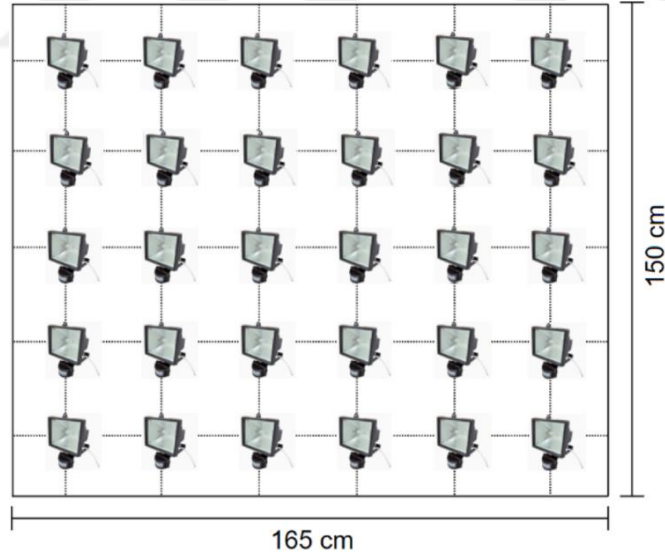


Şekil 3.3. POHK odak noktasının belirlenmesi için çizilen parabol grafiği

3.1.1.2. Güneş simülatörü

Deneylerin kapalı ortamda gerçekleştirilmesi sebebiyle, parabolik oluklu hava kollektöründen geçen havanın ısıtılması ve bu havanın nem alma cihazında rejenerasyon havası olarak kullanılabilmesi için gerekli termal enerjinin karşılanması için bir güneş simülatörü üretilmiştir (Şekil 3.4a.). Bu alanda yapılmış benzer çalışmalardakine benzer şekilde üretilen (Buker & Riffat, 2017) güneş simülatöründe 30 adet 500 W gücünde halojen lamba kullanılmıştır. Şekil 3.4b.'de görüleceği üzere lambalar 150 cm x 165 cm

uzunluk ve genişliğe sahip alüminyum çerçeve üzerine, merkezleri arasında; enine 27 cm, boyuna 30 cm mesafe olacak şekilde monte edilmiştir. Farklı ışınım şiddetlerinde testlerin gerçekleştirilebilmesi için halojen lambalar üç fazlı transformatörler aracılığıyla şebekeye bağlanmıştır. Bu sayede boyuna 6 dizi olarak yerleştirilen halojen lambaların her bir dizisinin ışınım şiddeti ayarlanabilmektedir.



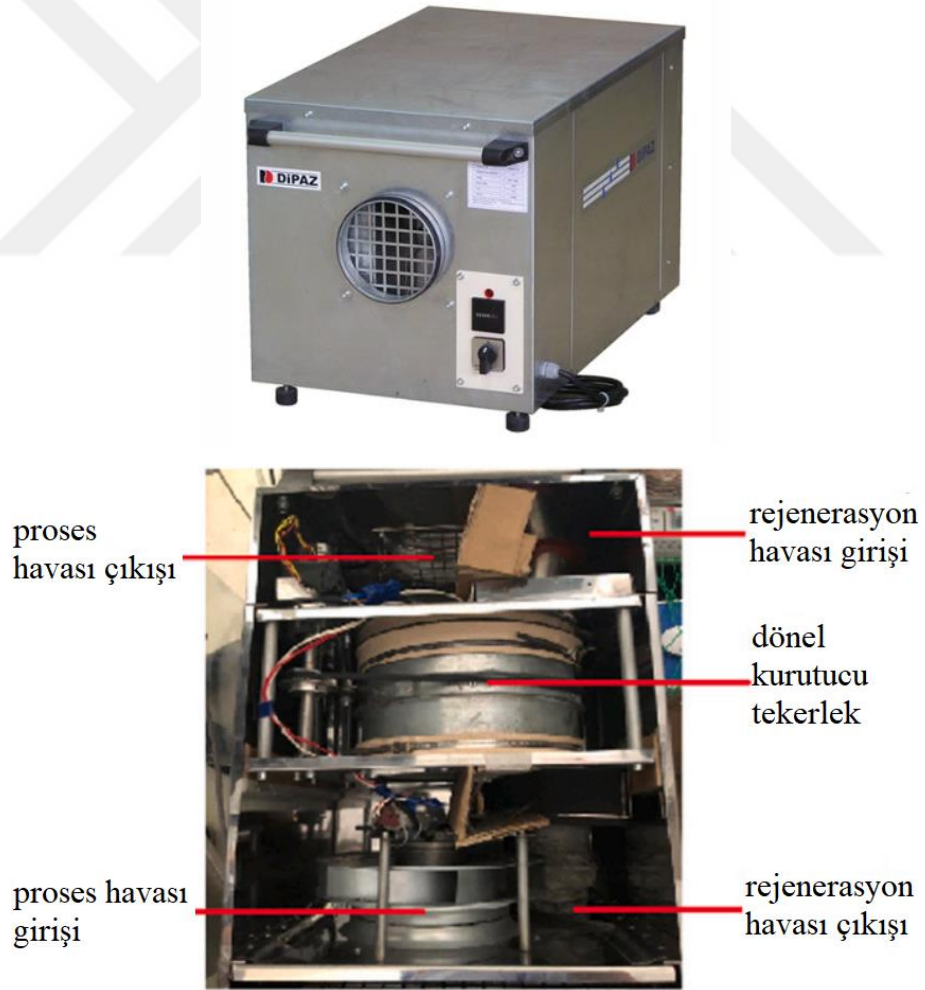
Şekil 3.4. a) Güneş simülatörü ve b) halojen lambaların konumlandırılması

3.1.1.3. Nem alma cihazı

Deney düzeneğinde ortam havasının nemden arındırılması için ait rotorlu bir nem alma cihazı kullanılmıştır (Şekil 3.5a.). Tablo 3.1’de teknik özellikleri verilmiş olan Dipaz markasının DNA 15 modeli nem alma cihazında hava girişi için bir adet kanal

bulunmakta ve bu kanaldan gelen havanın bir bölümü elektrikli ısıtıcı aracılığıyla rejenerasyon havasına dönüştürülmekteydi (Dipaz, 2022). Ancak, tez çalışmalarında rejenerasyon havasının POHK'den temin edilecek olması sebebiyle tez çalışmalarının amacına uygun olarak cihaz modifiye edilmiştir. Rejenerasyon havasının temini için kullanılan elektrikli ısıtıcı çıkarılmış ve rejenerasyon havası girişi için bir kanal daha açılmıştır.

Parabolik oluklu hava kollektöründe sıcaklığı yükselen hava bu nem alma cihazında rejenerasyon havası olarak kullanılmıştır. Kullanılan nem alma cihazının dıştan ve üstten iç görüntüsü Şekil 3.5b.'te gösterilmiştir. Görsellerde görüleceği üzere cihazda proses ve rejenerasyon havasına ait giriş çıkışlar bulunmaktadır. Nem alma cihazının ortasında bulunan kurutucu tekerleğin içermiş olduğu zeolitler rejenerasyon havası ile rejenere edilerek nem alma işleminin sürekliliği sağlanmıştır.



Şekil 3.5. Nem alma cihazının a) dış ve b) iç görüntüsü

Tablo 3.1. Nem alma cihazı teknik özellikler

| | | |
|--------------------------------|-------------------|--------|
| Cihaz Tipi | | DNA 15 |
| Nem Alma Kapasitesi | kg/h | 2,5 |
| Kuru Hava Miktarı | m ³ /h | 520 |
| Rejenerasyon Havası Miktarı | m ³ /h | 100 |
| Isıtıcı (rezistans) | kW | 1,5 |
| Motor Gücü | kW | 0,212 |
| Fan Devri | rpm | 2800 |
| Elektrik | V | 230 |
| | Hz | 50 |
| | A | 7,8 |
| Ses Düzeyi | dB(A) | 55 |
| Koruma Sınıfı | IP | 55 |
| Ölçüler: En (A) | mm | 435 |
| Boy (B) | mm | 700 |
| Yükseklik (H) | mm | 425 |
| Proses (kuru) Hava Çıkışı Ø D2 | mm | 150 |
| Rejenerasyon Hava Çıkışı ØD1 | mm | 100 |
| Ağırlık | kg | 52 |

3.1.1.4. Deneylerde kullanılan veri toplama ekipmanları

Deneylerde parabolik oluklu hava kollektörüne gelen güneş radyasyonunun ölçülmesi için Kipp & Zonen CMP3 piranometre kullanılmıştır (Şekil 3.6). Piranometre parabolik oluklu hava kollektörünün hemen üstüne yerleştirilmiştir. 300-2800 nm spektral aralığındaki ışınların ölçümünü sağlayabilen piranometre, 10-32 $\mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$ hassasiyete ve 180° derece görüş alanına sahiptir (Kipp&Zonen, 2022).

**Şekil 3.6.** Piranometre

Parabolik oluklu hava kollektörü ve nem alma cihazının hava giriş çıkış noktalarındaki hava hızlarının ölçülmesi için Cem DT-619 anemometre kullanılmıştır (Şekil 3.7). Ölçüm aralığı 0,4-30 m/s olan anemometre, $\pm 0,20$ m/s hassasiyete sahiptir (Özdisan, 2022).



Şekil 3.7. Anemometre

Parabolik oluklu hava kollektörün ve nem alma cihazının hava giriş çıkış noktalarındaki sıcaklık ve nem değerlerinin ölçülmesi için Enda ESHT102 nem ve sıcaklık sensörü kullanılmıştır (Şekil 3.8). %0-%100 bağıl nem aralığı ve -40°C - 125°C sıcaklık ölçüm aralıklarına sahip olan sensör, %0-%100 bağıl nem aralığında %4 hassasiyete, 0°C - 70°C sıcaklık aralığında ise $\pm 1^{\circ}$ sıcaklık hassasiyetine sahiptir (Enda, 2022).



Şekil 3.8. Nem ve sıcaklık sensörü

Parabolik oluklu hava kollektörünün yüzey sıcaklıklarının ölçülmesi için K-tipi NiCr-Ni termokupl kullanılmıştır (Şekil 3.9). Kullanılan termokuplların hassasiyeti $1,5^{\circ}\text{C}$ 'dir (Labfacility, 2022).



Şekil 3.9. K-tipi termokupl

Ortam sıcaklığı, giriş çıkış havası sıcaklıkları ve nemleri, parabolik oluklu hava kollektörünün aylarının yüzey sıcaklıkları ve ışıyım değerleri gibi tüm veriler, 8 analog 8 dijital kanala sahip Novus veri kayıt cihazı tarafından kaydedilmiştir (Şekil 3.10) (Novus, 2022).



Şekil 3.10. Veri kayıt cihazı

Testlerde, ortam sıcaklığı, havanın giriş ve çıkış sıcaklıkları, yansıtıcı ayna yüzey sıcaklıkları, ışıyım değerleri ve nem alma cihazının giriş çıkış noktalarındaki nem değerleri gibi tüm deneysel parametreler 5 saniyelik aralıklarla kaydedilmiştir. Kullanılan cihazlara ait özellikler Tablo 3.2.'de sunulmuştur.

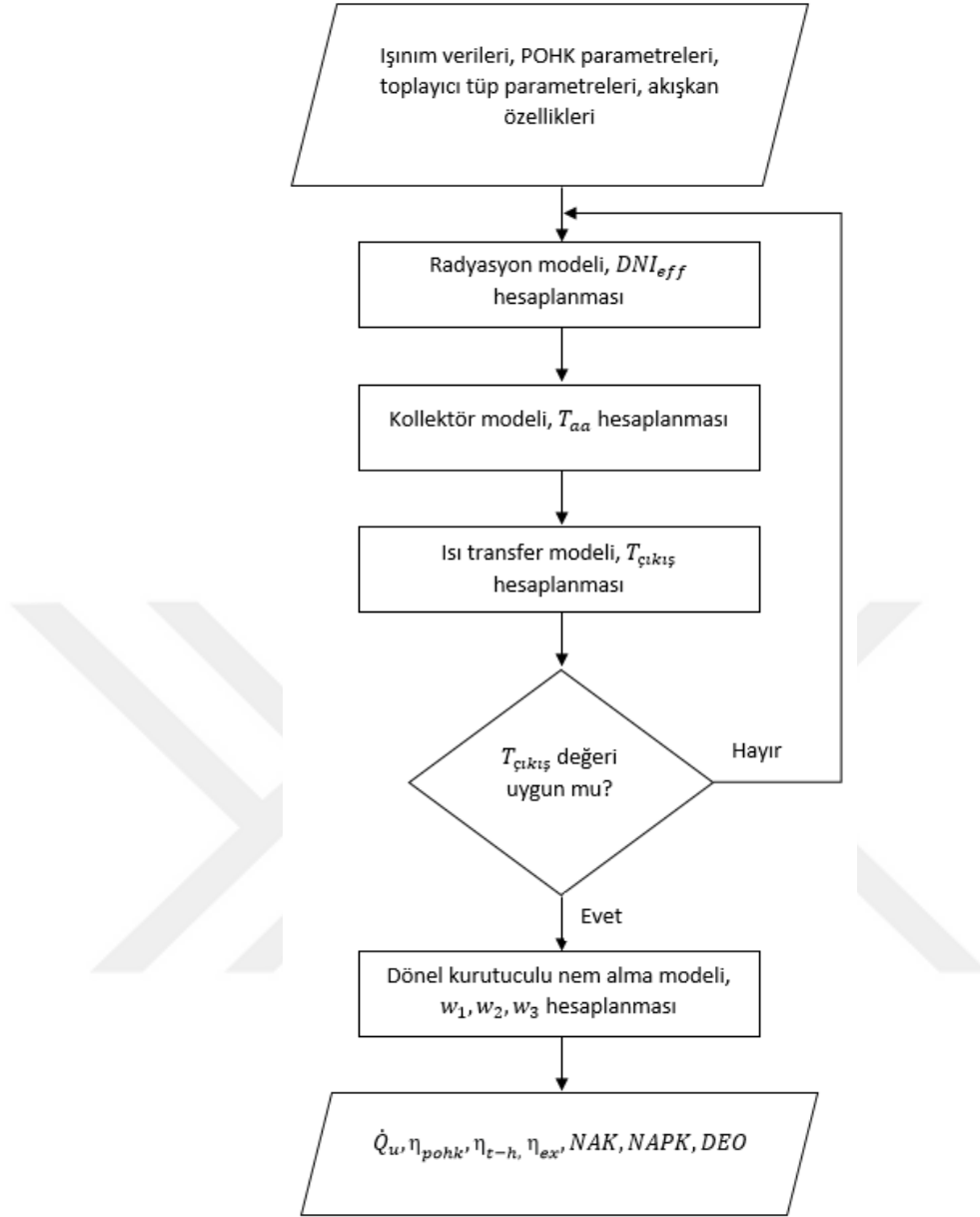
Tablo 3.2. Veri toplama ekipmanlarına ait teknik özellikler

| | | |
|-------------------------|--|--|
| Piranometre | Spektral aralık | 300-2800 nm |
| | Hassasiyet | 5-20 $\mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$ |
| | Maksimum güneş ışınımı | 2000 W/m^2 |
| | Görüş alanı | 180° |
| | Sıcaklığa bağlı hassasiyet (-10 °C - +40 °C) | < 4% |
| | Ölçüm aralığı (sıcaklık) | -40 °C to +80 °C |
| K-tipi termokupl | Ölçüm aralığı (sıcaklık) | -270 °C - +1372 °C |
| | Hassasiyet | ± 1.5 °C |
| Nem ve sıcaklık sensörü | Ölçüm aralığı (sıcaklık) | -40 °C to +125 °C |
| | Hassasiyet | ± 1 (0-+70 °C) |
| | | ± 0.5 (20-+40 °C) |
| | | 2% RH |
| Veri kayıt cihazı | Kanal sayısı (Analog + Dijital) | 8+8 |
| | Analog giriş türleri | Termokupl, V, mV, mA, Pt100 and Pt1000 |
| | Kayıt sıklığı | 1000/s |
| Anemometre | Ölçüm aralığı (hız) | 0.4-30 m/s |
| | Hassasiyet | ± 0.20 m/s |

3.2. Yöntem

Bu bölümde, sistem performansının analiz edilebilmesi için deneylerden toplanan verilerle yapılan hesaplamalarda kullanılan denklemler ve test metodu sunulmuştur.

Önerilen sistemde, ışınım enerjisinin parabolik oluklu hava kollektörü aracılığıyla termal enerjiye dönüştürülmesi ve bu termal enerjinin nem alma cihazında rejenerasyon havası olarak kullanılması olarak iki ana süreç bulunmaktadır. Bu süreçlerdeki hesaplama metotları şeması Şekil 3.11.'de sunulmuştur.



Şekil 3.11. Hesaplama metotları şeması

3.2.1. Parabolik oluklu hava kollektörü performans analizi

3.2.1.1. Enerji analizi

Parabolik oluklu hava kollektöründe toplayıcı tüp içerisinde akan havaya aktarılan faydalı ısı (\dot{Q}_u), şu şekilde hesaplanır (Zhao ve ark., 2020):

$$\dot{Q}_u = \dot{m} \cdot (C_{p,T_{çıkış}} \cdot T_{çıkış} - C_{p,T_{giriş}} \cdot T_{giriş})$$

burada; \dot{m} , C_p ve T sırasıyla, havanın kütleli debisini, özgül ısısını ve sıcaklığını ifade etmektedir. Sıcaklığa bağlı olarak özgül ısı şu şekilde hesaplanır:

$$C_p(T) = 1050 - 0.365T + 0.85 \times 10^{-3}T^2 - 0.39 \times 10^{-6}T^3$$

Parabolik oluklu hava kolektörünün ısı verimi, kolektörden işlem havasına aktarılan enerjinin, kolektör yüzeyine gelen toplam enerjiye oranıdır ve şu şekilde hesaplanır (Zhao ve ark., 2020):

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{\dot{Q}_s} = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_2} \dot{m} \cdot (C_{p,Tçıkış} \cdot T_{çıkış} - C_{p,Tgiriş} \cdot T_{giriş}) d\tau}{\int_{\tau_1}^{\tau_2} A_{aa} \cdot DNI d\tau}$$

burada A_{aa} kolektörün açıklık alanını, DNI doğrusal ışınımı ifade etmektedir.

Ayrıca, hesaplamalardaki güvenilirliğin değerlendirilebilmesi için belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir. Belirsizlik analizi, enerji verimlilik hesaplamalarında kullanılan; hava giriş debisi, hava sıcaklığı ve ışınım ölçümlerindeki hassasiyetlerine bağlı olarak şu şekilde hesaplanır (Fernández-García, 2018):

$$\delta_{\eta} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial q_v}\right)^2 (\delta q_v)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{out}}\right)^2 (\delta T_{out})^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial T_{in}}\right)^2 (\delta T_{in})^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial DNI}\right)^2 (\delta DNI)^2}$$

Ölçümlerdeki tüm mutlak ve bağıl belirsizlikler hesaplanmış ve sistemin standart belirsizlik ($k=1$) analizine göre enerji verimliliğindeki maksimum belirsizlik %8 olarak bulunmuştur.

3.2.1.2. Termal-hidrolik analiz

Termal-hidrolik verimlilik, toplayıcı tüp içerisine aktarılan toplam enerjiden, hava akışı için kullanılan fan tarafından harcanan enerjinin çıkarılmasıyla elde edilen net enerjinin, kolektör yüzeyine gelen toplam enerji oranını ifade eder. Bu bağlamda parabolik oluklu hava kolektörünün termal-hidrolik verimi şu şekilde hesaplanır (Kasperski & Nemš, 2013):

$$\eta_{t-h} = \frac{\dot{Q}_{net}}{\dot{Q}_s} = \frac{\dot{m}(C_{p,Tçıkış} \cdot T_{çıkış} - C_{p,Tgiriş} \cdot T_{giriş}) - q_v \Delta P / \eta_{fan}}{A_{aa} DNI}$$

$$W = q_v \Delta P / \eta_{fan}$$

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_u - W = \dot{m}(C_{p,Tçıkış} \cdot T_{çıkış} - C_{p,Tgiriş} \cdot T_{giriş}) - q_v \Delta P / \eta_{fan}$$

$$\Delta P = f \frac{L \rho v^2}{D}$$

Bu denklemlerde; ΔP basınç farkını, f sürtünme faktörünü, L toplayıcı boru uzunluğunu, ρ havanın yoğunluğunu, v hava hızını, D hidrolik çapı, W hava akışı için mekanik enerji tüketimini ifade etmektedir.

3.2.1.3. Ekserji analizi

Sistemdeki ekserji kazancı, birim zamanda sistemden elde edilen faydalı enerjiden tersinmezliklerin çıkarılmasını ifade eder ve şu şekilde bulunur (Zhao ve ark., 2020):

$$\dot{E}_u = \dot{Q}_u - \dot{m}T_{am}\Delta s$$

burada T_{am} ortam sıcaklığını, Δs ise havanın entropi değişimini ifade etmektedir.

Hesaplamalarda hava ideal bir gaz olarak ve ısı kapasitesinin sıcaklığa bağlı olarak değiştiği kabul edilmiştir. Bu koşullar altında havanın entropisi şu şekilde hesaplanır (Zhao ve ark., 2020):

$$\Delta s = \int \frac{c_p}{T} dT - R_g \int \frac{dP}{P}$$

burada R_g ideal gaz sabitini, P basıncı ifade etmektedir.

Ekserji kazancı denkleminin açık hali şu şekilde yazılabilir (Zhao ve ark., 2020):

$$\begin{aligned} \dot{E}_u = \dot{Q}_u - 1050\dot{m}T_{am} \ln \frac{T_{çıkış}}{T_{giriş}} + \dot{m}R_g T_{am} \ln \frac{P_{çıkış}}{P_{giriş}} \\ + \dot{m}T_{am} [0.365(T_{çıkış} - T_{giriş}) - 0.425 \times 10^{-3}(T_{çıkış}^2 - T_{giriş}^2) \\ + 0.13 \times 10^{-6}(T_{çıkış}^3 - T_{giriş}^3)] \end{aligned}$$

Parabolik oluklu hava kollektörüne gelen güneş ışınımının ekserjisi ise şu şekilde hesaplanır (Bellos ve ark., 2016):

$$\dot{E}_s = DNI_{eff} A_{aa} \left[1 - \frac{4}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^3 \right]$$

Bu denklemde T_{sun} , güneşin yüzey sıcaklığını temsil eder ve 5770 K olduğu varsayılır.

DNI_{eff} , DNI ve güneş geliş açısının ($\cos\theta$) kosinüsünün çarpımıdır (Qu ve ark., 2017). DNI_{eff} , dış ortam koşullarında güneşin açısına bağlı olarak ışıyım kaybının hesaplanmasını gösterir. Ancak iç ortamda, bu çalışmada olduğu gibi ışıyım açısının sabit olduğu testlerde güneş simülatörü ve POHK paralel şekilde konumlandırıldığı için geliş açısı 0° 'dir. Bu nedenle, DNI_{eff} değeri, DNI değerine eşit kabul edilmiştir.

Nihai olarak, parabolik oluklu hava kollektörünün ekserji verimliliği, ekserji kazancının parabolik kollektöre gelen radyasyonun ekserjisine oranı olarak aşağıdaki gibi hesaplanır (Bellos ve ark., 2016).

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{E}_u}{\dot{E}_s}$$

3.2.2. Katı kurutuculu nem alma cihazının performans analizi

Bu bölümde nem alma cihazının nem alma performansını ve ekserji verimliliklerinin hesaplanması için kullanılan denklemler sunulmuştur.

Bu denklemlerde $T_1-\omega_1$ nem alma cihazına giren proses havasının sıcaklık ve özgül nemini, $T_2-\omega_2$ nem alma cihazından çıkan proses havasının sıcaklık ve özgül nemini ifade ederken, $T_3-\omega_3$ nem alma cihazına giren rejenerasyon havasının sıcaklık ve özgül nemini, $T_4-\omega_4$ ise nem alma cihazından çıkan rejenerasyon havasının sıcaklık ve özgül nemini ifade etmektedir.

3.2.2.1. Nem alma etkinliği

Nem alma etkinliği (η_{deh}), nem alma cihazının nem alma kabiliyetini gösterir. Proses havasının çıkışındaki nemin girişindeki neme oranıdır (Alam & Hussain, 2022):

$$\eta_{deh} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1}$$

3.2.2.2. Nem alma kapasitesi

Nem Alma Kapasitesi (NAK), nem alma cihazında birim zamanda atılan nem miktarını gösterir. Havanın yoğunluğu, hacimsel akış hızı ve proses havasından uzaklaştırılan nemin çarpılmasıyla bulunur (Alam & Hussain, 2022):

$$NAK = \rho_1 \times \dot{V}_p \times (\omega_1 - \omega_2)$$

3.2.2.3. Nem alma performans katsayısı

Nem Alma Performans Katsayısı ($NAPK$), nem alma cihazına giren rejenerasyon havası ile proses havası arasındaki sıcaklık farkına bağlı olarak uzaklaştırılan nem miktarını ifade eder ve aşağıdaki gibi hesaplanır (Alam & Hussain, 2022):

$$NAPK = \frac{\rho_1 \times \dot{V}_p \times \Delta h_{vs} \times (\omega_1 - \omega_2)}{\rho_1 \times \dot{V}_r \times c_p \times (T_3 - T_1)} = \frac{\dot{V}_p \times \Delta h_{vs} \times (\omega_1 - \omega_2)}{\dot{V}_r \times (h_3 - h_1)}$$

Bu denklemde, h havanın entalpisini temsil ederken, Δh_{vs} suyun gizli buharlaşma ısısını temsil eder ve aşağıdaki gibi hesaplanır (Alam & Hussain, 2022):

$$\Delta h_{vs} = -0.614342 \times 10^{-4} \times T_1^3 + 0.0158927 \times 10^{-2} \times T_1^2 - 0.236418 \times 10 \times T_1 + 0.250079 \times 10^4$$

3.2.2.4. Duyulur enerji oranı

Duyulur Enerji Oranı (DEO), nem alma cihazına giren rejenerasyon havasından proses havasına iletilen enerjiyi belirtir ve aşağıdaki gibi hesaplanır (Alam & Hussain, 2022):

$$DEO = \frac{\rho_1 \times \dot{V}_p \times c_p \times (T_2 - T_1)}{\rho_1 \times \dot{V}_r \times c_p \times (T_3 - T_1)} = \frac{\dot{V}_p \times (T_2 - T_1)}{\dot{V}_r \times (T_3 - T_1)}$$

Daha yüksek η_{deh} ve $NAPK$ değerleri daha iyi nem alma performansını gösterir. Ancak nem alma sonrası soğutma prosesli uygulamalarda düşük DEO istenir. Proses havasının sıcaklığı arttıkça soğutma yükü de önemli ölçüde artacaktır.

3.2.2.5. Nem alma cihazının ekserji analizi

Nem alma cihazına giren proses havasına ait ekserji aşağıdaki denklemler ile tanımlanabilir. Bu denklemlerde ex_{th} ve ex_{ch} terimleri sırasıyla termal ve kimyasal ekserjiyi ifade ederken T_0 ve w_0 havanın ölü durumuna ait sıcaklık ve nem değerlerini ifade etmektedir. Ekserji hesaplamalarında ölü hal sıcaklığı ortam sıcaklığı olan 25 °C olarak kabul edilirken, ölü hal nemi bu sıcaklıktaki doymuş havanın özgül nemi olan 20 g/kg kabul edilmiştir (Tu, R., 2015):

$$ex(T_a, \omega_a) = ex_{th}(T_a) + ex_{ch}(\omega_a)$$

$$ex_{th}(T_a) = c_{pa}T_0 \left(\frac{T_a}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_a}{T_0} \right)$$

$$ex_{ch}(\omega_a) = R_a T_0 \left[(1 + 1.608\omega_a) \ln \frac{1 + 1.608\omega_0}{1 + 1.608\omega_a} + 1.608w_a \ln \frac{\omega_a}{\omega_0} \right]$$

Nem alma sürecinde proses havasının sıcaklığı ısınır ve nemden arındırılırken, rejenerasyon havası soğuyarak nem kazanmaktadır. Bu sebeple proses havasının ekserjisi yükselirken rejenerasyon havasının ekserjisi düşmektedir. Rejenerasyon havasındaki ekserji düşüşü, proses havasındaki ekserji artışı ve nem alma sürecindeki ekserji yıkımının toplamına eşittir ve şu şekilde gösterilir (Tu, R., 2015):

$$\dot{m}_r (ex_{r_{giris}} - ex_{r_{cikis}}) = \dot{m}_p (ex_{p_{cikis}} - ex_{p_{giris}}) + \Delta E_x$$

Burada \dot{m}_r ve \dot{m}_p sırasıyla proses ve rejenerasyon havasına ait kütleli debiyi, ΔE_x toplam ekserji yıkımını ifade etmektedir.

Proses ve rejenerasyon havasındaki toplam ekserji termal ve kimyasal ekserji olarak iki ekserjinin toplamını ifade etmesinden dolayı denklem şu şekilde açılabilir:

$$\begin{aligned} \dot{m}_r \left[\left(ex_{r_{giris,th}} - ex_{r_{cikis,th}} \right) + \left(ex_{r_{giris,ch}} - ex_{r_{cikis,ch}} \right) \right] \\ = \dot{m}_p \left[\left(ex_{p_{cikis,th}} - ex_{p_{giris,th}} \right) + \left(ex_{p_{cikis,ch}} - ex_{p_{giris,ch}} \right) \right] + \Delta E_x \end{aligned}$$

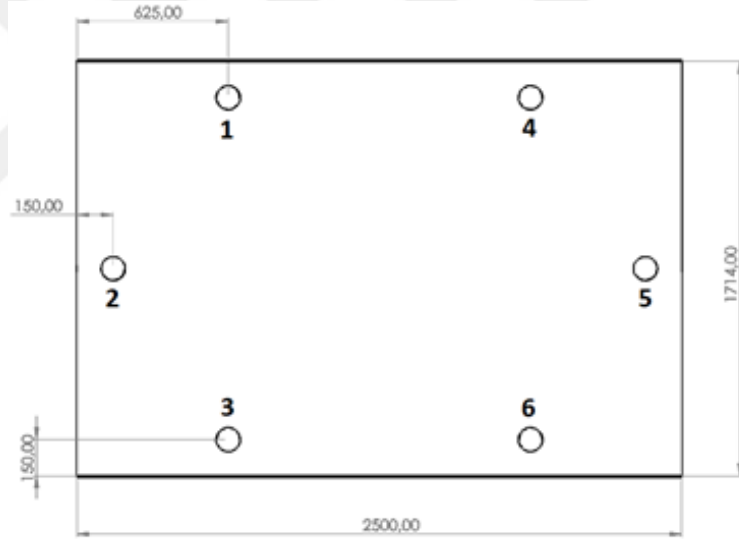
Nemden arındırılan proses havasının sıcaklığının artması termal ekserji değişimine, nem miktarının azalması ise kimyasal ekserji değişimine sebep olmaktadır. Benzer şekilde rejenerasyon havasının sıcaklığının azalması termal ekserji değişimine, nem miktarının artması ise kimyasal enerji değişimine sebep olmaktadır. Bu bilgiler doğrultusunda nem alma cihazının ekserji verimliliği ise şu şekilde ifade edilir:

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= \frac{\dot{m}_p (ex_{p_{cikis,ch}} - ex_{p_{giris,ch}})}{\dot{m}_r (ex_{r_{giris}} - ex_{r_{cikis}})} \\ &= \frac{\dot{m}_p (ex_{p_{cikis,ch}} - ex_{p_{giris,ch}})}{\dot{m}_p \left[\left(ex_{p_{cikis,th}} - ex_{p_{giris,th}} \right) + \left(ex_{p_{cikis,ch}} - ex_{p_{giris,ch}} \right) \right] + \Delta E_x} \end{aligned}$$

3.2.3. Test Metodu

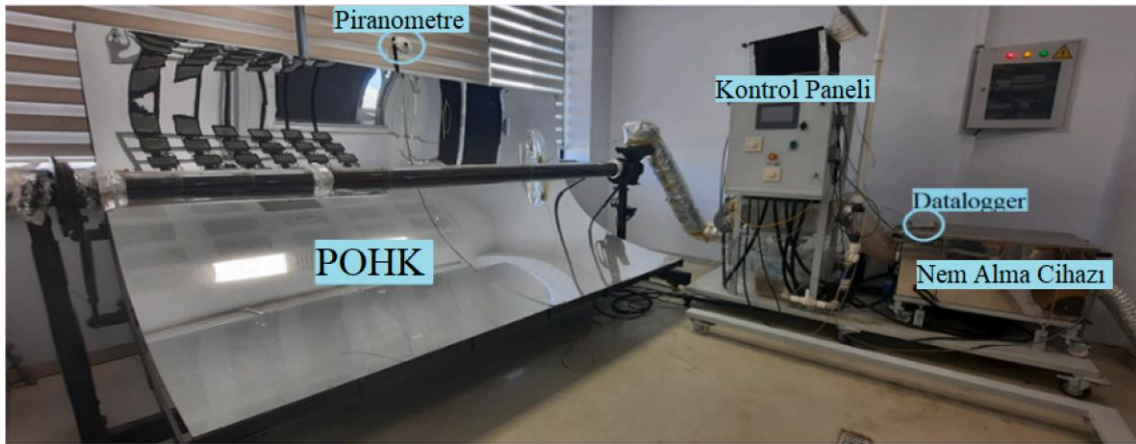
Tez çalışmalarında ilk olarak, sistemin ana bileşenlerinden birisi olan parabolik oluklu hava kollektörü (POHK) için testler gerçekleştirilmiştir. Testlerin iç ortamda gerçekleştirilmesi sebebiyle ışıınım kaynağı olarak kullanılan güneş simülatörü ve parabolik oluklu hava kollektörü birbirine paralel şekilde yerleştirilmiş ve ışınların kollektöre daha homojen dağılması sağlanmıştır (Şekil 3.12a.).

Güneş simülatöründen yayılan ışınının, kollektördeki yansıtıcı ayna üzerinde homojen şekilde dağıldığını doğrulamak ve farklı ışınım değerlerinde yüzey sıcaklıklarının takip edilebilmesi için yansıtıcı ayna yüzeyinin 6 farklı noktasına termokupllar yerleştirilmiştir (Şekil 3.12b.). Yatay ve dikey doğrultuda yerleştirilen bu termokupllar tarafından ölçülen sıcaklıklar arasındaki farklar en aza indirilerek POHK ve güneş simülatörü açıları optimize edilmiştir.



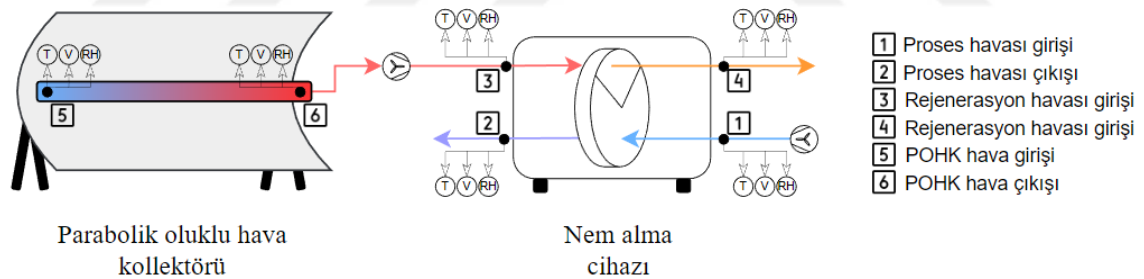
Şekil 3.12. a) Birbirine paralel şekilde yerleştirilmiş olan POHK ve güneş simülatörü, b) yansıtıcı ayna yüzeyine yerleştirilen termokupllar

POHK testlerinin gerçekleştirilmesinin ardından, kollektörle katı kurutuculu nem alma cihazının entegre edildiği sistem için testler gerçekleştirilmiştir (Şekil 3.13). Burada kollektörden elde edilen sıcak hava nem alma cihazının jenerasyon havası olarak kullanılmıştır. Bu rejenerasyon havası sayesinde katı kurutucu rejenerere edilerek prosesin sürekliliği sağlanmıştır.



Şekil 3.13. Nem alma cihazı ve POHK entegreli sistem

Sistem bileşenlerinin entegrasyonunun şematik bir diyagramı Şekil 3.14'te gösterilmiştir. Sistemde, güneş simülatöründen gelen ışınlar, yansıtıcı aynalar aracılığıyla POHK odak noktasında bulunan toplayıcı tüpe odaklanır. Toplayıcı tüpe odaklanan ışınlar sayesinde, tüp içerisinde akan havanın termal enerjisi artırılır. Bu sayede kollektöre giren ortam havasının sıcaklığı yükselir (5 → 6). Sıcaklığı yükselen hava, bir fan tarafından nem alma cihazına yönlendirilir (6 → 3).



Şekil 3.14. Nem alma cihazı ve POHK entegreli sistemin şematik diyagramı

Bu hava nem alma cihazında rejenerasyon havası olarak giriş yapar ve dönel tekerlek yüzeyindeki nemi süpürür. Nemlenen ve sıcaklığı düşen rejenerasyon havası rejenerasyon havası çıkış noktasından cihazı terk eder (3 → 4). Nem alma cihazının rejenerasyon havası ile rejenere edilmesi sayesinde, cihaza giren proses havası sürekli olarak nemden arındırılır (1 → 2).

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

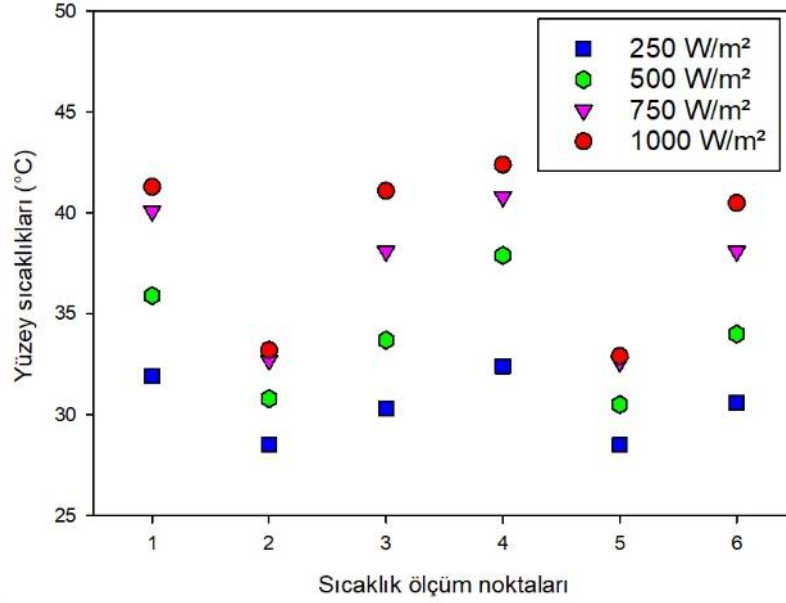
4.1. Parabolik Oluklu Hava Kollektörü

Bu bölümde, parabolik oluklu hava kollektöründen alınan çıkış havası sıcaklıkları kararlı hale gelinceye kadar yapılan iç ortam testlerinden elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. POHK merkezindeki toplayıcı tüpün içi boş (helezonsuz) ve helezonlu olarak, farklı ışınlam (250, 500, 750, 1000 W/m²) ve giriş debilerinde (44, 93, 127, 161 m³/h) testler gerçekleştirilmiştir. Testlerden elde edilen veriler ve bu veriler doğrultusunda hesaplanan enerji, ekserji ve termal-hidrolik verim grafikleri sunularak sistem değerlendirilmiştir. Hesaplamalar sonucunda helezonlu ve helezonsuz sistem karşılaştırılmıştır.

4.1.1. Yansıtıcı ayna yüzey sıcaklıkları

Farklı ışınlamalar altında, sistem kararlı hale gelinceye kadar gerçekleştirilen testlerde, Şekil 3.12b.'de yansıtıcı ayna üzerinde konumları belirtilen termokupllardan elde edilen maksimum yüzey sıcaklıkları Şekil 4.1.'de gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlarda, beklendiği üzere en yüksek sıcaklık değerlerinin yüksek ışınlam altında gerçekleştirilen testlere ait olduğu ve ışınlam azaldıkça yüzey sıcaklıklarında azalma olduğu görülmüştür. 1000 W/m², 750 W/m², 500 W/m² and 250 W/m² ışınlam değerleri için en yüksek sıcaklığa ulaşan 4 noktasına ait elde edilen sıcaklık değerleri sırasıyla; 42.4°C, 40.8°C, 37.9°C, 32.2°C olarak tespit edilirken, en düşük sıcaklıkların elde edildiği 2 noktasında ise; 33.2°C, 32.7°C, 30.8°C, 28.5°C olarak tespit edilmiştir.

Yansıtıcı aynanın en sağ ve solunda, aynı yükseklikte bulunan 2 ve 5 nolu termokuplların sıcaklıklarının tüm ışınlamalarda birbirine yakın sonuçlar vermesi, solar simülatörden gelen ışınlamaların yansıtıcı aynaya yatay düzlemde homojen şekilde dağıldığını gösterirken, dikey düzlemde aynı hizada bulunan 1-3 ve 4-6 nolu termokupllardan elde edilen sıcaklıkların yakın değerlerde olması ise gelen ışınlamaların yansıtıcı aynada dikey olarak homojen dağıldığını göstermiştir.



Şekil 4.1. Farklı ışınım şiddetleri altında yansıtıcı ayna yüzey sıcaklıkları

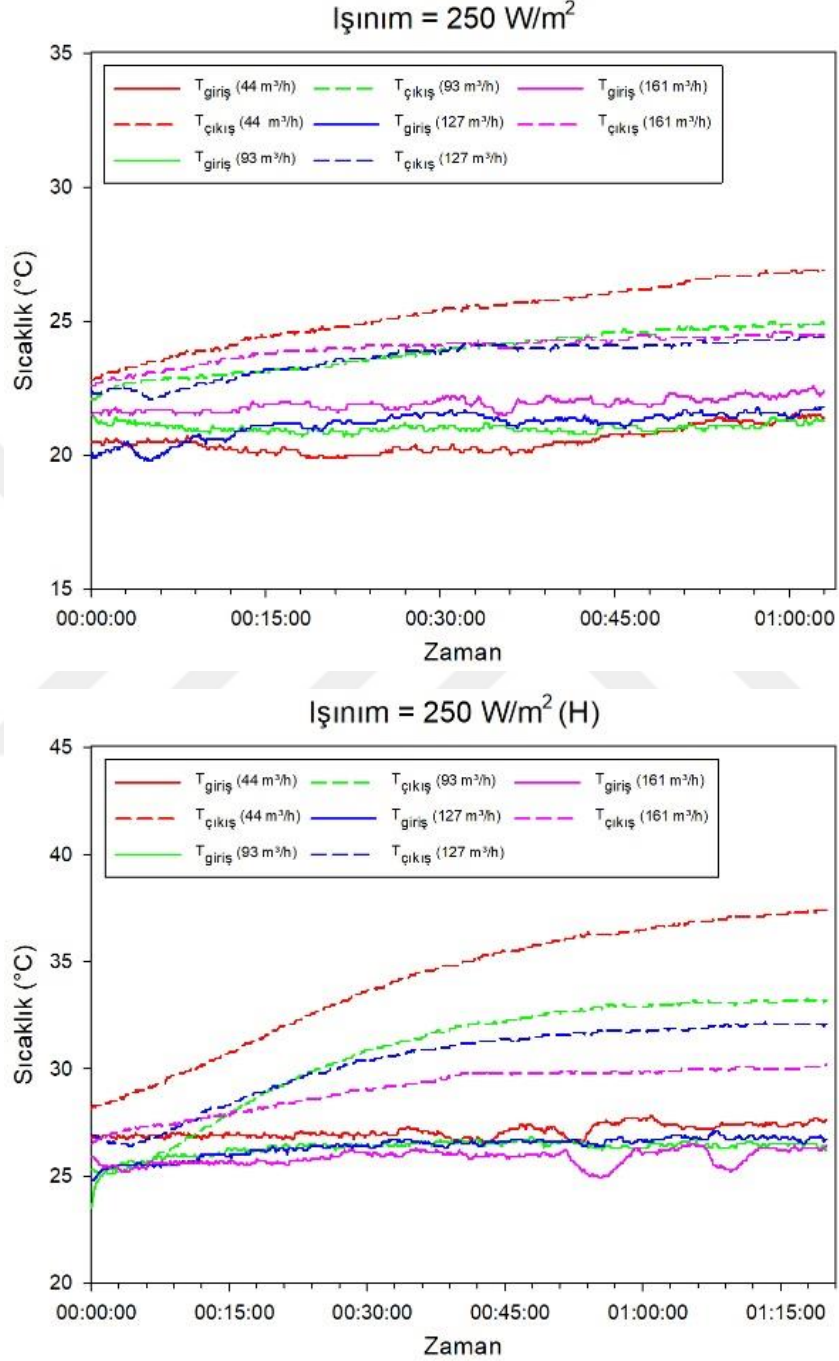
Yansıtıcı aynanın en sağ ve solunda, aynı yükseklikte bulunan 2 ve 5 nolu termokuplların sıcaklıklarının tüm ışınımlarda birbirine yakın sonuçlar vermesi, solar simülatörden gelen ışınımların yansıtıcı aynaya yatay düzlemde homojen şekilde dağıldığını gösterirken, dikey düzlemde aynı hizada bulunan 1-3 ve 4-6 nolu termokupllardan elde edilen sıcaklıkların yakın değerlerde olması ise gelen ışınımların yansıtıcı aynada dikey olarak homojen dağıldığını göstermiştir.

4.1.2. POHK'ye giren ve çıkan hava sıcaklıkları

Bu bölümde, gerçekleştirilen testlerde parabolik oluklu hava kollektörünün odak noktasında bulunan toplayıcı tüp giriş ve çıkışından elde edilen hava sıcaklıkları sunulmuştur. 4 farklı ışınım şiddeti ve 4 farklı debide gerçekleştirilen testlerin her birinde ışınım şiddetleri ve hava giriş debileri sabit tutulmuş ve çıkış sıcaklıkları kararlı hale gelene kadar testler gerçekleştirilmiştir.

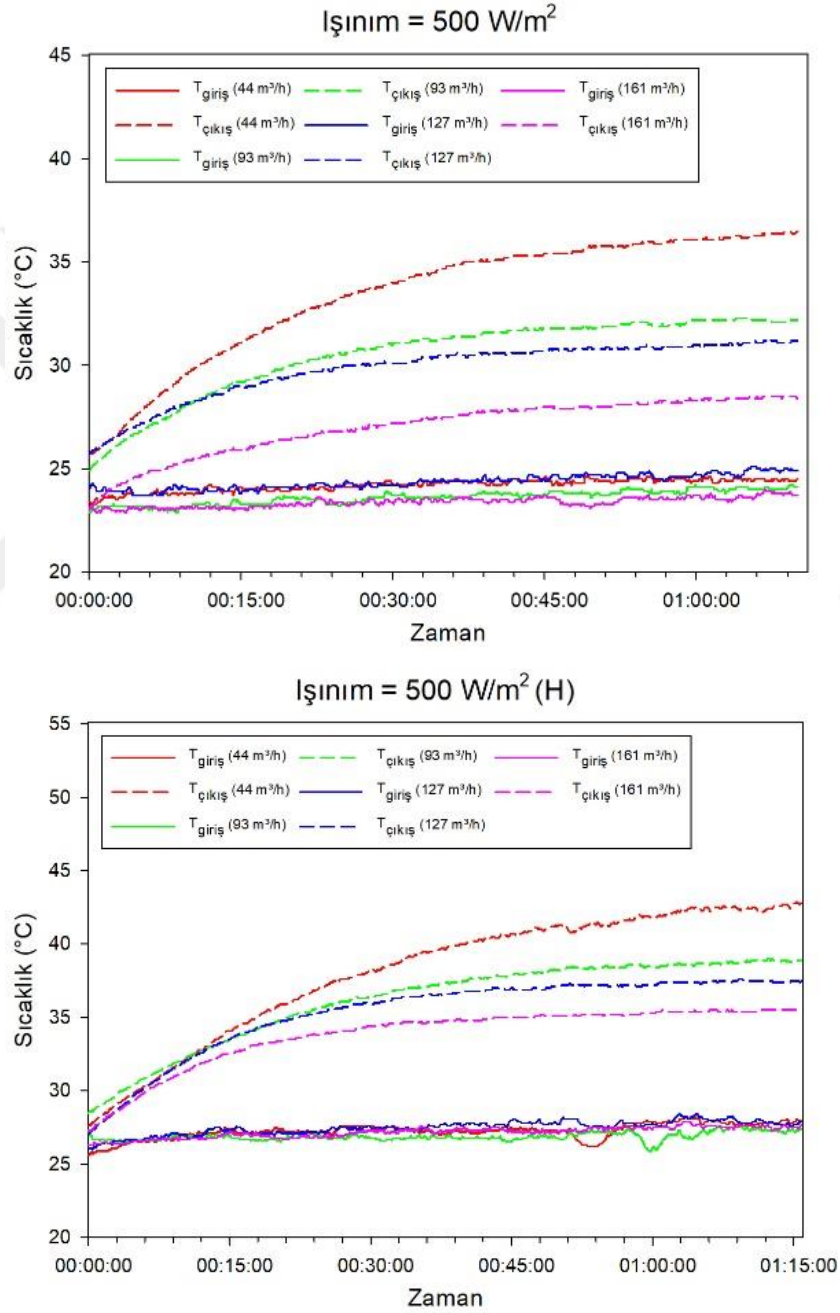
Şekil 4.2.'de, 250 W/m² sabit ışınım altında, POHK merkezindeki toplayıcı tüpün içi boş (helezonsuz) ve helezonlu olarak yapılan testlerden elde edilen giriş-çıkış sıcaklıklarının sonuçları gösterilmiş ve değerlendirilmiştir. Veriler incelendiğinde, giriş havası debisi arttıkça çıkış havasının sıcaklığının azaldığı görülmektedir. Bu nedenle her iki durum içinde en yüksek çıkış sıcaklıkları 44 m³/h debide gerçekleştirilen testlere aittir. Helezonsuz olarak yapılan deneylerde en yüksek çıkış sıcaklığı, 31,4 °C olarak tespit edilirken, helezonlu olarak yapılan deneylerde ise en yüksek çıkış sıcaklığı 37,6 °C olarak

tespit edilmiştir. Helezon kullanımı akışı türbülanslı hale getirerek ısı transfer sürecini iyileştirdiği için toplayıcı tüp çıkışında yaklaşık 6 °C'lik bir sıcaklık farkına sebep olmuştur.



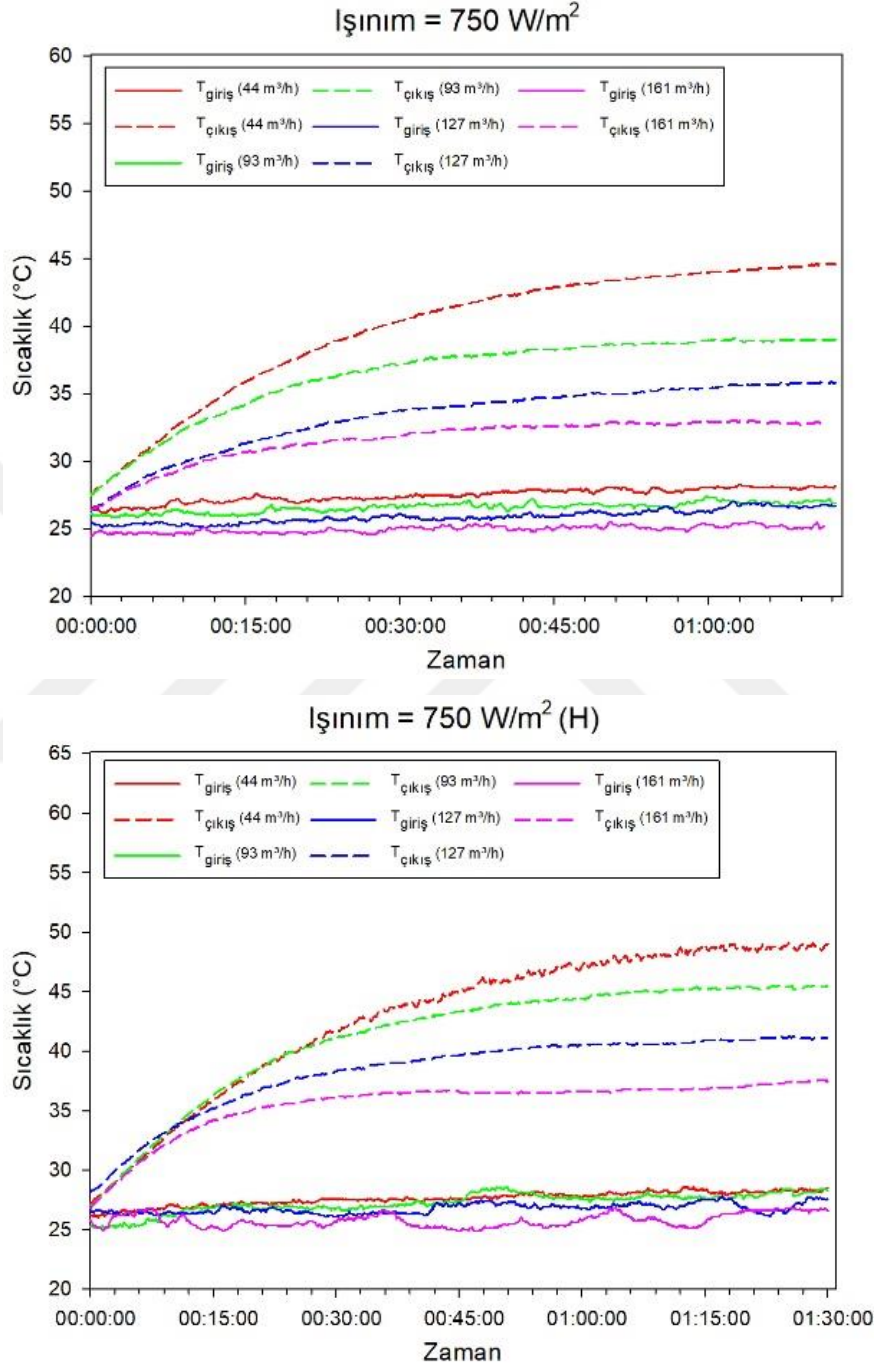
Şekil 4.2. 250 W/m² ışınım altında; a) helezonsuz ve b) helezonlu toplayıcı tüp giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları

Şekil 4.3a. ve 4.3b.'de, 500W/m^2 ışınlım altında, farklı hava giriş debilerinde helezonlu ve helezonsuz olarak test edilen sistemden elde edilen çıkış havası sıcaklıkları sunulmuştur. Hava giriş debisi azaldıkça toplayıcı tüpten çıkan havanın sıcaklığının arttığı görülmektedir. 500W/m^2 sabit ışınlım altında, $44\text{ m}^3/\text{h}$ hava giriş debisinde helezonsuz ve helezonlu olarak gerçekleştirilen testlerde hava çıkış sıcaklıkları sırasıyla $36,1\text{ }^\circ\text{C}$ ve $42,7\text{ }^\circ\text{C}$ olarak tespit edilmiştir.



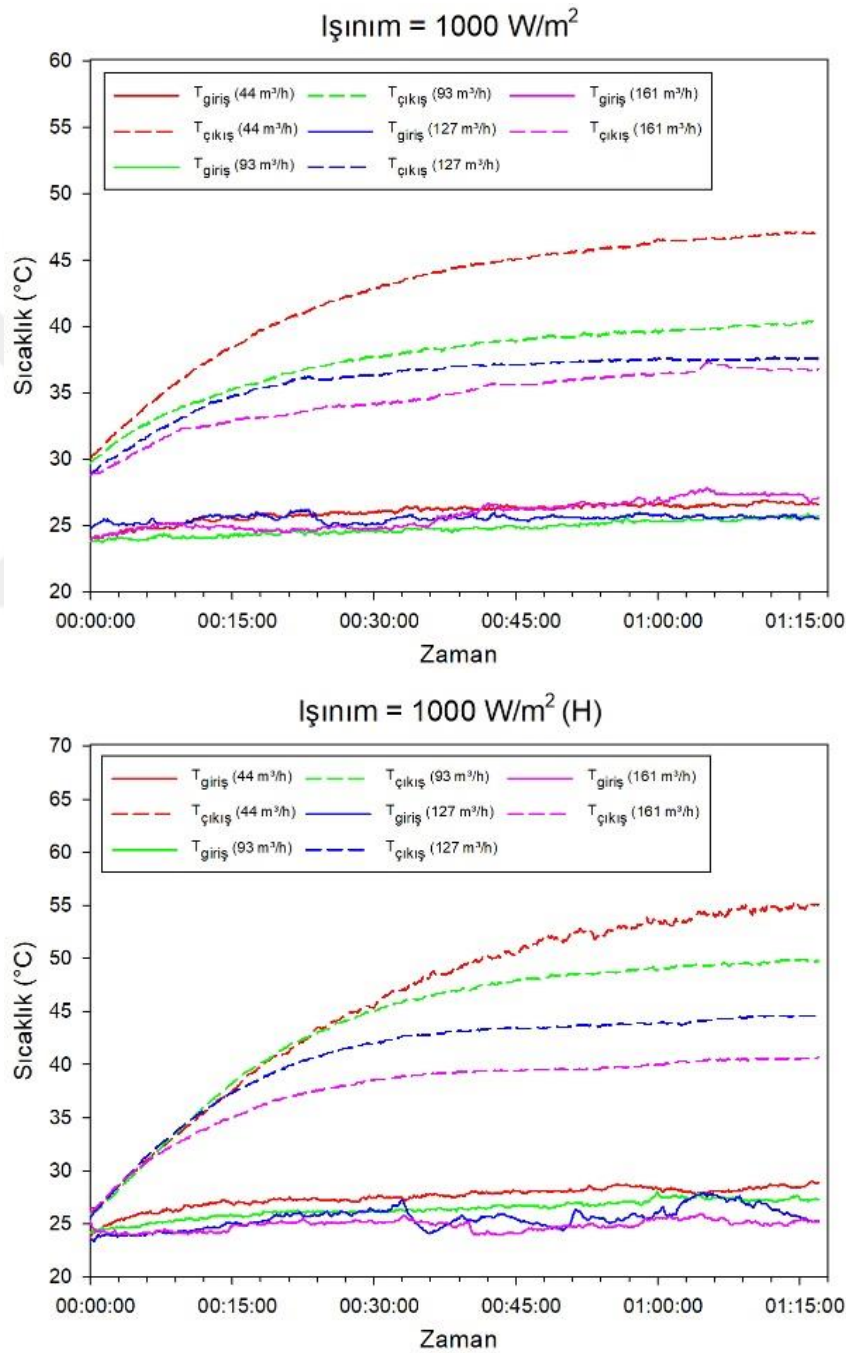
Şekil 4.3. 500 W/m^2 ışınlım altında; a) helezonsuz ve b) helezonlu toplayıcı tüp giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları

Benzer şekilde 750 W/m^2 ve 1000 W/m^2 sabit ışınlım altında gerçekleştirilen testlerde elde edilen giriş-çıkış sıcaklıkları Şekil 4.4. ve Şekil 4.5.'te sunulmuştur.



Şekil 4.4. 750 W/m^2 ışınlım altında; a) helezonsuz ve b) helezonlu toplayıcı tüp giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları

Şekillerden görüleceği üzere, debinin artması ile çıkış sıcaklıklarının düştüğü bu testlerde de teyit edilmiş ve en yüksek çıkış sıcaklıklarına yine 44m³/h debide gerçekleştirilen testte ulaşılmıştır. 750 W/m² ışınlım altında helezonsuz ve helezonlu testlerden elde edilen çıkış sıcaklıkları sırasıyla 44,5°C ve 49°C olarak tespit edilirken 1000 W/m² ışınlım altında helezonsuz ve helezonlu testlerden elde edilen çıkış sıcaklıkları sırasıyla 47,6°C ve 56,7°C olarak tespit edilmiştir.

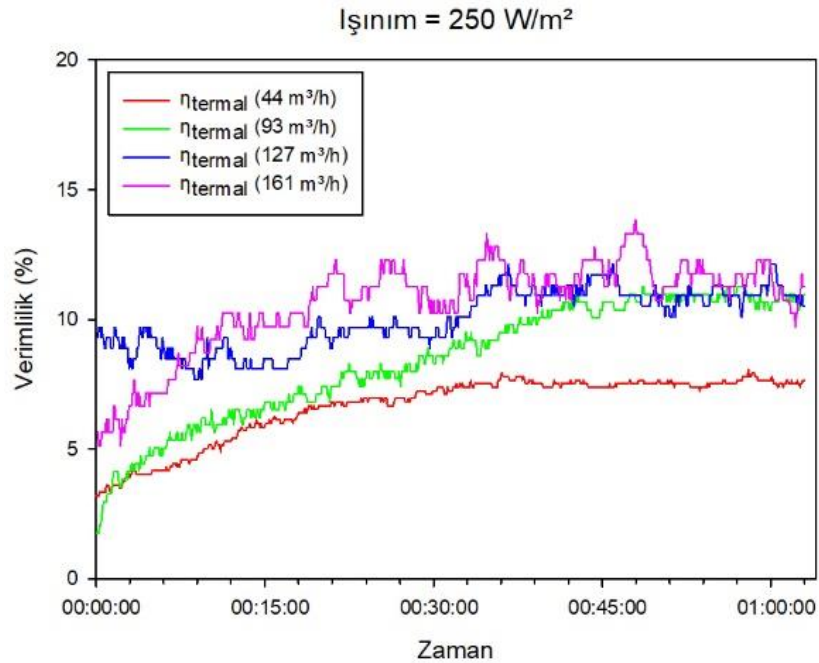


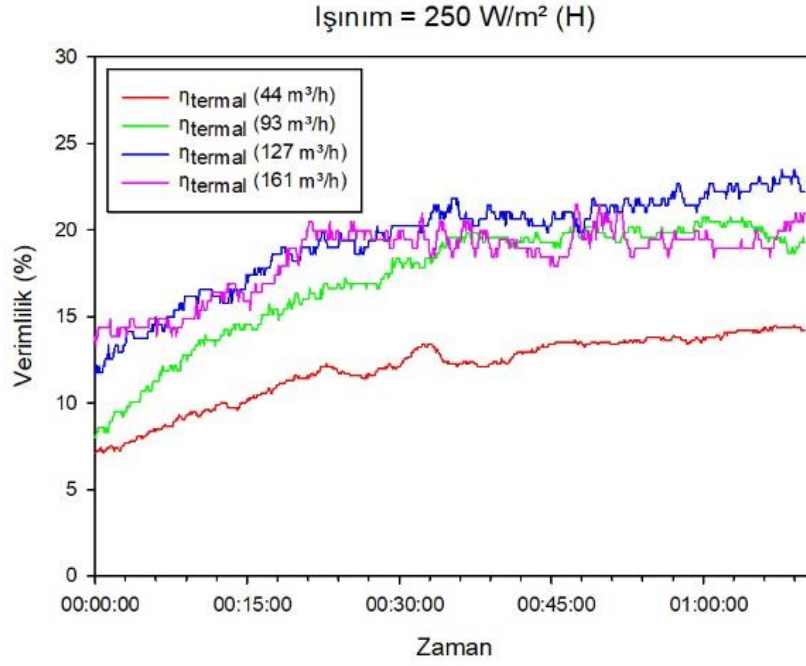
Şekil 4.5. 1000 W/m² ışınlım altında; a) helezonsuz ve b) helezonlu toplayıcı tüp giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları

4.1.3. POHK enerji verimlilikleri

Bu bölümde, parabolik oluklu hava kollektörünün farklı ışıma şiddetlerinde ve hava debilerinde gerçekleştirilen testlerden elde edilen sıcaklık değerleri doğrultusunda yapılan termal verim hesaplamalarının sonuçları sunulmuş ve değerlendirilmiştir. Hesaplanan enerji verimlilikleri incelendiğinde; toplayıcı tüpün helezonlu olduğu durumda enerji verimliliklerinin daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Genel sonuçlar göz önünde bulundurulduğunda artan debi ile birlikte enerji verimliliğinin bir miktar arttığı gözlemlenmiştir.

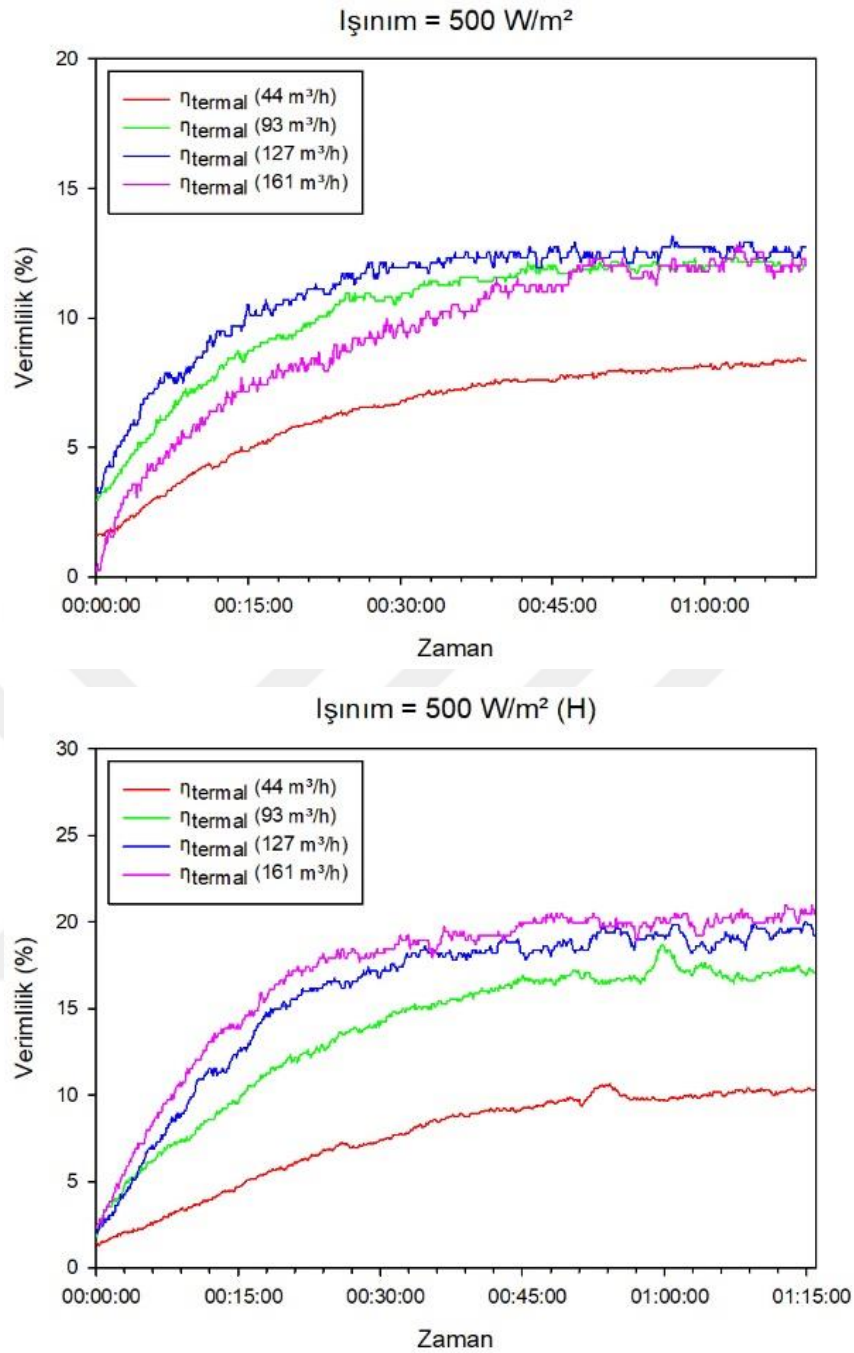
Şekil 4.6.'da, 250 W/m^2 ışıma altında gerçekleştirilen testlerden elde edilen verilerle yapılan termal verim hesaplamaları sunulmuştur. Grafiklerden görüleceği üzere, helezonsuz ve helezonlu iki durum içinde düşük debilerde nispeten daha düşük enerji verimliliğine ulaşılmıştır. $93 \text{ m}^3/\text{h}$ debi üstünde gerçekleştirilen testlerde termal verimin neredeyse sabit kaldığı görülmüştür. Farklı ışıma seviyelerinde helezonsuz durum için gerçekleştirilen testlerde en yüksek termal verim %12 civarında iken, helezonlu durum için bu değer %20,5 olarak bulunmuştur. Bir başka ifade ile sisteme helezon eklenmesi termal verimi %71 civarında artırmıştır.





Şekil 4.6. 250 W/m² ışınım altında; a) helezonsuz ve b) helezonlu POHK enerji verimleri

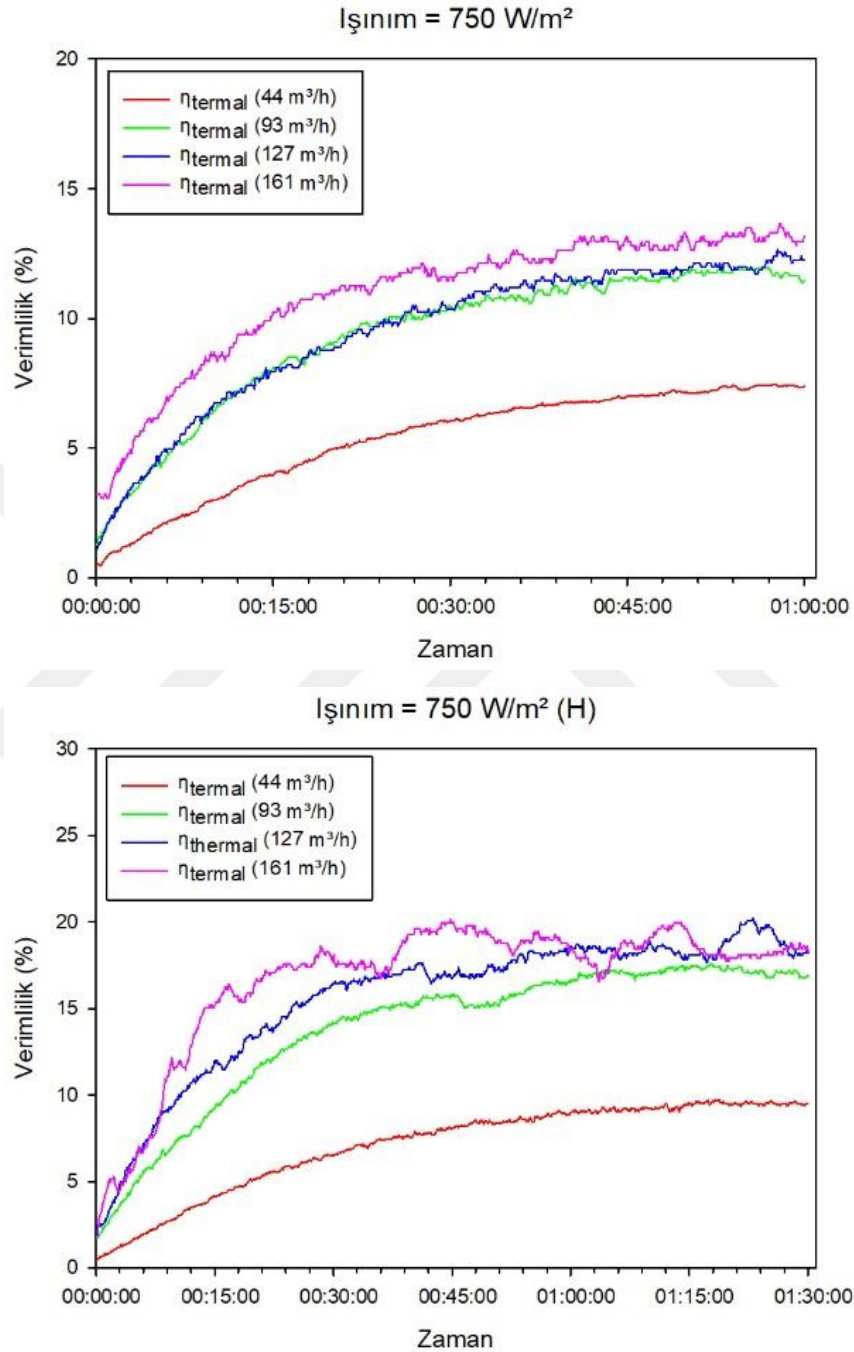
Şekil 4.7.'de 500W/m² ışınım altında gerçekleştirilen testlerden elde edilen verilerle yapılan termal verim hesaplamaları sunulmuştur. Grafikler incelendiğinde helezonlu sistemin helezonsuz sisteme kıyasla termal verimliliklerinin yüksek olduğu rahatlıkla görülmüştür. Helezonsuz ve helezonlu, her iki durumda da en düşük termal verime 44 m³/h debide gerçekleştirilen testlerde ulaşılmıştır. Ancak 93 m³/h debi ve üzerinde gerçekleştirilen testlerde termal verim birbirine çok yakın bulunmuştur. Helezonsuz durumda en yüksek termal verim %12 olarak bulunurken, helezonlu sistemde en yüksek termal verim %20 olarak bulunmuştur. Sisteme helezon eklenmesi 500 W/m² sabit ışınım altında gerçekleştirilen testlerde termal verimi %66 civarında artırmıştır.



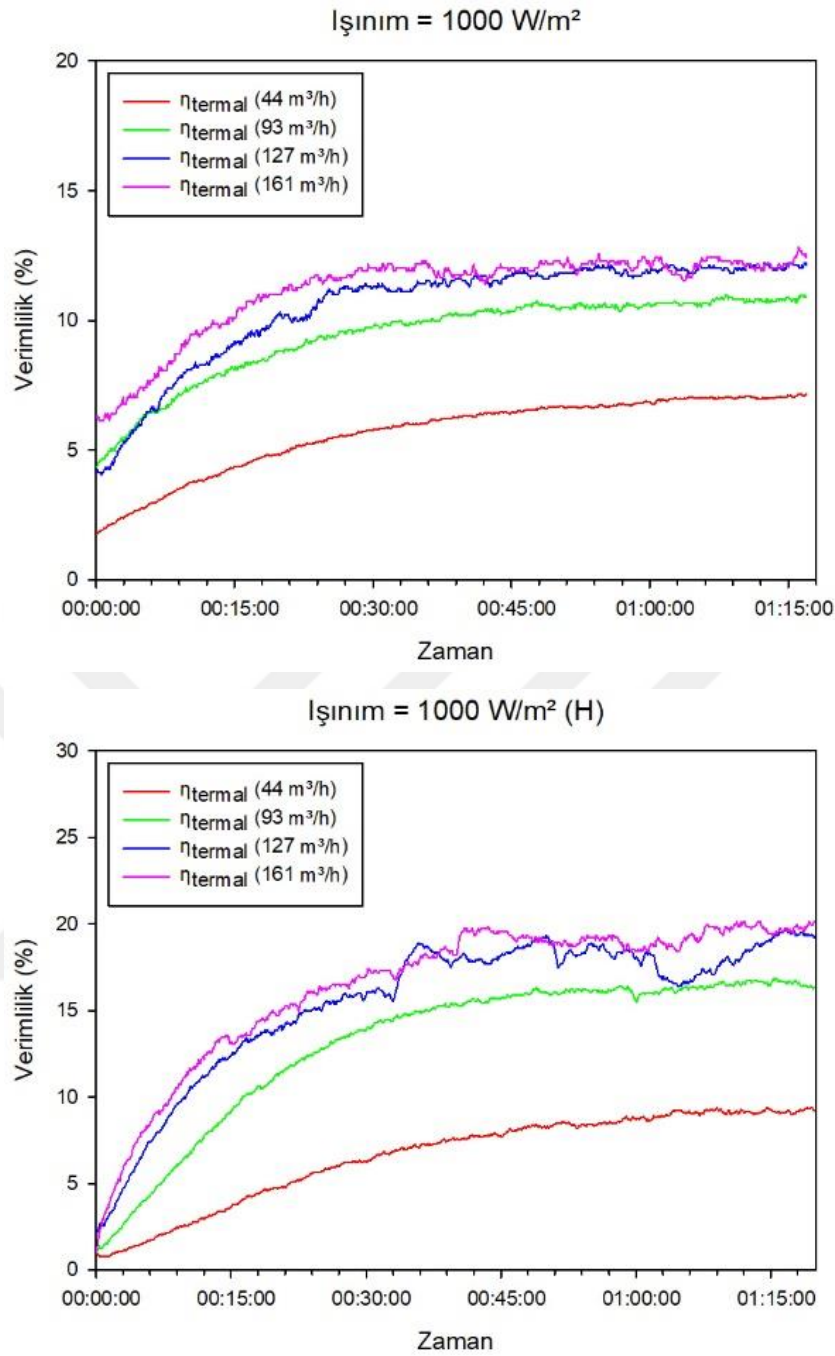
Şekil 4.7. 500 W/m² ışınım altında; a) helizonsuz ve b) helizonlu POHK enerji verimleri

Şekil 4.8. ve Şekil 4.9.'da, 750 W/m² ve 1000 W/m² ışınım altında gerçekleştirilen testlerden elde edilen verilerle yapılan termal verim hesaplamaları sunulmuştur. İki grafik de incelendiğinde, helizonlu durum için yapılan termal verimliliğin daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Yine iki grafikte de görüleceği üzere 44 m³/h debi için gerçekleştirilen testlerde enerji verimliliği çok daha düşük bulunurken, 93 m³/h ve üstündeki debiler için gerçekleştirilen testlerde termal verimlilikler birbirine oldukça

yakın bulunmuştur. Her iki ışınım değeri için de helezonsuz durumlarda termal verim en yüksek %12 değerlerinde iken, helezonlu durumlarda bu değerlerin %19 üstünde olduğu görülmüştür.



Şekil 4.8. 750 W/m² ışınım altında; a) helezonsuz ve b) helezonlu POHK enerji verimleri



Şekil 4.9. 1000 W/m² ışınım altında; a) heliostatik ve b) heliostatik POHK enerji verimleri

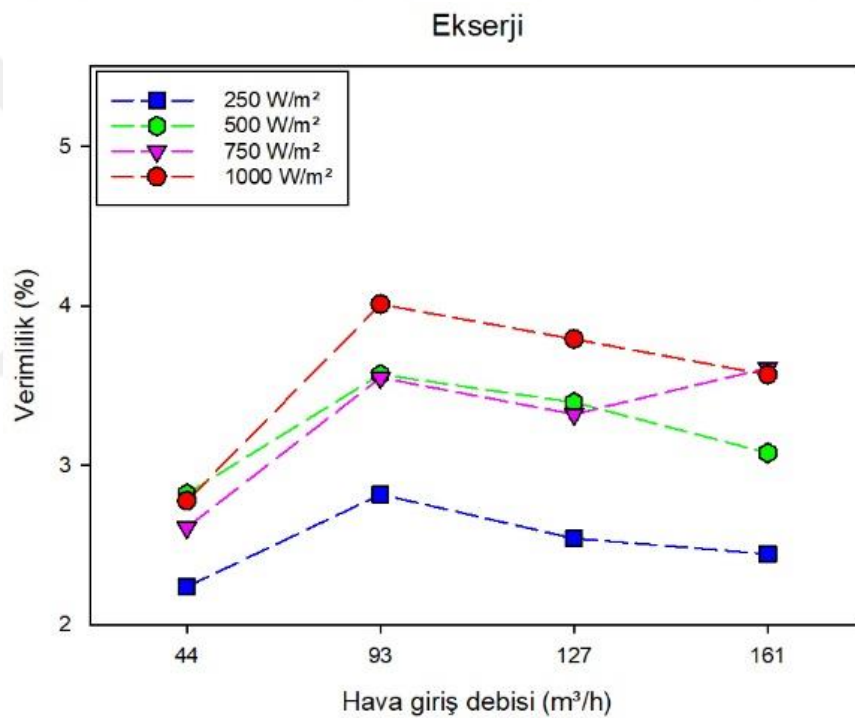
4.1.4. POHK ekserji verimlilikleri

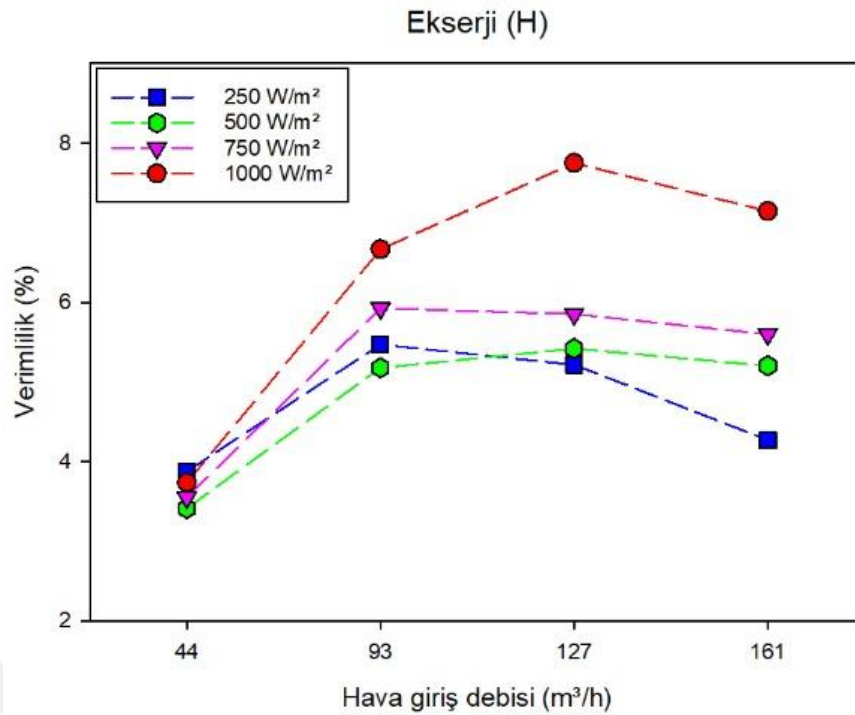
Bu bölümde, parabolik oluklu hava kolektörünün farklı ışınım şiddetlerinde ve hava debilerinde gerçekleştirilen testlerden elde edilen değerler doğrultusunda yapılan ekserji verimlilik hesaplamalarının sonuçları sunulmuş ve değerlendirilmiştir.

Ekserji verimliliği, ekserji yıkımını ve ekserji kayıplarını içerdiğinden, birçok sistemde olduğu gibi POHK sistemlerinde de ekserji verimliliği enerji verimliliğinden

çok daha düşüktür. Bu sistemlerde ekserji yıkımı sistemdeki tersinmezliklerden kaynaklanırken, ekserji kayıpları çevreye olan ısı kayıplarından kaynaklanmaktadır.

Yapılan ekserji verimlilik hesaplamalarından elde edilen sonuçlar Şekil 4.10.'da gösterilmiştir. Grafiklerden görüleceği üzere daha yüksek ışınlım altında gerçekleştirilen testlerden elde edilen ekserji verimlilikleri daha yüksektir. Helezonsuz sistemde en yüksek ekserji verimliliği, 1000 W/m² ışınlım altında 93 m³/h debide gerçekleştirilen testte %4 olarak bulunurken, helezonlu sistemde en yüksek ekserji verimliliği 1000 W/m² ışınlım altında 127 m³/h debide gerçekleştirilen testte %7,8 olarak bulunmuştur. Bu durum göz önünde bulundurulduğunda, helezonsuz ve helezonlu durum için optimum hava giriş debisinin farklı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

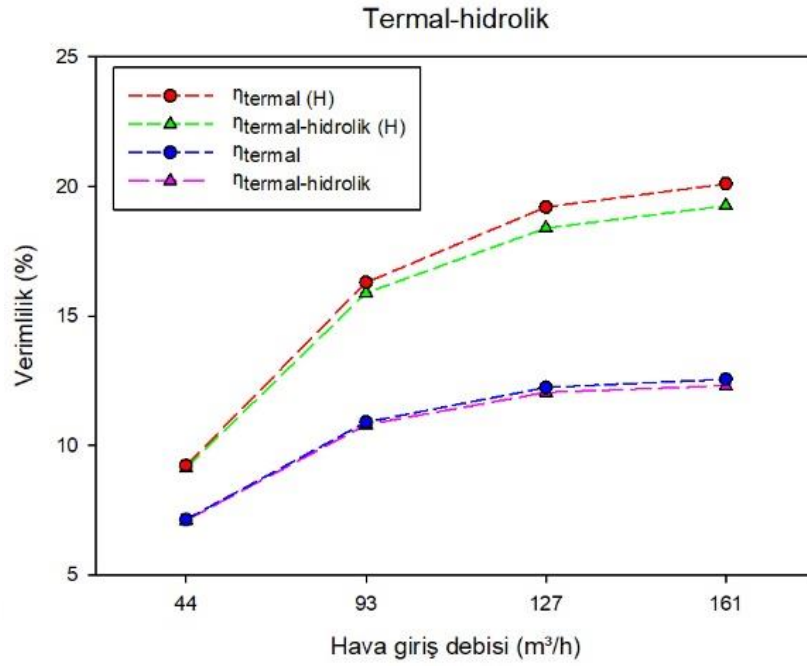




Şekil 4.10. Farklı ışımm şiddetlerinde ve debilerde; a) helezonsuz ve b) helezonlu POHK ekserji verimleri

4.1.5. POHK termal-hidrolik verimlilikleri

Bu bölümde, maksimum termal verimliliklerinin elde edildiği 1000 W/m² ışımm şiddetinde farklı giriş havası debilerindeki testlerden elde edilen bulgular neticesinde yapılan termal-hidrolik verim hesaplamalarının sonuçları sunulmuştur. Testlerde daha yüksek hava giriş debilerinde basınç kayıpları da arttığı için, Şekil 4.11.'de görüleceği üzere termal verim ile termal-hidrolik verim arasındaki fark da artmaktadır. Grafikler incelendiğinde, helezonsuz durumda bu iki verim arasındaki farkın çok az olduğu görülürken, helezon sebebiyle artan basınçtan dolayı helezonlu sistemde bu iki verim arasındaki farkın daha fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 4.11. 1000 W/m² ışınlımda, helezonsuz ve helezonlu durumlarda farklı debiler için hesaplanan termal-hidrolik ve termal verimler

Yüksek debilerde basınç kayıplarının artması, daha fazla fan gücü gerektirdiği için termal-hidrolik verim açısından optimum giriş havası debisine karar vermek de oldukça önemlidir. Giriş hava debisinin 161 m³/h olduğu durum için yapılan hesaplamalar sonucunda, helezonsuz durumda basınç kaybı 67 Pa, helezonlu durumda basınç kaybı 1141 Pa olarak bulunmuştur. Sistemdeki toplayıcı tüp içerisindeki basınç kayıpları oldukça düşük olduğu için termal-hidrolik verimler termal enerji verimliliklerine çok yakın bulunmuştur. Bu nedenle, basınç kayıplarına rağmen POHK'nin daha yüksek debilerde daha fazla termal-hidrolik verimliliğe sahip olduğu görülmüştür.

4.2. Nem Alma Cihazı

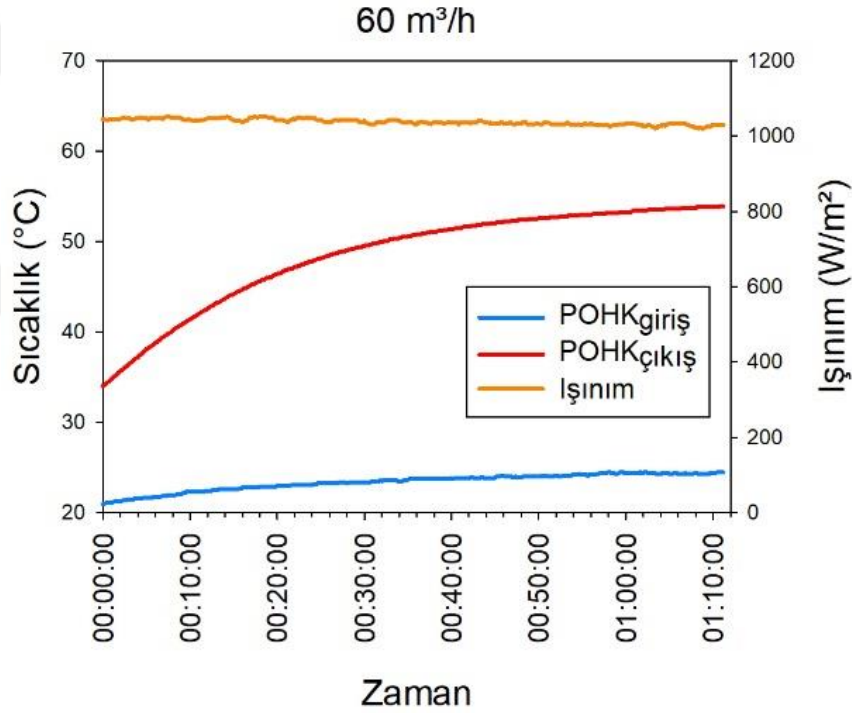
Bu bölümde, POHK entegreli katı kurutuculu nem alma cihazının performansının araştırılması için gerçekleştirilen testlerden elde edilen veriler ve bu veriler doğrultusunda yapılan hesaplamaların sonuçları sunulmuştur.

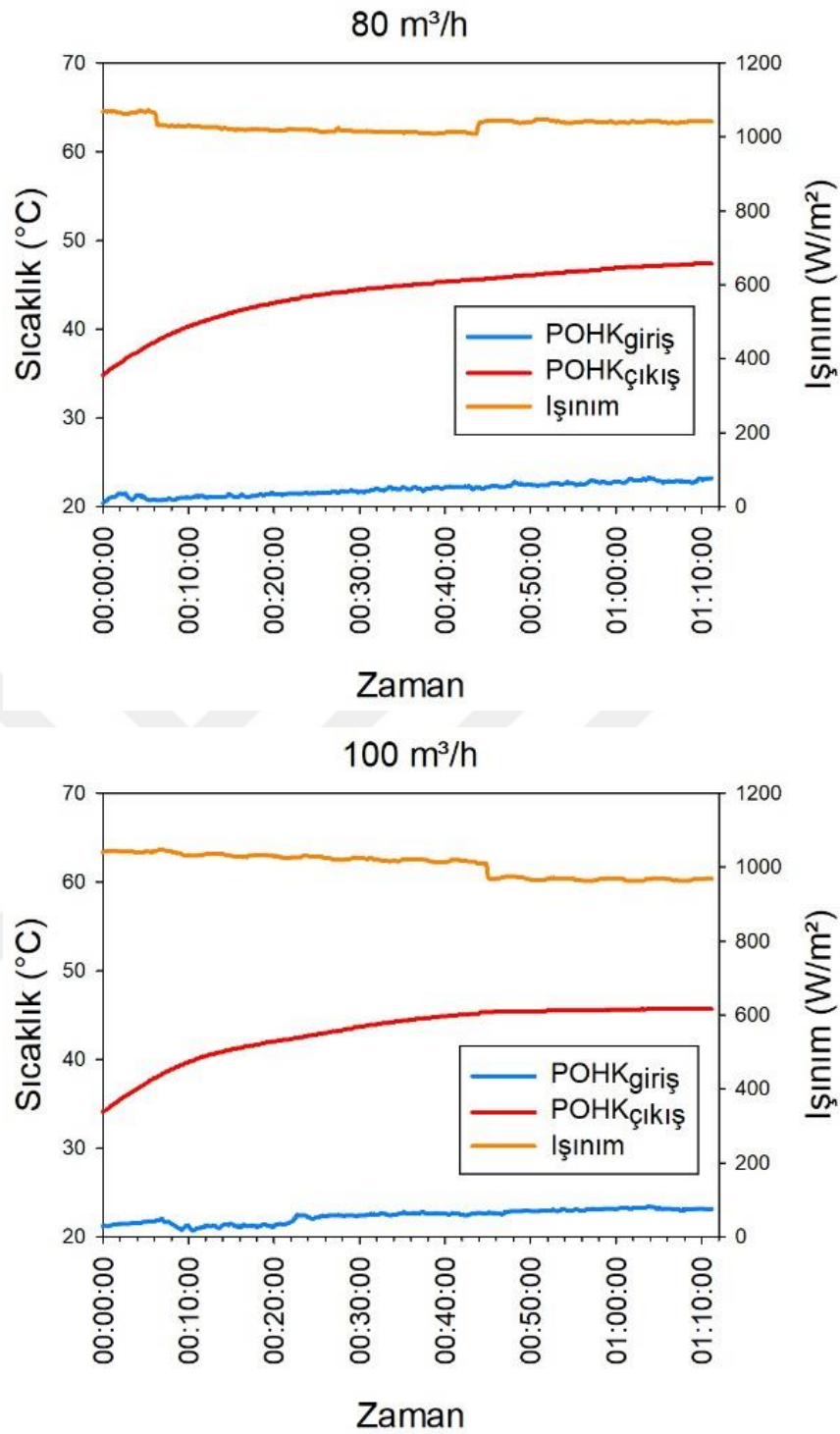
Bölüm 4.1.'den elde edilen sonuçlarda görüleceği üzere helezonlu POHK'den elde edilen termal enerji, helezonsuz POHK'den daha fazladır. Ayrıca yine Bölüm 4.1.'deki sonuçlarda görüleceği üzere en yüksek sıcaklık çıkışına 1000 W/m² ışınlım şiddeti altında ulaşılmıştır. Bu nedenle nem alma cihazının performansının araştırılması

için gerçekleştirilen testler 1000 W/m^2 sabit ışınım altında, helezonlu POHK entegreli sistem ile yapılmıştır.

Testlerde, nem alma cihazı proses havası $200 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak sabit tutulmuş ve rejenersayon havası debisi ile proses havası bağıl nemi değişken olarak kabul edilmiştir. Rejenerasyon debisi için değişkenler $60\text{-}80\text{-}100 \text{ m}^3/\text{h}$ olarak belirlenirken, proses havası bağıl nemi için $\%80$ ve $\%90$ olarak belirlenmiştir.

Rejenerasyon havası debileri Bölüm 4.1.'deki debiler ile birebir aynı olmadığından, nem alma cihazı performansının araştırılması için belirlenen rejenerasyon havası debilerinde ($60\text{-}80\text{-}100 \text{ m}^3/\text{h}$), helezonlu POHK için tekrar testler gerçekleştirilmiştir. 1000 W/m^2 sabit ışınım altında $60\text{-}80\text{-}100 \text{ m}^3/\text{h}$ debiler için gerçekleştirilen testlerden elde edilen bulgular Şekil 4.12'de sunulmuştur.





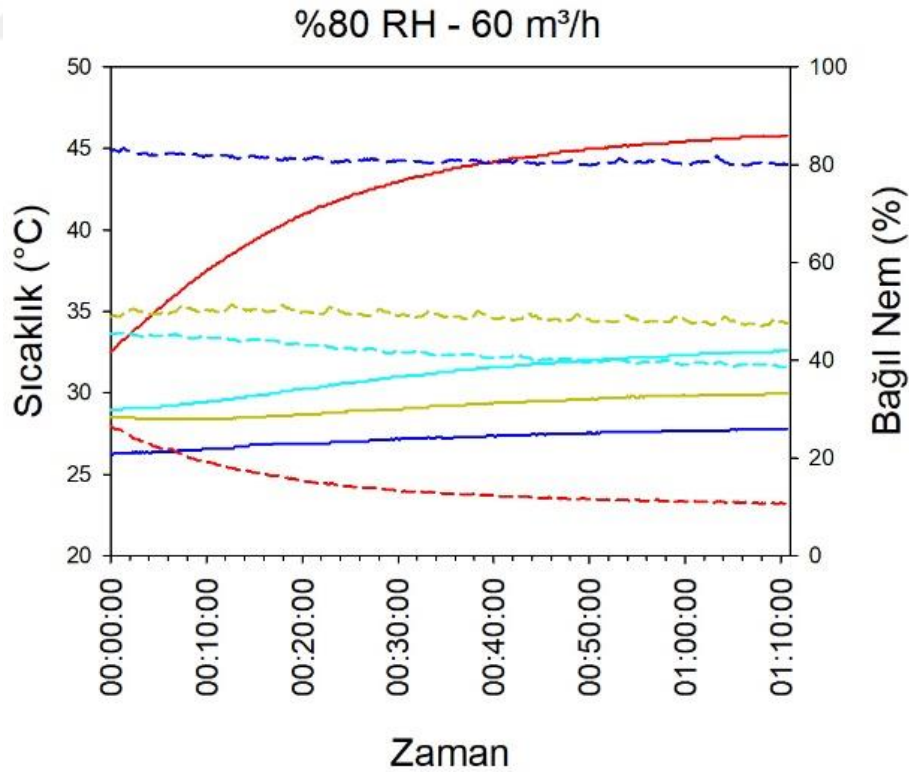
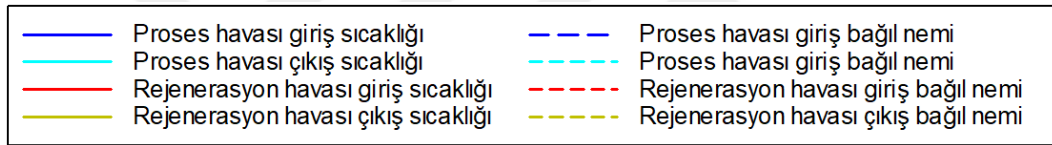
Şekil 4.12. 1000W/m² ışınlm altında, 60-80-100 m³/h debilerde helazonlu POHK giriş ve çıkış havası sıcaklıkları

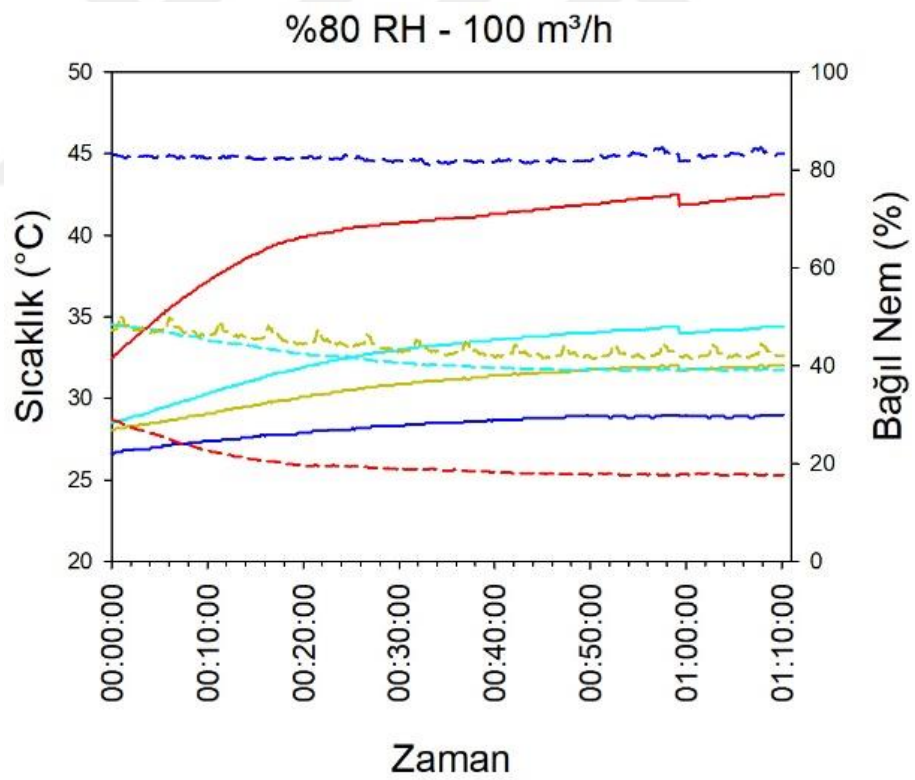
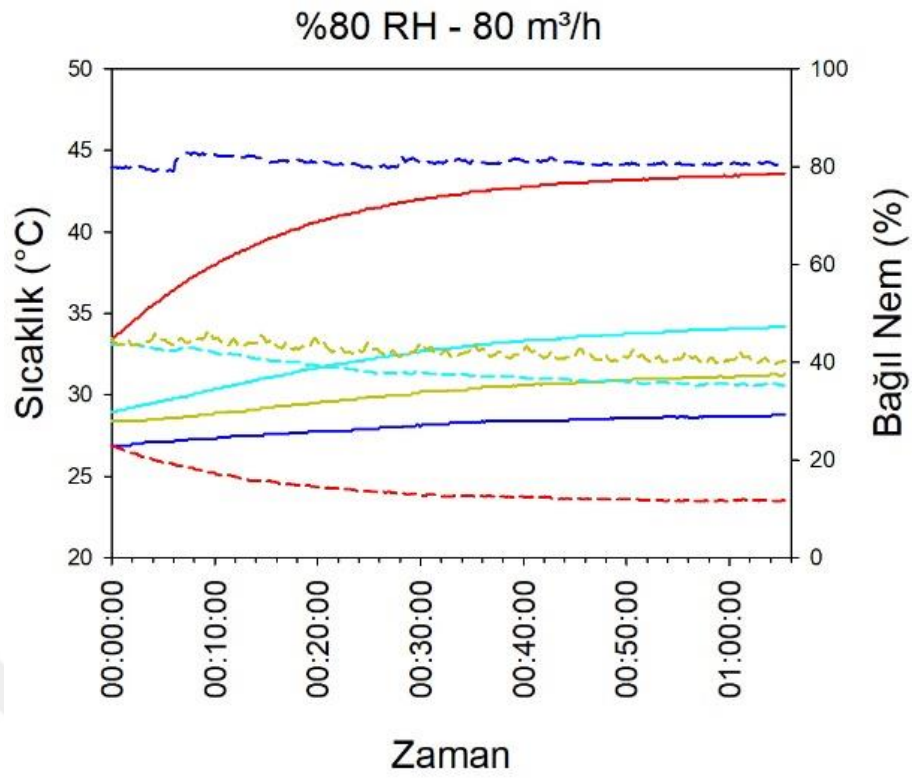
60-80-100 m³/h debilerde gerçekleştirilen testlerden elde edilen POHK çıkış sıcaklıkları sırasıyla 54°C, 47,4°C ve 45,7°C olarak bulunmuştur. Debinin yükselmesi toplayıcı tüp içerisindeki ısı transfer süresini kısalttığı için, bu testlerde de beklenildiği üzere en yüksek çıkış sıcaklığına en düşük debide gerçekleştirilen teste ulaşılmıştır.

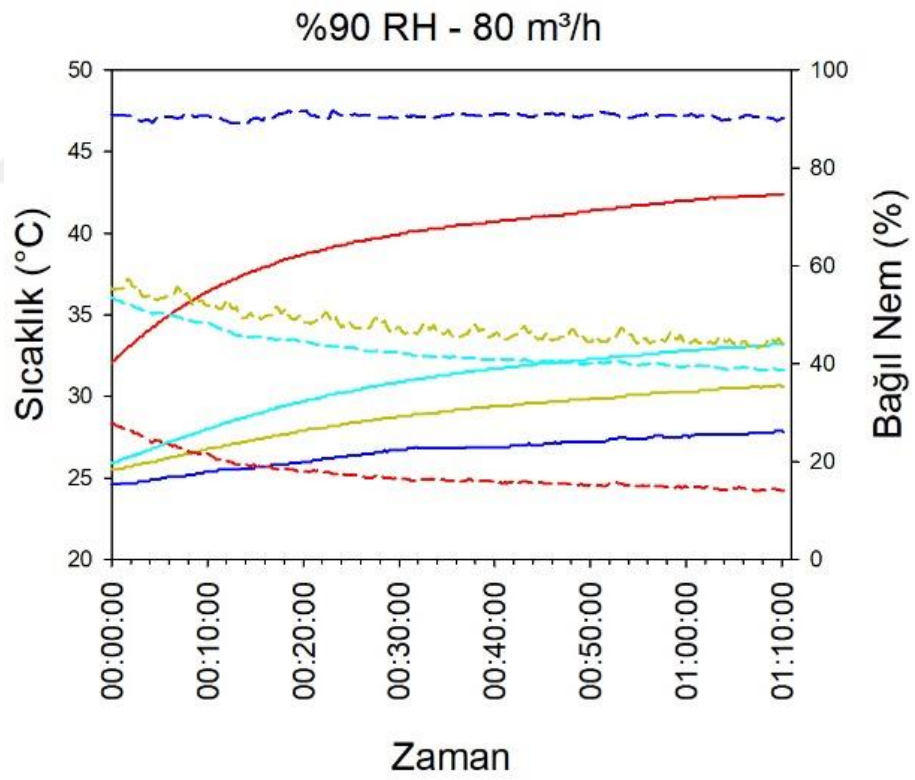
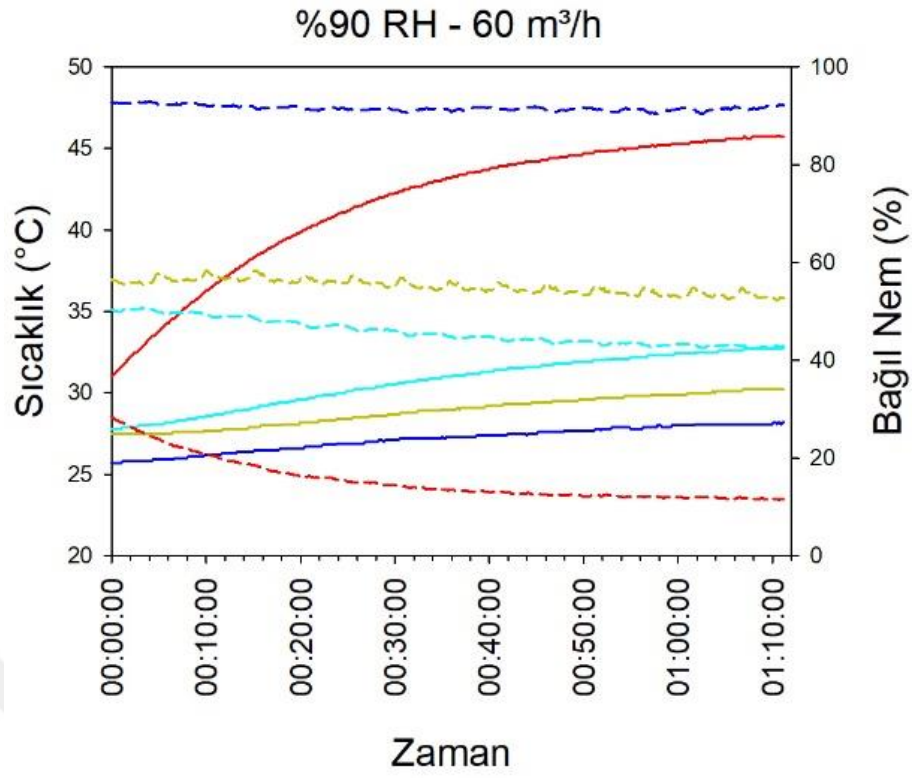
Ancak unutulmamalıdır ki, elde edilen bu sıcaklıklar nem alma cihazına giren rejenerasyon hava sıcaklıkları değildir. Çünkü toplayıcı tüp çıkışında bu sıcaklıklara sahip olan havanın, nem alma cihazına ulaşmaya kadar yaklaşık 2-3°C sıcaklığı düşmektedir. Bu nedenle bir sonraki bölümde verilen rejenerasyon havası giriş sıcaklıkları bu sıcaklıklardan bir miktar daha düşük bulunmuştur.

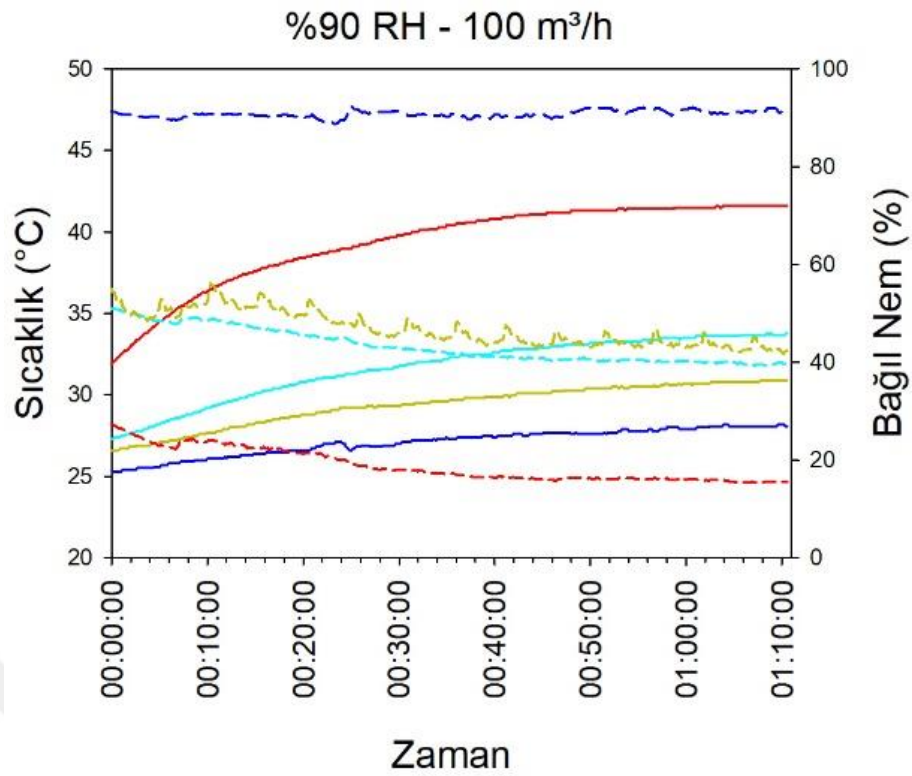
4.2.1. Nem alma cihazı giriş çıkış parametreleri

Farklı rejenerasyon havası debileri ve proses havası bağıl nemlerine ait gerçekleştirilen 6 farklı test sırasında, nem alma cihazı giriş-çıkışındaki sıcaklık-nem değerleri kaydedilmiş ve elde edilen veriler Şekil 4.13.'te sunulmuştur. Şekillerde düz çizgiler sıcaklığı, kesikli çizgiler ise bağıl nem değerlerini ifade etmektedir. Proses havası girişi mavi, proses havası çıkışı turkuaz, rejenerasyon havası girişi kırmızı ve rejenerasyon havası çıkışı sarı renk ile gösterilmiştir.









Şekil 4.13. Nem alma cihazı giriş-çıkış noktalarındaki sıcaklık ve bağıl nem değerleri

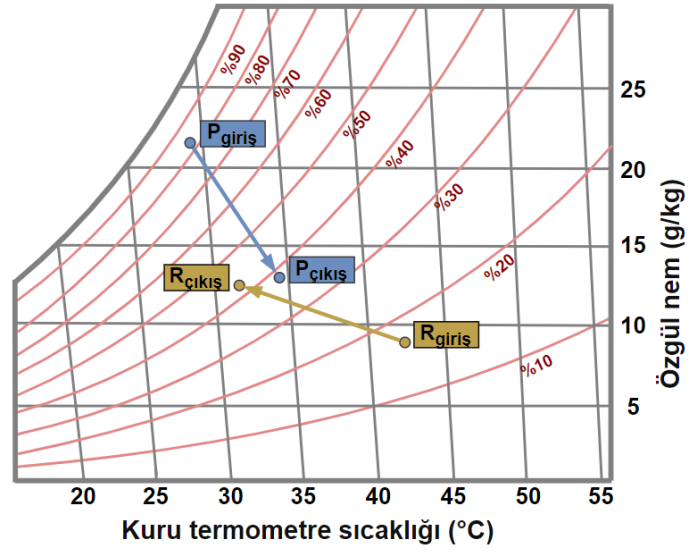
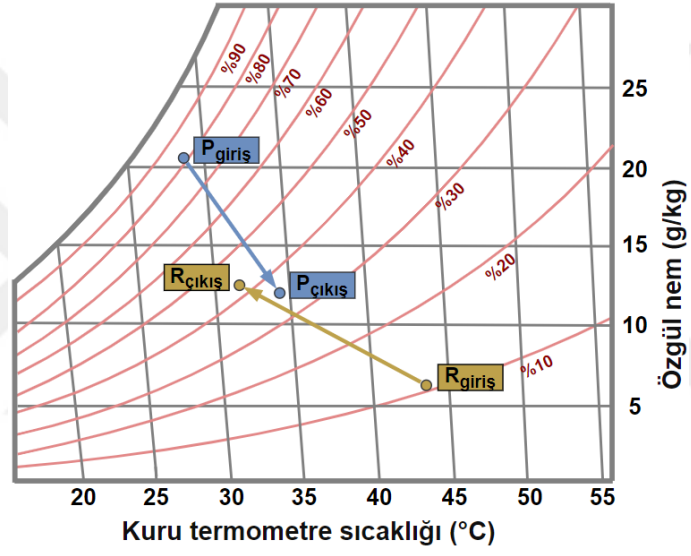
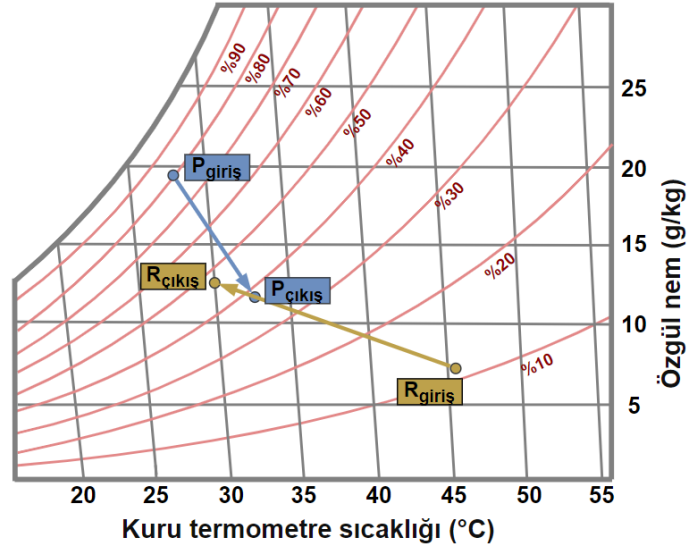
POHK testlerinde olduğu gibi, gerçekleştirilen tüm testlerde, sistem bileşenlerinin kararlı hale gelmesi beklenmiştir. Yaklaşık bir saat süren testlerde, sistemlerin kararlı hallerinde iken elde edilen sıcaklık ve nem değerleri Tablo 4.1.'de sunulmuştur.

Ek olarak, elde edilen veriler Şekil 4.14.'te psikometrik diyagramlar aracılığıyla da gösterilmiştir. Testlerden elde edilen ve Tablo 4.1. ve Şekil 4.14.'te sunulan veriler incelendiğinde;

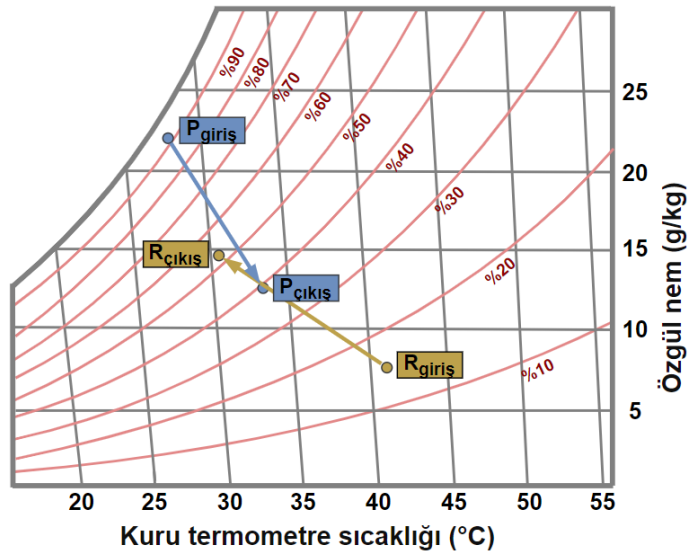
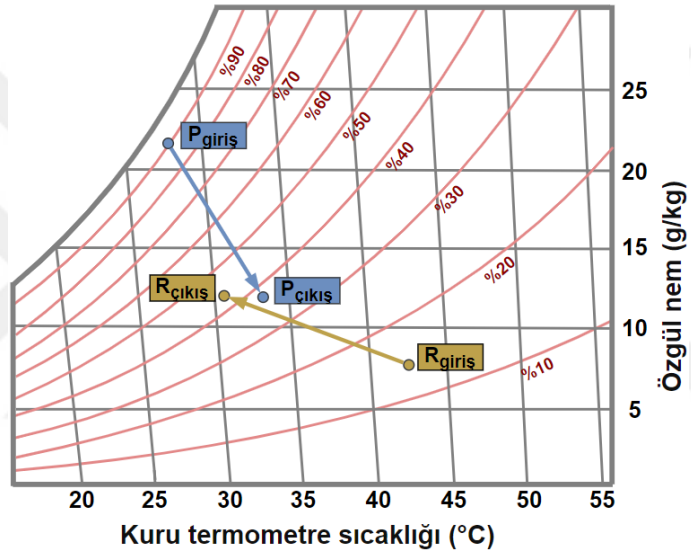
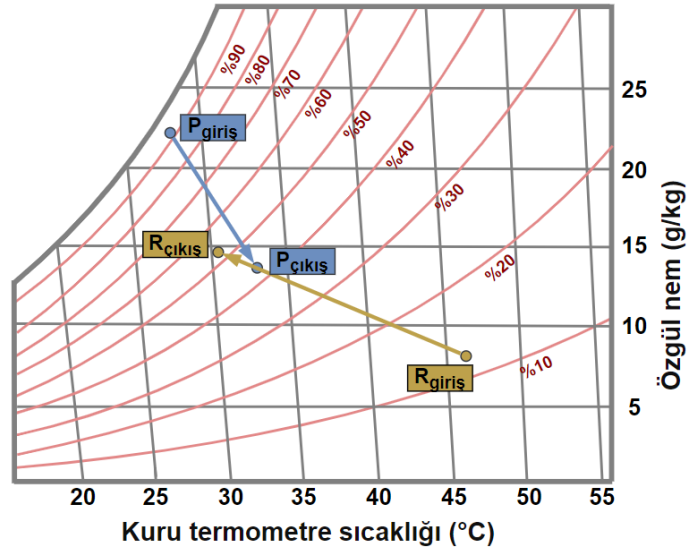
- i) Tüm testlerde proses havası giriş sıcaklığının 28-29 °C aralığında olduğu görülmüştür.
- ii) En yüksek rejenerasyon havası giriş sıcaklığı olan 45,8 °C'ye, rejenerasyon havasının en düşük (60 m³/h) olduğu testte ulaşılmıştır.
- iii) Rejenerasyon havası giriş sıcaklıkları 42-46 °C, rejenerasyon havası çıkış sıcaklıkları 30-32 °C aralığında bulunmuştur.
- iv) POHK ile nem alma cihazı arasındaki ısı kaybı nedeniyle, rejenerasyon giriş sıcaklıklarının, bir önceki bölümde verilen toplayıcı tüp çıkış sıcaklıklarından daha düşük olduğu görülmüştür.
- v) En düşük nem alma performansı 7,0 g/kg olarak bulunurken, en yüksek nem alma performansı 9,3 g/kg olarak bulunmuştur.

Tablo 4.1. Proses ve rejenerasyon havalarının giriş-çıkış noktalarındaki sıcaklık ve nem değerleri

| Proses havası giriş bağıl nemi = %80 Rejenerasyon havası debisi = 60 m ³ /h | | | | | Proses havası giriş bağıl nemi = %90 Rejenerasyon havası debisi = 60 m ³ /h | | | | |
|--|--------------|--------------|-------------|-------------|--|--------------|--------------|-------------|-------------|
| | Proses giriş | Proses çıkış | Rejen giriş | Rejen çıkış | | Proses giriş | Proses çıkış | Rejen giriş | Rejen çıkış |
| Sıc. | 27,8 | 32,6 | 45,8 | 30,0 | Sıc. | 28,1 | 32,8 | 45,8 | 30,3 |
| B.Nem | 80,1 | 38,7 | 10,8 | 47,6 | B.Nem | 91,7 | 42,2 | 11,5 | 52,7 |
| Ö.Nem | 18,9 | 11,9 | 6,7 | 12,6 | Ö.Nem | 22,18 | 13,17 | 7,14 | 14,3 |
| Proses havası giriş bağıl nemi = %80 Rejenerasyon havası debisi = 80 m ³ /h | | | | | Proses havası giriş bağıl nemi = %90 Rejenerasyon havası debisi = 80 m ³ /h | | | | |
| | Proses giriş | Proses çıkış | Rejen giriş | Rejen çıkış | | Proses giriş | Proses çıkış | Rejen giriş | Rejen çıkış |
| Sıc. | 28,8 | 34,2 | 43,6 | 31,3 | Sıc. | 27,8 | 33,2 | 42,4 | 30,6 |
| B.Nem | 80,7 | 35,3 | 11,7 | 40,3 | B.Nem | 90,1 | 38,7 | 14,1 | 43,6 |
| Ö.Nem | 20,3 | 11,9 | 6,5 | 11,5 | Ö.Nem | 21,6 | 12,3 | 7,3 | 12,0 |
| Proses havası giriş bağıl nemi = %80 Rejenerasyon havası debisi = 100 m ³ /h | | | | | Proses havası giriş bağıl nemi = %90 Rejenerasyon havası debisi = 100 m ³ /h | | | | |
| | Proses giriş | Proses çıkış | Rejen giriş | Rejen çıkış | | Proses giriş | Proses çıkış | Rejen giriş | Rejen çıkış |
| Sıc. | 29,0 | 34,4 | 42,5 | 32,0 | Sıc. | 28,1 | 33,8 | 41,6 | 30,9 |
| B.Nem | 83,3 | 39,1 | 17,7 | 42,0 | B.Nem | 91,7 | 39,7 | 15,5 | 42,3 |
| Ö.Nem | 21,2 | 13,3 | 9,3 | 12,5 | Ö.Nem | 22,2 | 13,1 | 7,7 | 11,8 |



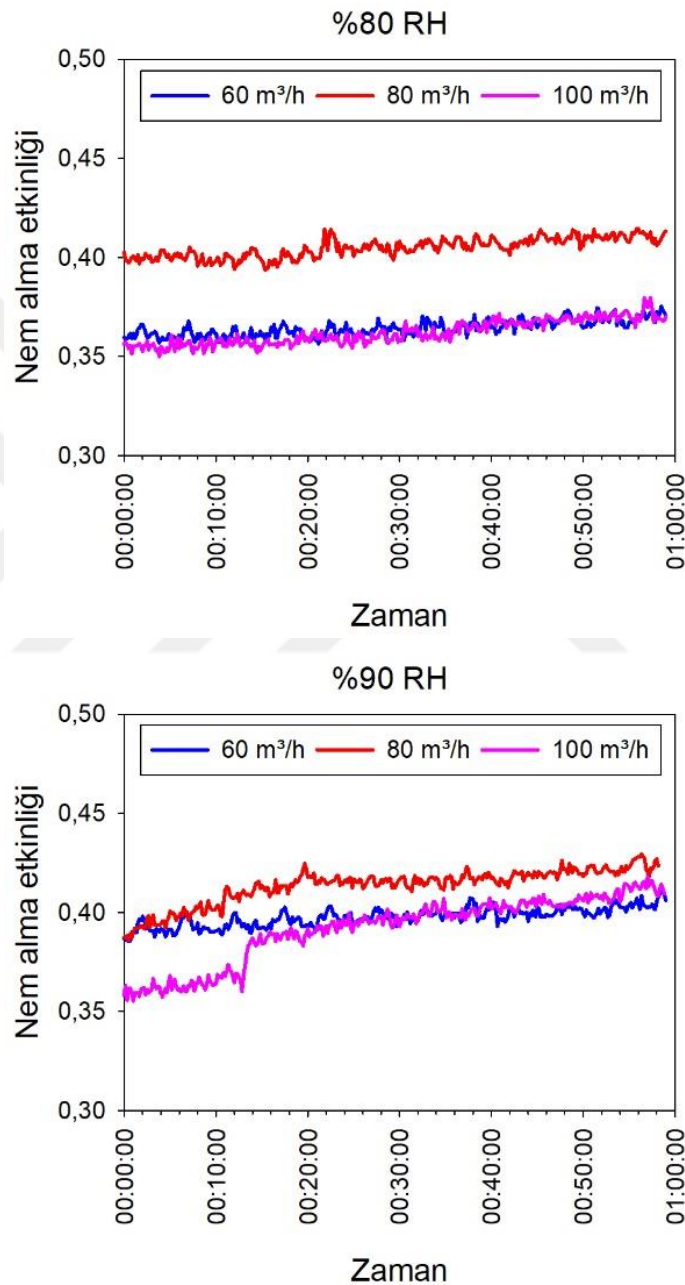
Şekil 4.14a. Proses havası bağıl neminin %80, rejenerasyon havası debisinin 60-80-100 m³/h olduğu testlere ait psikometrik diyagramlar



Şekil 4.14b. Proses havası bağıl neminin %90, rejenerasyon havası debisinin 60-80-100 m³/h olduğu testlere ait psikometrik diyagramlar

4.2.2. Nem alma etkinliği

Test süresince nem alma cihazından elde edilen giriş-çıkış hava verileri üzerinden hesaplanan nem alma etkinlikleri Şekil 4.15.'de gösterilmiştir. Proses havası giriş bağıl neminin %80 olduğu testlere ait sonuçlar Şekil 4.15a.'da, proses havası giriş bağıl neminin %90 olduğu testlere ait sonuçlar ise Şekil 4.15b.'de sunulmuştur.



Şekil 4.15. a) %80 ve b) %90 proses havası giriş bağıl nemlerindeki nem alma etkinlikleri

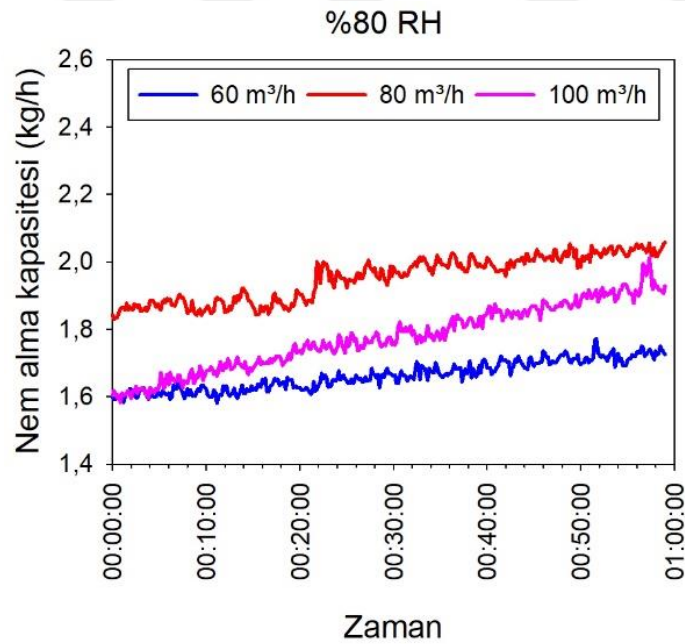
Her iki nem değeri için de en yüksek nem alma etkinliğine, 80 m³/h proses havası debisindeki testlerde ulaşılmıştır. 60 m³/h ve 100 m³/h rejenerasyon debilerinde

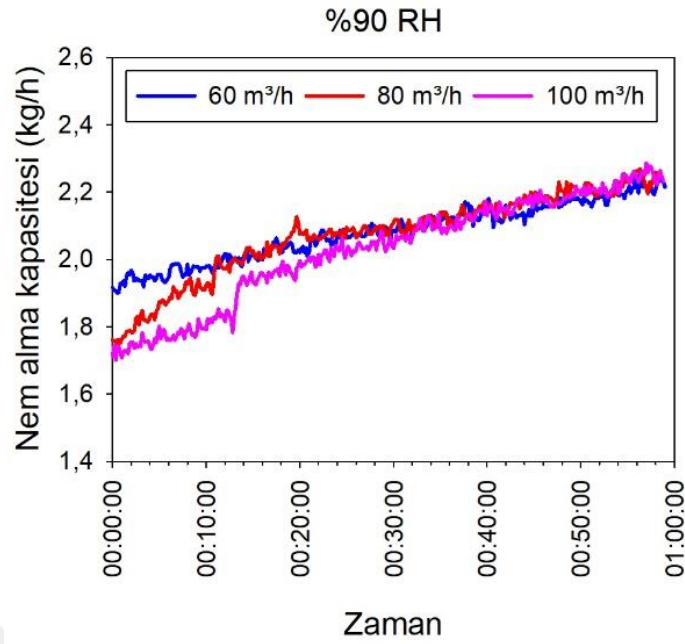
gerçekleştirilen testlerdeki nem alma etkinlikleri birbirine oldukça yakın bulunmuştur. Bunun nedeni, 60 m³/h rejenerasyon debisinde düşük debinin, 100 m³/h rejenerasyon debisinde ise düşük sıcaklığın nem alma etkinliğini olumsuz etki etkilemesidir.

Ayrıca proses havası giriş bağıl neminin %90 olduğu testlerde nem alma performansının nispeten daha iyi olduğu ve farklı rejenerasyon debilerinde birbirine daha yakın olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

4.2.3. Nem alma kapasitesi

Nem alma cihazından birim zamanda arındırılan nem miktarını bulabilmek için yapılan hesaplamalardan elde edilen sonuçlar Şekil 4.16.'da sunulmuştur. Sistemin kararlı haldeki durumunda; %80 proses havası bağıl neminde, 60, 80 ve 100 m³/h rejenerasyon debilerinde nem alma kapasiteleri sırasıyla 1,72, 2,05, ve 1,92 kg/h olarak bulunurken, %90 proses havası bağıl neminde 60, 80 ve 100 m³/h rejenerasyon debilerinde nem alma kapasiteleri sırasıyla 2,21, 2,22 ve 2,23 kg/h olarak bulunmuştur. Grafiklerden de görüleceği üzere %90 proses havası bağıl nemindeki nem alma kapasiteleri birbirine çok yakın bulunmuştur.

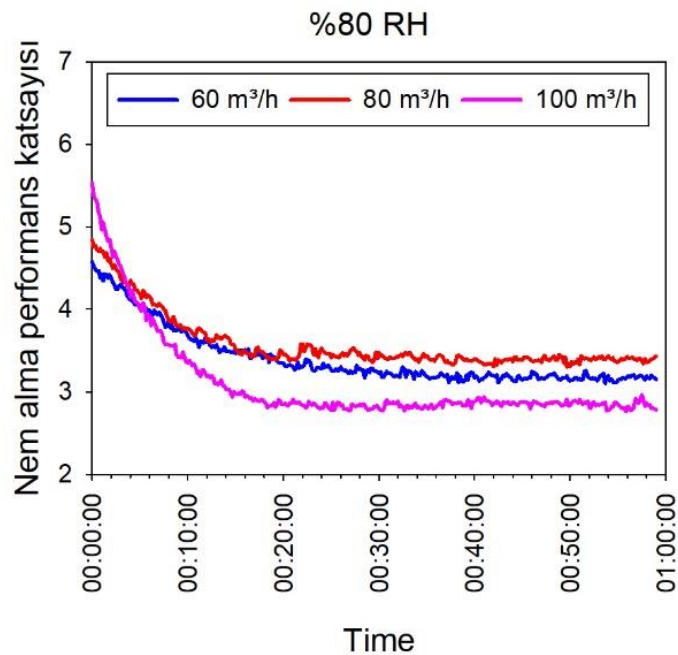


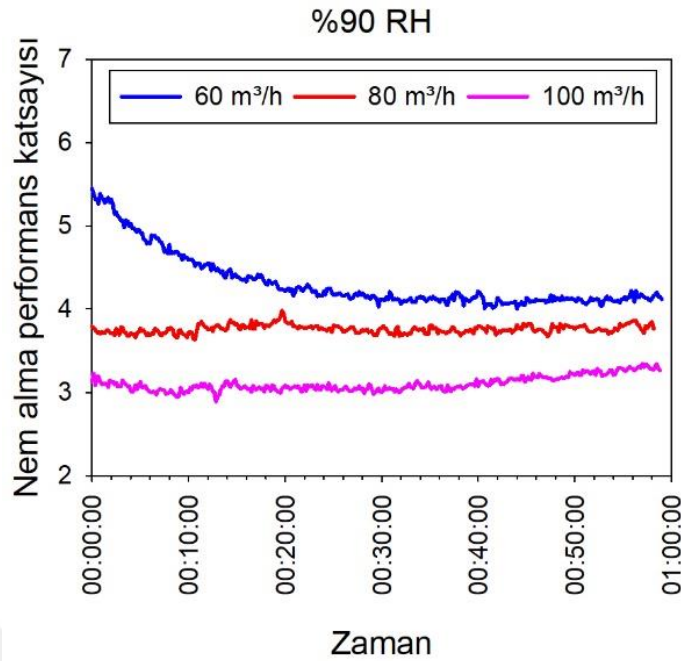


Şekil 4.16. a) %80 ve b) %90 proses havası giriş bağıl nemlerindeki nem alma kapasiteleri

4.2.4. Nem alma performans katsayısı

Nem alma performans katsayıları için yapılan hesaplamalardan elde edilen sonuçlar Şekil 4.17.'de gösterilmiştir. Proses havası giriş bağıl neminin %80 olduğu testlerde en yüksek NAPK değeri, rejenerasyon hava debisinin 80 m³/h olduğu testte 3,8 olarak bulunurken, proses havası giriş bağıl neminin %90 olduğu testlerde en yüksek NAPK değeri, rejenerasyon havası debisinin 60 m³/h olduğu testte 4,1 olarak bulunmuştur.





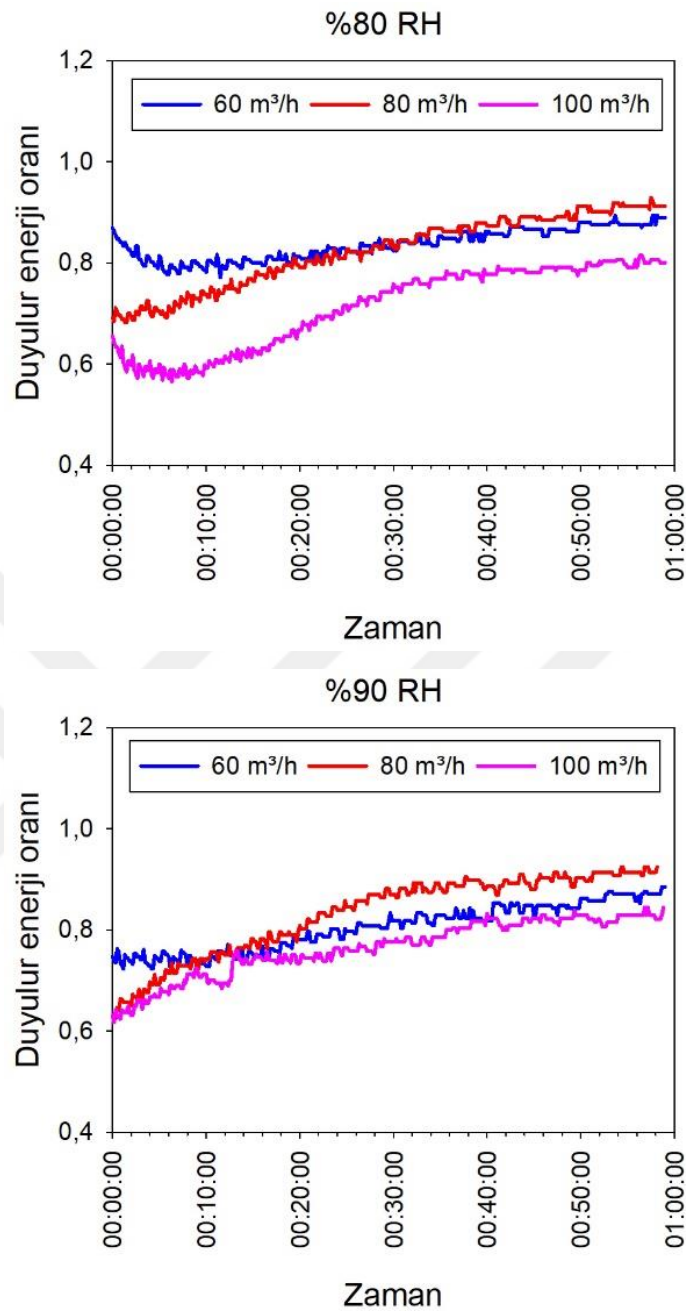
Şekil 4.17. a) %80 ve b) %90 proses havası giriş bağıl nemlerindeki nem alma performans katsayıları

Her iki proses havası nem değerinde de en düşük NAPK değerleri 100 m³/h rejenerasyon havası debisinde gerçekleştirilen testte elde edilmiştir. Bunun nedeni, 100 m³/h debide rejenerasyon sıcaklıklarının oldukça düşük olmasıdır. Düşük sıcaklık nem alma cihazını rejenere edemediği için birim zamanda süpürülen nem miktarı da düşük çıkmaktadır.

4.2.5. Duyulur enerji oranı

Rejenerasyon havasının proses havasında ne kadar ısınmaya sebebiyet verdiğini gösteren duyulur enerji oranı değerinin araştırılması için veriler doğrultusunda yapılan hesaplamalardan elde edilen bulgular Şekil 4.18.'de sunulmuştur. En düşük DEO değeri olan 0,80'e, proses havası giriş bağıl neminin %80 ve rejenerasyon havası debisinin 100 m³/h olan testte ulaşılmıştır. Her iki proses havası bağıl nem değerleri için de gerçekleştirilen testlerde de en yüksek DEO değerlerine, rejenerasyon havasının 80 m³/h olduğu testlerde ulaşılmıştır.

Bazı nem alma uygulamalarından sonra proses havasının sıcaklığının düşürülmesi gerekebilir. Böyle bir prosese sahip uygulamalarda DEO değerinin düşük olması istenir. Çünkü rejenerasyon havasından proses havasına geçen ısı ne kadar fazla olursa soğutma yükü de o denli artacaktır. Bu çalışmada proses havasının soğutulmasına gerek olmadığı için izolasyon yapılmamıştır. Bu nedenle DEO değerleri oldukça yüksek çıkmıştır.

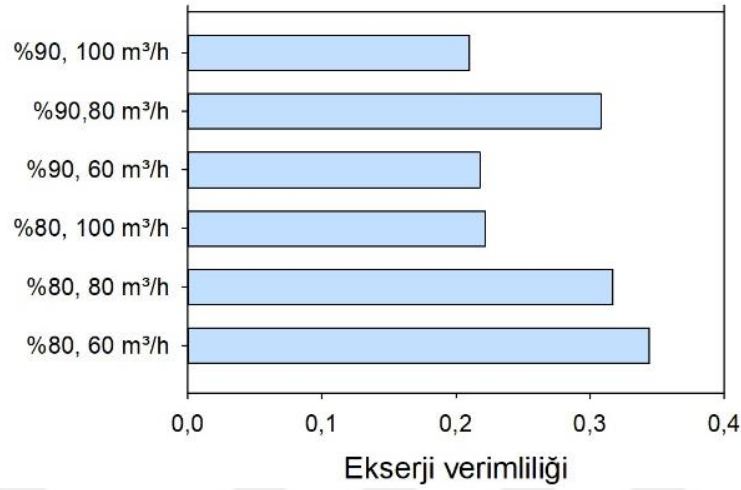


Şekil 4.18. a) %80 ve b) %90 proses havası giriş bağıl nemlerindeki duyulur enerji oranları

4.2.6. Nem alma cihazı ekserji verimliliği

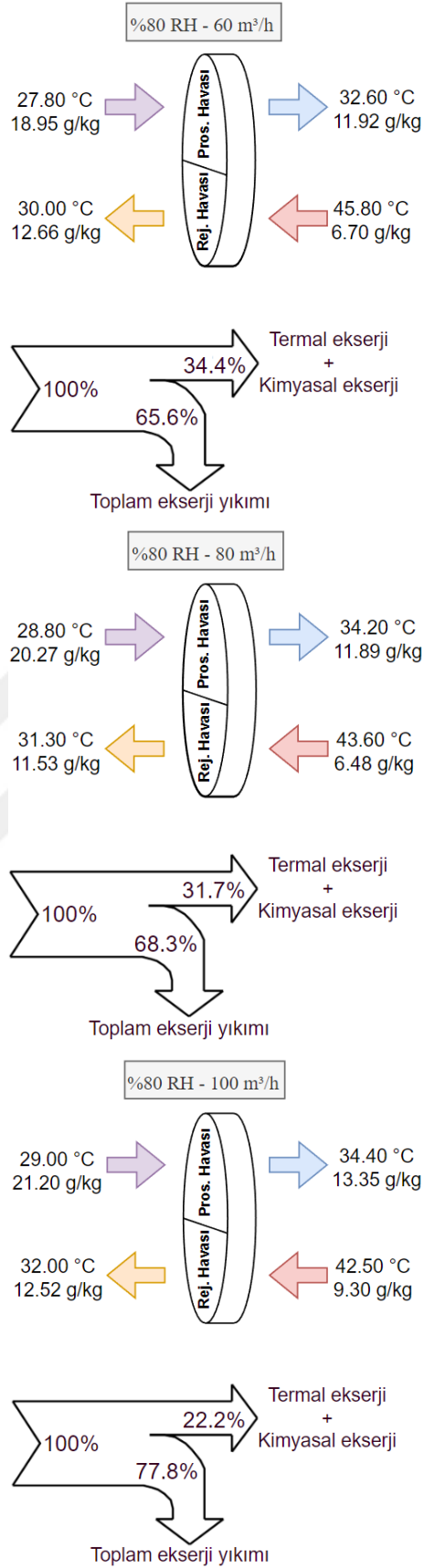
Gerçekleştirilen her bir testten elde edilen proses ve rejenerasyon havası verileri doğrultusunda yapılan ekserji hesaplamalarından elde edilen bulgular Şekil 4.19.'da sunulmuştur. En yüksek ekserji verimliliği olan %34,4 değerine, proses havası giriş bağıl neminin %80, rejenerasyon havası debisinin ise 60 m³/h olduğu testte ulaşılmıştır. En

düşük ekserji verimliliği olan %21 değerine ise proses havası giriş bağıl neminin %90, rejenerasyon havası debisinin ise 100 m³/h olduğu testte ulaşılmıştır.

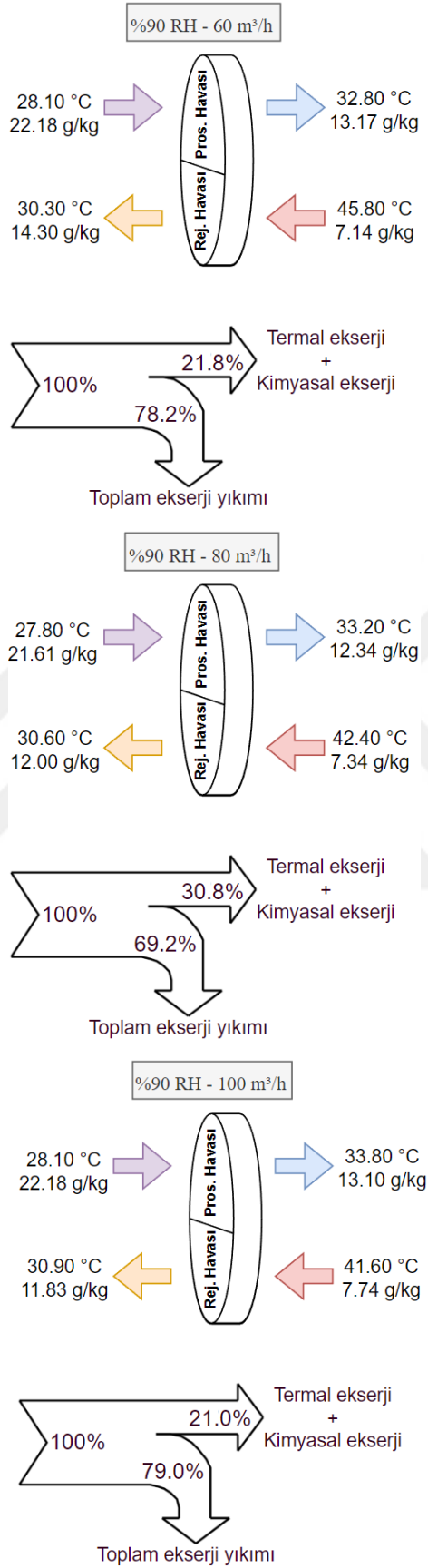


Şekil 4.19. Her bir test için nem alma cihazının ekserji verimlilikleri

Nem alma cihazı giriş-çıkışındaki proses ve rejenerasyon havasına ait veriler üzerinden gerçekleştirilen ekserji verimleri Şekil 4.20.'de ayrı ayrı gösterilmiştir. Bulgular incelendiğinde, proses havası giriş bağıl neminin %90 olduğu testlerde en yüksek ekserji verimliliğinin, 80 m³/h rejenerasyon havası debisinde gerçekleştirilen testte bulunduğu görülürken, proses havası giriş bağıl neminin %80 olduğu testlerde en yüksek ekserji verimliliğinin 60 m³/h rejenerasyon havası debisinde gerçekleştirilen testte bulunduğu görülmüştür. %80 proses havası giriş bağıl neminde gerçekleştirilen testlerde rejenerasyon hava debisinin artması ile ekserji verimliliğinin arttığı sonucuna ulaşılırken, %90 proses havası giriş bağıl nemindeki testlerde aynı sonuca ulaşılmamıştır. Bu durumun temel sebebi, nispeten yüksek proses havası neminin, daha yüksek rejenerasyon sıcaklığı gerektirmesidir.



Şekil 4.20a. %80 proses havası giriş bağlı nemlerinde hesaplanan ekserji verimleri ve ekserji yıkımları



Şekil 4.20b. % 90 proses havası giriş bağıl nemlerinde hesaplanan ekserji verimleri ve ekserji yıkımları

Elde edilen bulguların birlikte değerlendirilebilmesi adına %80 ve %90 proses havası giriş bağıl neminde 80 m³/h rejenerasyon hava debisindeki iki teste ait bulgular Tablo 4.2'de sunulmuştur. Tabloda, proses ve rejenerasyon havasının nem alma cihazına giriş-çıkış noktalarındaki özgül nem ve sıcaklık farkları verilmiştir. Ayrıca bir önceki bölümlerde hesaplamaları gerçekleştirilen; nem alma etkinliği, nem alma kapasitesi, nem alma performans katsayısı ve duyulur enerji oranlarının sonuçları da sunulmuştur.

Table 4.2. %80 ve %90 proses havası giriş bağıl nemlerinde, 80 m³/h rejenerasyon debisinde gerçekleştirilen testlere ait bulguların özeti

| Bulgular | Testler | Proses havası giriş bağıl nemi = %80 Rejenerasyon havası debisi = 80 m ³ /h | Proses havası giriş bağıl nemi = %90 Rejenerasyon havası debisi = 80 m ³ /h |
|-------------------------------------|---------|---|---|
| Proses havası sıcaklık farkı | | 5,4 °C | 5,4 °C |
| Rejenerasyon havası sıcaklık farkı | | 12,3 °C | 12 °C |
| Proses havası özgül nem farkı | | 8,38 g/kg | 9,27 g/kg |
| Rejenerasyon havası özgül nem farkı | | 5,05 g/kg | 4,66 g/kg |
| Nem alma etkinliği | | %41,3 | %42,3 |
| Nem alma kapasitesi | | 2,05 | 2,22 |
| Nem alma performans katsayısı | | 3,42 | 3,75 |
| Duyulur enerji oranı | | 0,91 | 0,91 |
| Ekserji verimliliği | | %31,7 | %30,8 |

Tablodan da görüleceği üzere, proses havası giriş bağıl neminin %80, rejenerasyon havası debisinin ise 80 m³/h olduğu testte, nem alma etkinliği, nem alma kapasitesi, nem alma performans katsayısı, duyulur enerji oranı ve ekserji verimlilik değerleri sırasıyla; %41,3, 2,05, 3,42, 0,91, ve %31,7 olarak bulunmuştur. Benzer şekilde, proses havası giriş bağıl neminin %90, rejenerasyon havası debisinin ise 80 m³/h olduğu testte, nem alma etkinliği, nem alma kapasitesi, nem alma performans katsayısı, duyulur enerji oranı ve ekserji verimlilik değerleri sırasıyla; %42,3, 2,22, 3,75, 0,91 ve %30,8 olarak bulunmuştur.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasında, güneş destekli bir nem alma sistemi farklı koşullar altında deneysel olarak test edilmiş ve sistem bileşenlerinden elde edilen veriler doğrultusunda performansları araştırılmıştır. Testler, Necmettin Erbakan Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Araştırma Uygulama Merkezi'nde (BİTAM) yapılmıştır.

Çalışmalarda öncelikle, güneş destekli nem alma sisteminin ana bileşenlerinden birisi olan parabolik oluklu hava kollektörünün performansını değerlendirmek için testler gerçekleştirilmiştir. Testler laboratuvar ortamında gerçekleştirildiği için gerekli ışınım, tez çalışmaları için imal edilen güneş simülatörü tarafından karşılanmıştır. Farklı ışınım şiddetlerinde testler yapılmasına imkân sağlayan güneş simülatörü ve hız kontrollü fanlar sayesinde, POHK farklı ışınım şiddetlerinde ve hava debilerinde testlere tabi tutulmuştur. Farklı ışınım şiddetlerinde (250-500-750-1000 W/m²) ve farklı hava giriş debilerinde (44, 93, 127, 161 m³/h) test edilen POHK'den elde edilen veriler doğrultusunda kollektörün; enerji, ekserji ve termal-hidrolik verimleri hesaplanmıştır. Ardından POHK performansının iyileştirilmesi için, POHK odak noktasında bulunan ve havaya ısı transferin gerçekleştiği bölüm olan toplayıcı tüp içerisine spiral helezon yerleştirilmiş ve aynı şartlar altında testler tekrarlanmıştır. Helezonlu sistemden elde edilen veriler doğrultusunda performans hesaplamaları tekrar yapılmıştır. Aynı şartlar altında helezonsuz ve helezonlu olarak test edilen POHK'den elde edilen bulgular birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Bulgular, helezonlu sistemin helezonsuz sistemden daha verimli olduğunu açıkça ortaya koymuştur.

Bu nedenle nem alma cihazının performansının araştırılması için nem alma cihazı helezonlu POHK ile entegre edilmiştir. POHK ye giren ve sıcaklığı yükselen ortam havası, nem alma cihazında rejenerasyon havası olarak kullanılmıştır. Nem alma cihazı performansının araştırılması için, rejenerasyon havası debisi ve proses havası bağıl nemi değişken olarak kabul edilmiş ve bu değişkenler için testler gerçekleştirilmiştir. POHK için ışınım şiddetinin 1000 W/m², nem alma cihazı proses havası giriş debisinin 200 m³/h olarak sabit tutulduğu testlerde; nem alma cihazı rejenerasyon havası giriş debisi 60-80 ve 100 m³/h, proses havası bağıl nemi ise %80 ve %90 olarak değiştirilmiştir. Bu değişkenler için gerçekleştirilen testlerden elde edilen bulgular neticesinde nem alma cihazının; nem alma etkinliği, nem alma kapasitesi, nem alma performans katsayısı, duyulur enerji oranı ve ekserji verimlilikleri için hesaplamalar yapılmıştır.

Tüm gerçekleştirilen testlerden toplanan veriler ve bu veriler doğrultusunda gerçekleştirilen performans analizlerinden elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

- 250-500-750 ve 1000 W/m² ışınlam altında test edilen POHK’de, yansıtıcı aynanın yüzey sıcaklıkları sırasıyla 32,2 °C, 37,9 °C, 40,8 °C ve 42,4 °C’ye ulaştığı görülmüştür.
- 44-93-127-161 m³/h debilerde test edilen POHK’de, debinin artması ile birlikte çıkış sıcaklıklarının düştüğü görülmüştür.
- Spiral helezonsuz POHK’de termal verim %12 seviyelerine ulaşırken, helezonlu POHK’de termal verim %20 seviyelerine ulaşmaktadır. Dolayısıyla toplayıcı tüpün içine yerleştirilen spiral helezonun POHK performansına doğrudan etki ettiği sonucuna ulaşılmıştır.
- Hem helezonsuz hem de helezonlu POHK’de, 44 m³/h debide gerçekleştirilen testlerde termal verimin oldukça düşük olduğu, 93 m³/h ve üstündeki debilerde gerçekleştirilen testlerde termal verimin daha yüksek ve birbirine yakın olduğu görülmüştür.
- POHK ekserji verimliliğinin ışınlam şiddeti ile, termal hidrolik verimliliğinin ise hava giriş debisi ile doğru orantılı olarak arttığı görülmüştür.
- POHK’nin, nem alma cihazı ile entegre edilmesinin ardından, POHK çıkışındaki hava sıcaklığının, nem alma cihazı rejenerasyon havası giriş noktasına ulaşınca dek yaklaşık 2-3 °C’lik sıcaklık düşüşü yaşadığı görülmüştür.
- Nem alma cihazına giren proses havası sıcaklıklarının, nem alma cihazında yaklaşık 4-6°C arttığı, rejenerasyon havası sıcaklıklarının ise yaklaşık 10-15°C azaldığı görülmüştür.
- Farklı proses havası giriş bağıl nemlerinde (%80-%90) ve farklı rejenerasyon havası debilerinde (60-80-100 m³/h) gerçekleştirilen testlerde, en iyi nem alma etkinlik değerlerine rejenerasyon havası debisinin 80 m³/h olduğu testlerde ulaşıldığı görülmüştür.
- POHK’den elde edilen düşük-orta sıcaklıktaki havanın, nem alma cihazının rejenerate edilebilmesi için gerekli termal enerjiyi karşıladığı görülmüştür.
- Nem alma cihazının, proses giriş havasının %90 olduğu testlerde daha fazla nem alma kapasitesine sahip olduğu görülmüştür.
- Nem alma cihazında, en düşük ekserji verimliliğine (%21); proses havası giriş bağıl neminin %90, rejenerasyon havası debisinin 100 m³/h olduğu testte ulaşılrken, en yüksek ekserji verimliliğine (%34,4); proses havası giriş bağıl

neminin %80, rejenerasyon havası debisinin 60 m³/h olduğu testte ulaşıldığı görülmüştür.

Bu tez çalışmasında elde edilen bulgular değerlendirildiğinde, bir nem alma sisteminin rejenere edilmesi için ihtiyaç duyduğu termal enerjinin, yoğunlaştırılmış güneş enerjisi teknolojilerinden birisi olan POHK'den karşılanabileceği gösterilmiştir.

Dolayısıyla; iç ortamlarda konfor standartlarının karşılanması için iklimlendirme sektöründe, gıdaların kurutularak daha uzun süre dayanmalarının sağlanması için gıda sektöründe, istenmeyen mikroorganizmaların çoğalmasını önlemek amacıyla ilaç depoları ve laboratuvar ortamlarında sıklıkla kullanılmakta olan nem alma cihazları, bu tez çalışmasında olduğu gibi yenilenebilir enerji teknolojileri ile desteklenebilir ve bu sayede sistemlerin daha çevreci olması sağlanabilir.

5.2. Öneriler

Bu bölümde, tez çalışmasında deneysel olarak test edilen yoğunlaştırılmış güneş enerjisi destekli dönel kurutucu sistemin performansının iyileştirilebilmek için önerilerde bulunulmuştur. Çalışmadan elde edilen bulgular neticesinde sunulan bu öneriler şu şekilde sıralanabilir:

- Parabolik oluklu hava kollektörü merkezinde bulunan toplayıcı tüpün, malzemesi ve geometrisinde iyileştirmeler yapılabilir. Bu sayede toplayıcı tüpten çıkan havanın sıcaklığı ve buna bağlı olarak POHK verimliliği artırılabilir.
- Hava hızı ölçümleri için kullanılan anemometredeki ölçüm hatalarının azaltılması için pitot tüpüyle ölçüm değerlendirilebilir.
- Helezonlu ve helezonsuz toplayıcı tüp içerisindeki basınç düşüşlerinin değerlendirilebilmesi için manometre kullanılabilir.
- POHK'den çıkan havayı nem alma cihazına aktarmak için kullanılan boru daha iyi bir şekilde yalıtılarak ısı kayıpları azaltılabilir.
- Nem alma cihazındaki proses ve rejenerasyon havasının birbirine temasının çok daha düşürülmesi ile duyulur enerji oranları düşürülebilir. Özellikle, nemden arındırılan havanın daha sonra soğutulacağı uygulamalar için bu durum oldukça önemlidir. Nem alma havasına giren proses havasının sıcaklığı ne kadar yükselirse soğutma yükü de o kadar artacaktır. Bu nedenle iki hava arasındaki ısı transferi en aza indirilmesi için nem alma cihazı daha ideal şekilde dizayn edilebilir.

6. KAYNAKLAR

- Agrafiotis, C., Roeb, M., & Sattler, C. (2015). A review on solar thermal syngas production via redox pair-based water/carbon dioxide splitting thermochemical cycles. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 42, pp. 254–285).
- Ahmad, W., Ali, M., Sheikh, N. A., & Akhtar, J. (2020). Effect of efficient multi-stage indirect evaporative cooling on performance of solar assisted desiccant air conditioning in different climatic zones. In *Heat and Mass Transfer* (Vol. 56, Issue 9, pp. 2725–2741).
- Ahmed, M. H., Kattab, N. M., & Fouad, M. (2005). Evaluation and optimization of solar desiccant wheel performance. In *Renewable Energy* (Vol. 30, Issue 3, pp. 305–325).
- Alam, Z., & Hussain, T. (2022). Experimental Exploration on Performance Advancement of Solid Desiccant Dehumidifier. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 1224, Issue 1, p. 012011).
- ANSI / ASHRAE Standard 55 – 2004, “Thermal environmental conditions for human occupancy”, 2004.
- Ashraf, H., Sultan, M., Shamshiri, R. R., Abbas, F., Farooq, M., Sajjad, U., Md-Tahir, H., Mahmood, M. H., Ahmad, F., Taseer, Y. R., Shahzad, A., & Niazi, B. M. K. (2021). Dynamic Evaluation of Desiccant Dehumidification Evaporative Cooling Options for Greenhouse Air-Conditioning Application in Multan (Pakistan). In *Energies* (Vol. 14, Issue 4, p. 1097).
- Barlev, D., Vidu, R., & Stroeve, P. (2011). Innovation in concentrated solar power. In *Solar Energy Materials and Solar Cells* (Vol. 95, Issue 10, pp. 2703–2725).
- Behar, O., Khellaf, A., & Mohammedi, K. (2013). A review of studies on central receiver solar thermal power plants. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 23, pp. 12–39).
- Bellos, E., Tzivanidis, C., Antonopoulos, K. A., & Daniil, I. (2016). The use of gas working fluids in parabolic trough collectors – An energetic and exergetic analysis. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 109, pp. 1–14).
- Bourdoukan, P., Wurtz, E., & Joubert, P. (2009). Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation. In *Solar Energy* (Vol. 83, Issue 11, pp. 2059–2073).
- Buker, M. S., & Riffat, S. B. (2017). Build-up and performance test of a novel solar thermal roof for heat pump operation. In *International Journal of Ambient Energy* (Vol. 38, Issue 4, pp. 365–379).
- Camargo, J., R., Godoy Jr., E., Ebinuma, C., D., An evaporative and desiccant cooling system for air conditioning in humid climates, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 27, 3, 243-247, 2005.
- Cardozo FR (2012) Concentrating solar power technologies using molten salts for storage and production of energy. Master Thesis, Faculty of Engineering, University of Porto (FEUP)

- Chaudhary, G. Q., Kousar, R., Ali, M., Amar, M., Amber, K. P., Lodhi, S. K., Din, M. R. ud, & Ditta, A. (2018). Small-Sized Parabolic Trough Collector System for Solar Dehumidification Application: Design, Development, and Potential Assessment. In *International Journal of Photoenergy* (Vol. 2018, pp. 1–12).
- Chen, M., He, Y., Zhu, J., Shuai, Y., Jiang, B., & Huang, Y. (2015). An experimental investigation on sunlight absorption characteristics of silver nanofluids. In *Solar Energy* (Vol. 115, pp. 85–94).
- Chen, X., Xia, X.-L., Meng, X.-L., & Dong, X.-H. (2015). Thermal performance analysis on a volumetric solar receiver with double-layer ceramic foam. In *Energy Conversion and Management* (Vol. 97, pp. 282–289).
- Date, A., Date, A., Dixon, C., Singh, R., & Akbarzadeh, A. (2015). Theoretical and experimental estimation of limiting input heat flux for thermoelectric power generators with passive cooling. In *Solar Energy* (Vol. 111, pp. 201–217).
- Dezfouli, M. M. S., Mat, S. O. H. I. F., & Sopian, K. (2013). Comparison simulation between ventilation and recirculation of solar desiccant cooling system by TRNSYS in hot and humid area. *Latest trends in renewable energy and environmental informatics*, 89-93.
- Dincer, I., Midilli, A., & Kucuk, H. (2014). *Progress in Sustainable Energy Technologies: Generating Renewable Energy*. Springer.
- Ding, Z., Yu, X., Ma, Z., Wu, W., Zhang, L., Yu, D. Y. W., & Cheng, D. H. K. (2022). On-site measurement and simulation investigation on condensation dehumidification and desiccant dehumidification in Hong Kong. In *Energy and Buildings* (Vol. 254, p. 111560).
- Dipaz, 2022. <https://www.dipaz.com.tr/?d345/Rotorlu-Nem-Alma-Cihaz.html>, Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Duić, N., Guzović, Z., Kafarov, V., Klemeš, J. J., Mathiessen, B. V., & Yan, J. (2013). Sustainable development of energy, water and environment systems. In *Applied Energy* (Vol. 101, pp. 3–5).
- Elmas, A., 2013, Parabol, <https://ahmetelmas.files.wordpress.com/2010/04/parabol.pdf>, Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Enda, 2022. <https://enda.com/automation/humidity-temperature/esht102-w/>, Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Fernández-García, A., Valenzuela, L., Zarza, E., Rojas, E., Pérez, M., Hernández-Escobedo, Q., & Manzano-Agugliaro, F. (2018). SMALL-SIZED parabolic-trough solar collectors: Development of a test loop and evaluation of testing conditions. *Energy*, 152, 401-415.
- Fuqiang, W., Jianyu, T., Huijian, J., & Yu, L. (2015). Thermochemical performance analysis of solar driven CO₂ methane reforming. In *Energy* (Vol. 91, pp. 645–654).

- Fuqiang, W., Ziming, C., Jianyu, T., Jiaqi, Z., Yu, L., & Linhua, L. (2017). Energy storage efficiency analyses of CO₂ reforming of methane in metal foam solar thermochemical reactor. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 111, pp. 1091–1100).
- Gielen D (2012) *Renewable Energy Technologies: Cost Analysis Series: Concentrating Solar Power*. IRENA working paper, Vol. 1, Power Sector Issue (2/5), 2012: available at https://www.irena.org/documentdownloads/publications/re_technologies_cost_analysis-csp.pdf, Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Gracceva, F., & Zeniewski, P. (2013). Exploring the uncertainty around potential shale gas development – A global energy system analysis based on TIAM (TIMES Integrated Assessment Model). In *Energy* (Vol. 57, pp. 443–457).
- Harriman L. G., 2002. *The Dehumidification Handbook* Second edition
- Halliday, S. P., Beggs, C. B., & Sleigh, P. A. (2002). The use of solar desiccant cooling in the UK: a feasibility study. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 22, Issue 12, pp. 1327–1338).
- Hürdoğan, E., Büyükalaca, O., Yılmaz, T., & Hepbaşlı, A. (2010). Experimental investigation of a novel desiccant cooling system. In *Energy and Buildings* (Vol. 42, Issue 11, pp. 2049–2060).
- Inman, R. H., Pedro, H. T. C., & Coimbra, C. F. M. (2013). Solar forecasting methods for renewable energy integration. In *Progress in Energy and Combustion Science* (Vol. 39, Issue 6, pp. 535–576).
- İnal, M. ve Argun, M. E., 2019, The Effect Of Concentrated Solar Energy On Drying Of Treatment, International Symposium For Environmental Science And Engineering Research (Iseser2019), Konya, Turkey, 470-473.
- Jani, D. B., Mishra, M., & Sahoo, P. K. (2013). Simulation of solar assisted solid desiccant cooling systems using TRNSYS. *Proceedings of InternationalISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference* December, 28-31.
- Kalogirou, S. A. (2013). *Solar Energy Engineering: Processes and Systems*. Academic Press.
- Kanoğlu, M., Çarpınlıoğlu, M. Ö., & Yıldırım, M. (2004). Energy and exergy analyses of an experimental open-cycle desiccant cooling system. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 24, Issues 5-6, pp. 919–932).
- Kara, O., Hürdoğan, E., Kula, S., & Büyükalaca, O. (2016). Second Law Analysis of an Adsorption Air-Conditioning System. In *Cumhuriyet Science Journal* (Vol. 37, Issue 0, p. 131).
- Kasperski, J., & Nemś, M. (2013). Investigation of thermo-hydraulic performance of concentrated solar air-heater with internal multiple-fin array. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 58, Issues 1-2, pp. 411–419).

- Khalid, A., Mahmood, M., Asif, M., & Muneer, T. (2009). Solar assisted, pre-cooled hybrid desiccant cooling system for Pakistan. In *Renewable Energy* (Vol. 34, Issue 1, pp. 151–157).
- Kipp&Zonen, 2022. <https://www.kippzonen.com/Product/11/CMP3-Pyranometer#.YsdROWDP2Un>, Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Kribus, A., Gray, Y., Grijnevich, M., Mittelman, G., Mey-Cloutier, S., & Caliot, C. (2014). The promise and challenge of solar volumetric absorbers. In *Solar Energy* (Vol. 110, pp. 463–481).
- Labfacility,2022. <https://www.labfacility.com/pub/media/pdf/temperature-handbook-9-to-13.pdf>, Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Liu, C., Zhou, Y., Li, D., Meng, F., Zheng, Y., & Liu, X. (2016). Numerical analysis on thermal performance of a PCM-filled double glazing roof. In *Energy and Buildings* (Vol. 125, pp. 267–275).
- Lund, H. (2007). Renewable energy strategies for sustainable development. *Energy*, 32(6), 912–919.
- Mahmood, M. H., Sultan, M., & Miyazaki, T. (2020). Solid desiccant dehumidification-based air-conditioning system for agricultural storage application: Theory and experiments. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* (Vol. 234, Issue 4, pp. 534–547).
- Mavroudaki, P., Beggs, C. B., Sleight, P. A., & Halliday, S. P. (2002). The potential for solar powered single-stage desiccant cooling in southern Europe. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 22, Issue 10, pp. 1129–1140).
- Ma, Y., Saha, S. C., Miller, W., & Guan, L. (2017). Parametric Analysis of Design Parameter Effects on the Performance of a Solar Desiccant Evaporative Cooling System in Brisbane, Australia. In *Energies* (Vol. 10, Issue 7, p. 849).
- Mei, V., Chen, F., Lavan, Z., Collier, R., Jr, & Meckler, G. (1992). An assessment of desiccant cooling and dehumidification technology.
- Mendelsohn, M., Lowder, T., & Canavan, B. (2012). Utility-scale concentrating solar power and photovoltaic projects: A technology and market overview. National Renewable Energy Laboratory (NREL).
- Meng, X., Xia, X., Sun, C., & Dai, G. (2013). Optimal design of symmetrical two-stage flat reflected concentrator. In *Solar Energy* (Vol. 93, pp. 334–344).
- Mohammad, A., T., Mat, S., B., Sulaiman, M., Y., Sopian, K., Al-abidi, A., A., Survey of hybrid liquid desiccant air conditioning systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20, 186-200, 2013.
- Moukhtar, I., El Dein, A. Z., Elbaset, A. A., & Mitani, Y. (2020). *Solar Energy: Technologies, Design, Modeling, and Economics*. Springer Nature.

- Nasa, 2022. http://www.nasa.gov/images/content/57911main_Earth_Energy_Budget.jpg. Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Novus, 2022. https://www.novusautomation.com/site/default.asp?Idioma=1&TroncoID=608027&SecaoID=549361&SubsecID=705280&Template=../catalogos/layout_produto.asp&ProdutoID=506190, Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Nain, S., Kajal, S., & Parinam, A. (2020). Thermal performance of desiccant-based solar air-conditioning system with silica gel coating. In *Environment, Development and Sustainability* (Vol. 22, Issue 1, pp. 281–296).
- Ngoh, S. K., & Njomo, D. (2012). An overview of hydrogen gas production from solar energy. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 16, Issue 9, pp. 6782–6792).
- Özdisan, 2022. <https://ozdisan.com/industrial-products/test-and-measurement-devices/measurement-devices/TERMO-ANEMOMETRE>, Erişim tarihi: 10 Temmuz 2022
- Pandey, S., Mishra, S. K., Sharma, A., Verma, A. K., & Yadav, L. (2021). Performance analysis of evacuated tube type solar air heater with parabolic trough type collector. In *International Journal of Energy and Water Resources*.
- Qiu, Y., He, Y.-L., Cheng, Z.-D., & Wang, K. (2015). Study on optical and thermal performance of a linear Fresnel solar reflector using molten salt as HTF with MCRT and FVM methods. In *Applied Energy* (Vol. 146, pp. 162–173).
- Qiu, Y., He, Y.-L., Wu, M., & Zheng, Z.-J. (2016). A comprehensive model for optical and thermal characterization of a linear Fresnel solar reflector with a trapezoidal cavity receiver. In *Renewable Energy* (Vol. 97, pp. 129–144).
- Qu, W., Wang, R., Hong, H., Sun, J., & Jin, H. (2017). Test of a solar parabolic trough collector with rotatable axis tracking. In *Applied Energy* (Vol. 207, pp. 7–17).
- Sabiha, M. A., Saidur, R., Hassani, S., Said, Z., & Mekhilef, S. (2015). Energy performance of an evacuated tube solar collector using single walled carbon nanotubes nanofluids. In *Energy Conversion and Management* (Vol. 105, pp. 1377–1388).
- Schulz, C., & Sick, V. (2005). Tracer-LIF diagnostics: quantitative measurement of fuel concentration, temperature and fuel/air ratio in practical combustion systems. In *Progress in Energy and Combustion Science* (Vol. 31, Issue 1, pp. 75–121).
- Sopian, K., Dezfouli, M. M. S., Mat, S., & Ruslan, M. H. (2014). Solar Assisted Desiccant Air Conditioning System for Hot and Humid Areas. In *International Journal of Environment and Sustainability* (Vol. 3, Issue 1).
- Tu, R., Liu, X. H., & Jiang, Y. (2015). Lowering the regeneration temperature of a rotary wheel dehumidification system using exergy analysis. *Energy Conversion and Management*, 89, 162-174.

- Uçkan, İ., Yılmaz, T., Büyükalaca, O., & Hürdoğan, E. (2011). Desisif-evaporatif soğutma sisteminin deneysel olarak incelenmesi, X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı, Sayfa, 1331-1343.
- Uçkan, İ., 2012, Experimental investigation of desiccant air conditioning system, Doktora Tezi, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Adana
- Ummadisingu, A., & Soni, M. S. (2011). Concentrating solar power – Technology, potential and policy in India. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 15, Issue 9, pp. 5169–5175).
- Wang, F., Shuai, Y., Tan, H., & Gong, L. (2015). Proposal Of The Shape Layout Of Trapezoidal Cavity Receiver To Improve The Optical Efficiency. In *Heat Transfer Research* (Vol. 46, Issue 5, pp. 429–446).
- Wang, W., Wang, Y., & Shi, G. (2015). Experimental investigation on the infrared refraction and extinction properties of rock dust in tunneling face of coal mine. In *Applied Optics* (Vol. 54, Issue 35, p. 10532).
- White, S. D., Kohlenbach, P., & Bongs, C. (2009). Indoor temperature variations resulting from solar desiccant cooling in a building without thermal backup. In *International Journal of Refrigeration* (Vol. 32, Issue 4, pp. 695–704).
- Wolff, G., Gallego, B., Tisdale, R., & Hopwood, D. (2008). CSP concentrates the mind. In *Renewable Energy Focus* (Vol. 9, Issue 1, pp. 42–47).
- Xingang, Z., Jieyu, W., Xiaomeng, L., & Pingkuo, L. (2012). China's wind, biomass and solar power generation: What the situation tells us? In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 16, Issue 8, pp. 6173–6182).
- Zendehboudi, A., Zendehboudi, A., & Hashemi, R. (2014). A Study on the Performance of a Solar Desiccant Cooling System by TRNSYS in Warm and Humid Climatic Zone of IRAN. In *International Journal of Advanced Science and Technology* (Vol. 69, pp. 13–18).
- Zhao, Z., Bai, F., Zhang, X., & Wang, Z. (2020). Experimental study of pin finned receiver tubes for a parabolic trough solar air collector. In *Solar Energy* (Vol. 207, pp. 91–102).
- Zhu, J., Wang, K., Li, G., Wu, H., Jiang, Z., Lin, F., & Li, Y. (2016). Experimental study of the energy and exergy performance for a pressurized volumetric solar receiver. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 104, pp. 212–221).
- Zouaoui, A., Zili-Ghedira, L., & Nasrallah, S. B. (2016). Open solid desiccant cooling air systems: A review and comparative study. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 889-917.