



T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü



YENİ GÜNEŞ ENERJİLİ DESALİNASYON SİSTEMLERİNİN TASARIMI, MODELLEMESİ, TERMODİNAMİK VE EKONOMİK ANALİZLERİ

Doktora Tezi

Harris Jonathan NZEME WELEPE

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

İzmir
2024

T.C.
EGE ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü

YENİ GÜNEŞ ENERJİLİ DESALİNASYON
SİSTEMLERİNİN TASARIMI, MODELLEMESİ,
TERMODİNAMİK VE EKONOMİK ANALİZLERİ

Harris Jonathan NZEME WELEPE

Danışmanlar : Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN
Dr. Öğr. Üyesi Levent BİLİR

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Makina Mühendisliği Doktora Programı

İzmir
2024

Harris Jonathan NZEME WELEPE tarafından doktora tezi olarak sunulan “Yeni Güneş Enerjili Desalinasyon Sistemlerinin Tasarımı, Modellemesi, Termodinamik ve Ekonomik Analizleri” başlıklı bu çalışma EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliği ile EÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Eğitim ve Öğretim Yönergesinin ilgili hükümleri uyarınca tarafımızdan değerlendirilerek savunmaya değer bulunmuş ve 09 Şubat 2024 tarihinde yapılan tez savunma sınavında aday oybirliği/oyçokluğu ile başarılı bulunmuştur.

Jüri Üyeleri:

İmza

Jüri Başkanı	: Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN	
Raportör Üye	: Dr. Öğr. Üyesi Gökhan GÜRLEK	
Üye	: Prof. Dr. Nurdan YILDIRIM	
Üye	: Prof. Dr. Mustafa Tolga BALTA	
Üye	: Prof. Dr. Emin AÇIKKALP	

EGE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI

EÜ Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin ilgili hükümleri uyarınca Yüksek Lisans Tezi / Doktora Tezi olarak sunduğum “Yeni Güneş Enerjili Desalinasyon Sistemlerinin Tasarımı, Modellemesi, Termodinamik ve Ekonomik Analizleri” başlıklı bu tezin kendi çalışmam olduğunu, sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgeleri bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde ettiğimi, bu tez çalışmasıyla elde edilmeyen bütün bilgi ve yorumlara atıf yaptığımı ve bunları kaynaklar listesinde usulüne uygun olarak verdiğimi, tez çalışması ve yazımı sırasında patent ve telif haklarını ihlal edici bir davranışımın olmadığını, bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya diğer bir üniversitede başka bir tez çalışması içinde sunmadığımı, bu tezin planlanmasından yazımına kadar bütün safhalarda bilimsel etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul edeceğimi beyan ederim.

09 / 02 / 2024

Harris Jonathan NZEME WELEPE

ÖZET**YENİ GÜNEŞ ENERJİLİ DESALİNASYON SİSTEMLERİNİN
TASARIMI, MODELLEMESİ, TERMODİNAMİK VE EKONOMİK
ANALİZLERİ**

NZEME WELEPE, Harris Jonathan

Doktora Tezi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanları: Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN, Dr. Öğr. Üyesi Levent BİLİR

Şubat 2024, 92 sayfa

Tatlı su üretkenliğini artırmak ve doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemleri ile üretilen tatlı su maliyetlerini azaltmak amacıyla, bu tezde üç yeni doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemi tanıtılmaktadır. Bunlar arasında düz plakalı nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili damıtma sistemi (FPHSC-SS), parabolik oluklu nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili damıtma sistemi (PHSC-SS) ve su damlacıkları kaynama tabanlı güneş enerjili damıtma sistemi (WDB-SS) bulunmaktadır.

Literatürde belgelenmiş önceki doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemlerinde, sistemin herhangi bir anında buharlaştırılacak mevcut olan su miktarının sürekli olarak buharlaşma hızını aşmaktadır. Bu durum, güneş emici yüzeyinden enerji çıkarmayı olumsuz etkilemektedir. Bu tezde tasarlanan ve incelenen sistemlerde bu dezavantaj ele alınmıştır. Gerçekten de bu sistemlerde, birim zamanda sadece buharlaşabilecek su miktarı buharlaşma odası olarak hizmet veren güneş kolektörüne girmektedir.

Sistemler tasarlanıp, modellenip ve termodinamik analizlere tabi tutulmuştur. 900 W/m²'lik bir gelen güneş ışıınımı ve 2 m²'lik bir güneş kolektörü alanı için elde edilen optimum tatlı su üretkenlikleri FPHSC-SS, PHSC-SS ve WDB-SS için sırasıyla 2,923 kg/saat, 1,697 kg/saat ve 1,796 kg/saat'tır. Sistemlerin kullanım ömrü boyunca ortaya çıkan tatlı su maliyetleri ise sırasıyla 0,0127 \$/L, 0,0103 \$/L ve 0,0096 \$/L'dir. Optimum enerji verimleri ile ilgili olarak, elde edilen değerler FPHSC-SS, PHSC-SS

ve WDB-SS için sırasıyla %72,9, %68,12 ve %69,5'tir. Bu değerlere karşılık sırasıyla %1,12, %14,87 ve %5,6 ekserji verimi değerleri olarak gelmektedir.

Su damlacıklarının kaynama yoluyla buharlaşması, havanın bağıl nemindeki değişimler yoluyla buharlaşmaya göre daha basit ve kontrol edilebilirdir. Bu, WDB-SS'nin tasarımı ve termodinamik analizini basitleştirerek FPHSC-SS ve PHSC-SS'ye kıyasla mantıklı bir seçim haline getirmektedir. Son olarak, bu tezde incelenen su damlacıklarını buharlaştırma teknikleri, iklimlendirme sistemlerinde buhar üretimini geliştirme potansiyeline sahiptir.

Anahtar kelimeler: deniz suyu desalinasyonu, nemlendirici güneş kolektörü, ısı kolektörü elemanı, psikrometrik çizelge, enerji verimi, ekserji verimi



ABSTRACT**DESIGN, MODELLING, THERMODYNAMIC AND ECONOMIC
ANALYSES OF NEW SOLAR DESALINATION SYSTEMS**

NZEME WELEPE, Harris Jonathan

PhD in Mechanical Engineering

Supervisors: Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN, Asst. Prof. Dr. Levent BİLİR

February 2024, 92 pages

With the aim of enhancing freshwater productivity and mitigating costs of freshwater produced by direct solar desalination systems, this thesis introduces three novel direct solar desalination systems. These include the flat plate humidifying solar collector-based solar still (FPHSC-SS), the parabolic trough humidifying solar collector-based solar still (PHSC-SS), and the water droplets boiling-based solar still (WDB-SS).

In previously studied direct solar desalination systems documented in the literature, the quantity of water to be evaporated and present at any given moment within the system consistently exceeds the rate of evaporation. This negatively impacts the extraction of energy from the solar absorber. The systems designed and investigated in this thesis address this issue. Indeed, in these systems, only the quantity of water capable of evaporating per unit of time is introduced into the solar collector, which simultaneously serves as the evaporation chamber.

The systems were designed, modeled, and subjected to thermodynamic analyses. For an incident solar irradiance of 900 W/m^2 and a solar collector area of 2 m^2 , the optimal freshwater productivities obtained are 2.923 kg/h , 1.697 kg/h , and 1.796 kg/h for FPHSC-SS, PHSC-SS, and WDB-SS, respectively. As for the freshwater costs incurred over the systems' lifetime, they amount to $0.0127 \text{ \$/L}$, $0.0103 \text{ \$/L}$, and $0.0096 \text{ \$/L}$, respectively. Regarding optimal energy efficiencies, the obtained values are 72.9%, 68.12%, and 69.5% for FPHSC-SS, PHSC-SS, and WDB-SS, respectively. To

these values correspond exergy efficiency values of 1.12%, 14.87%, and 5.6%, respectively.

The evaporation of water droplets through boiling is more straightforward and controllable than evaporation through variations in the air relative humidity. This simplifies the design and thermodynamic analysis of WDB-SS, making it a judicious choice compared to FPHSC-SS and PHSC-SS. Ultimately, the water droplet evaporation techniques studied in this thesis hold the potential to enhance steam production in air conditioning systems.

Keywords: seawater desalination, humidifying solar collector, heat collector element, psychrometric chart, energy efficiency, exergy efficiency



ÖNSÖZ

Doğrudan güneş enerjili deniz suyu desalinasyon sistemleri, içsel basitlikleri nedeniyle dikkat çekmeye devam etmektedir. Bununla birlikte, daha karmaşık olan dolaylı sistemlerin aksine, mevcut doğrudan sistemler belirgin düşük verimlilik sergilemekte ve bu durum, geniş çaplı endüstriyel uygulamalarını engellemektedir.

Literatürde belgelenen doğrudan sistemlerin dikkatli bir incelemesi, üç önemli gözlemi ortaya koymaktadır:

- Güneş kolektörüne giren sıvı su akış hızı, sürekli olarak eş zamanlı buharlaşma hızını aşmaktadır.
- Hava akışında benzer bir uyuşmazlık bulunmakta ve genellikle maksimum elde edilebilir su buharı miktarını taşımak için yeterince yüksek bir akış hızıyla üflenmektedir.
- Su kaynama yoluyla buharlaşma uygulaması neredeyse terk edilmiş olup, bunun yerine su buharlaşmasının hava bağıl neminin değişimlerine bağlı olarak gerçekleştirilmesi tercih edilmektedir.

Bu gözlemler, bu tezin temelini oluşturmuştur. Araştırma, bu üç zorluğa derinlemesine incelemekte ve üç yenilikçi doğrudan güneş desalinasyon sistemi önermektedir. Düz plakalı nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi ve parabolik oluklu nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi, ilk iki soruna çözüm getirirken, su damlacıkları kaynama tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi, doğrudan güneş desalinasyonunda kaynama yoluyla su buharlaşmasını tekrar önemli bir teknik olarak öne sürmektedir.

Bu tezde sunulan yenilikler, doğrudan güneş desalinasyon sistemleri etrafında yapılan konuşmalara zenginlik katmakta ve maliyet etkin tatlı su üretimi ile iklimlendirme sistemlerinde gelişmiş buhar üretimi için etkili çözümler sunmaktadır.

İZMİR

09 / 02 / 2024

Harris Jonathan NZEME WELEPE



İÇİNDEKİLER

Sayfa

İÇ KAPAK.....	ii
KABUL ONAY SAYFASI.....	iii
ETİK KURALLARA UYGUNLUK BEYANI.....	v
ÖZET	vii
ABSTRACT.....	x
ÖNSÖZ	xiii
İÇİNDEKİLER	xv
ŞEKİLLER DİZİNİ	xix
TABLolar DİZİNİ	xxii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xxiv
BÖLÜM 1	
1. GİRİŞ	1
1.1 Dolaylı güneş enerjili desalinasyon özeti	1
1.2 Doğrudan güneş enerjili desalinasyon özeti.....	1
BÖLÜM 2	
2. GENEL BİLGİLER	3
2.1 Güneş Enerjili Su Damıtma Sistemlerinin Performansını İyileştirme Teknikleri .	3
2.2 Nemlendirme-Nem Alma Güneş Enerjili Desalinasyon Sistemlerinin Performansını İyileştirme Teknikleri	12
2.3 Nemlendirici Güneş Kolektörünün Girişi	19
2.4 Tezin Kapsamı ve Yeniliği	20
BÖLÜM 3	
3. DÜZ PLAKALI NEMLENDİRİCİ GÜNEŞ KOLEKTÖRÜ TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ	22
3.1 Gereç ve Yöntem	22
3.2 Bulgular ve Tartışma.....	25
BÖLÜM 4	
4. PARABOLİK OLUKLU NEMLENDİRİCİ GÜNEŞ KOLEKTÖRÜ TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ.....	28
4.1 Gereç ve Yöntem	28
4.1.1 Sistem çalışma prensibi.....	28
4.1.2 Sistem performans analizi yöntemi.....	31

4.2 Bulgular ve Tartışma	31
BÖLÜM 5.....	
5. SU DAMLACIKLARI KAYNAMA TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ.....	36
5.1 Gereç ve Yöntem.....	36
5.1.1 Sistem çalışma prensibi	36
5.1.2 Sistem performans analizi yöntemi	38
5.2 Termodinamik Analizi	39
5.2.1 Varsayımlar	39
5.2.2 WDB-SS'nin enerji analizi	40
5.2.2.1 Enerji denge denklemleri.....	40
5.2.3 Isı transfer mekanizmalarının açıklaması	40
5.2.3.1 Güneş ışıınım emilmesi	40
5.2.3.2. Işıınım.....	41
5.2.3.3 Taşıınım.....	42
5.2.3.4 Destek braketleri aracılığıyla iletim	43
5.2.3.5 Su damlacıkları buharlaşması.....	43
5.2.4. WDB-SS'nin veya su buharlaşma enerji verimi	44
5.2.3 WDB-SS'nin veya su buharlaşma ekserji analizi	44
5.3 Bulgular ve Tartışma	44
5.3.1 Tatlı su üretkenliği.....	44
5.3.2 Su buharlaşma mekanizmasının enerji verimi.....	49
5.3.3 Su buharlaşma mekanizmasının ekserji verimi	53
5.3.4 Gözlemlenen sonuçların genelleştirilmesi.....	57
BÖLÜM 6.....	
6. SİSTEMLERİN TATLI SU ÜRETKENLİKLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE EKONOMİK ANALİZ	59
6.1 Üç Yeni Sistemin Arasında Karşılaştırma.....	59
6.2 Tatlı Su Üretkenliklerinin Önceki Çalışmalarınki ile Karşılaştırılması	61
6.3 Ekonomik Analiz.....	68
BÖLÜM 7.....	
7. SONUÇ VE ÖNERİLER	72
KAYNAKLAR DİZİNİ	75
TEŞEKKÜR	91
ÖZGEÇMİŞ.....	92
EKLER	

Ek 1. Parabolik Oluklu Nemlendirici Güneş Kolektörü Tabanlı Güneş Enerjili Su Damıtma (PHSC-SS) Sisteminin Termodinamik Analizi Denklemleri.....	
Ek.1.1 Varsayımlar	
Ek.1.2 Enerji denge denklemleri.....	
Ek.1.3 Isı transfer mekanizmalarının ifadeleri.....	
Ek.1.4 Su buharlaşmasının enerji verimi	
Ek.1.5 Sistemin ekserji analizi	





ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil

Sayfa

Şekil 2.1 Hava boşluğu ile desteklenen su damıtma sistemi	3
Şekil 2.2 Vakum tüplü kolektör biçiminden su damıtma sistemi	4
Şekil 2.3 Parabolik çanak tipi güneş konsantratörü kullanan su damıtma sistemi	5
Şekil 2.4 Yoğuşturucunun buharlaşma odasından fiziksel olarak ayrılması tabanlı su damıtma sistemi	5
Şekil 2.5 Eğimli fitil ve çok etkili su damıtma sistemi	6
Şekil 2.6 Cam kapağı soğutma tekniği ve PCM kullanan su damıtma sistemi.....	6
Şekil 2.7 Yüksek frekanslı ultrason dalgaları tabanlı su sisleyicileri kullanan su damıtma sistemi	7
Şekil 2.8 SAH-HDH sistemi	13
Şekil 2.9 SWH-HDH sistemi	13
Şekil 2.10 SAH/SWH-HDH sistemi	14
Şekil 3.1 Psikrometrik grafikte FPHSC-SS ve SAH-HDH'deki su buharlaşma mekanizması	23
Şekil 3.2 SAH-HDH sisteminin şematik diyagramı.	24
Şekil 3.3 FPHSC-SS sisteminin şematik diyagramı	24
Şekil 3.4 Nemlendirici Güneş Kolektörünün 3 boyutlu görünümü	24
Şekil 3.5 Nemlendirici Güneş Kolektörü içinde ve çevresinde meydana gelen ısı transfer mekanizmaları.....	25
Şekil 4.1 Kapalı hava/açık su döngüsünde çalışan PHSC-SS'nin şematik diyagramı	28
Şekil 4.2 Kapalı hava/açık su döngüsünde çalışan PHSC-SS'nin psikrometrik grafikteki hava yolu	29
Şekil 4.3 PHSC'nin HCE'sinin boylamsal kesit görünümü: içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları	29
Şekil 4.4 PHSC'nin enine kesit görünümü: içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları	30
Şekil 4.5 PHSC'nin ısı devresi	30
Şekil 4.6 $E = 900 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Enerji verimi, b) Ekserji verimi.....	32
Şekil 4.7 $E = 900 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Kuru hava kütleli akış hızı, b) Püskürtülebilen su kütleli akış hızı veya tatlı su üretkenliği	32

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam)

Şekil

Sayfa

Şekil 4.8 $E = 600 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Enerji verimi, b) Ekserji verimi	32
Şekil 4.9 $E = 600 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Kuru hava kütleli akış hızı, b) Püskürtülebilen su kütleli akış hızı veya tatlı su üretkenliği	33
Şekil 4.10 $E = 300 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Enerji verimi, b) Ekserji verimi	33
Şekil 4.11 $E = 300 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Kuru hava kütleli akış hızı, b) Püskürtülebilen su kütleli akış hızı veya tatlı su üretkenliği	33
Şekil 5.1 WDB-SS'nin şematik diyagramı.....	37
Şekil 5.2 Parabolik güneş kolektörü'nün enine kesit görünümü: içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları	37
Şekil 5.3 WDB-SS'nin HCE'sinin boyamsal kesit görünümü: içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları	38
Şekil 5.4 HCE'nin ısı devresi.....	38
Şekil 5.5 $E = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliği	47
Şekil 5.6 $E = 600 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliği	48
Şekil 5.7 $E = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliği	49
Şekil 5.8 $E = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji verimi.....	51
Şekil 5.9 $E = 600 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji verimi.....	52
Şekil 5.10 $E = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji verimi.....	53
Şekil 5.11 $E = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji verimi	54
Şekil 5.12 $E = 600 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji verimi	55
Şekil 5.13 $E = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji verimi	56



TABLOLAR DİZİNİ

Tablo

Sayfa

Tablo 3.1 FPHSC-SS'nin boyutları, ortam sıcaklığı, nemi ve püskürtülen suyun sıcaklığı	25
Tablo 4.1 PHSC-SS'nin boyutları, ortam sıcaklığı ve püskürtülen suyun sıcaklığı ...	31
Tablo 5.1 WDB-SS'nin boyutları, ortam sıcaklığı ve püskürtülen suyun sıcaklığı....	39
Tablo 5.2 Optik kusur faktörleri.....	41
Tablo 5.3 Farklı HCE'ler için ışıınım özellikler.	42
Tablo 5.4 $E = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliğinin ΔT doğrusal uyumu	47
Tablo 5.5 $E = 600 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliğinin ΔT doğrusal uyumu	48
Tablo 5.6 $E = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliğinin ΔT doğrusal uyumu	49
Tablo 5.7 $E = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji veriminin ΔT doğrusal uyumu.....	51
Tablo 5.8 $E = 600 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji veriminin ΔT doğrusal uyumu.....	52
Tablo 5.9 $E = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji veriminin ΔT doğrusal uyumu.....	53
Tablo 5.10 $E = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji veriminin ΔT doğrusal uyumu.....	55
Tablo 5.11 $E = 600 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji veriminin ΔT doğrusal uyumu.....	56
Tablo 5.12 $E = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji veriminin ΔT doğrusal uyumu.....	57
Tablo 6.1 Mevcut sistemlerin tatlı su üretkenliklerinin, literatürdeki doğrudan güneş desalinasyon sistemlerinin üretkenlikleri ile karşılaştırılması.....	63
Tablo 6.2 Sermaye maliyeti veya sistem sabit maliyeti	70
Tablo 6.3 Ekonomik analiz için parametreler	70
Tablo 6.4 Ekonomik analiz	71



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler

- a : kolektör enine kesit alanı uzunluğu (m), katsayı
 A : alan, parabolik oluklu reflektörün izdüşüm alanı (m²)
 A_c : cam kapağı alanı (m²)
 A_w : emici yüzey alanı (m²)
 $A_{a,ext}$: emici yüzeyin enine kesit dış alanı (m²)
 $A_{a,int}$: emici yüzeyin enine kesit iç alanı (m²)
 $A_{e,ext}$: cam zarfın enine kesit dış alanı (m²)
 $A_{e,int}$: cam zarfın enine kesit iç alanı (m²)
 A_k : kolektör enine kesit iç alanı (m²)
 b : kolektör enine kesit alanı eni (m), katsayı
 c_p : sabit basınçtaki özgül ısı (J/kg.K)
 c_v : sabit hacimde özgül ısı (J/kg.K)
 d : çap (m)
 $\dot{E}$: gelen güneş ışınlamı (W/m²)
 e_e : cam zarfın yayıcılığı veya gökyüzü ile cam zarf arasındaki toplam yayıcılık
 $\dot{E}_{ex}$: güneşten gelen güneş ekserji (W)
 e_a : emici yüzey yayıcılığı
 e_{ae} : emici yüzey ile cam zarf arasındaki toplam yayıcılık
 f : Darcy sürtünme faktörü
 h_f : sistem içine püskürtülen sıvı suyun özgül entalpisi (J/kg)
 h_{fg} : suyun buharlaşma gizli ısı (J/kg)
 h_g : su buharı özgül entalpisi (J/kg)
 $h_{g@T_a}$: emici yüzey sıcaklığında doymuş su buharı özgül entalpisi (J/kg)
 h_{wind} : rüzgâr etkisinden kaynaklanan taşınım ile ısı transfer katsayısı (W/m².K)
 h : kuru havanın birim kütle başına nemli hava entalpisi (J/kg_(kuru hava)), taşınım ile ısı transfer katsayısı (W/m².K)
 i : faiz oranı
 $K(i)$: geliş açısı ayarlayıcısı
 k : ısıl iletkenlik, nemli havanın ısıl iletkenliği (W/m.K)
 L : ısı toplayıcı eleman (HCE) uzunluğu, kolektör uzunluğu (m)
 Le : Lewis sayısı
 M : moleküler kütle, nemli havanın moleküler kütlesi (kg/kmol), yıllık ortalama tatlı su üretimi (L/yıl)
 $\dot{m}_f$: nemli havanın kütleli akış hızı (kg/s)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

- $\dot{m}$: sistemden geçen kuru hava kütle akış hızı (kg/s)
 $\dot{m}_{wa}$: kolektörde buharlaştırılabilir, yani püskürtülmesi ve gelen hava akışını doymuş hale getirmesi gereken maksimum su kütle akış hızı (kg/s)
 n : sistem ömür süresi (yıl)
 N : sistem yıllık çalışma gün sayısı (gün)
 n_b : destek braketleri sayısı
 Nu : Nusselt sayısı
 Nu_{∞} : tam gelişmiş akış için Nusselt sayısı
 p : kısmi basınç (Pa), çevre
 P : toplam basınç (Pa)
 p_a : kuru havanın nemli hava içindeki kısmi basıncı (Pa)
 Pe : Peclet sayısı
 Pr : Prandtl sayısı
 $\dot{Q}$: transfer edilen ısı, toplam entalpi, toplam entalpi değişimi (W)
 R_a : kuru havanın gaz sabiti (J/kg.K)
 Re : Reynolds sayısı
 R^2 : belirleme katsayısı
 RH : hava bağıl nemi
 Sc : Schmidt sayısı
 Sh : Sherwood sayısı
 s_f : sistem içine püskürtülen sıvı suyun entropisi (J/kg.K)
 s_g : su buharı entropisi (J/kg.K)
 T : sıcaklık (K)
 y : emici yüzeye ulaşan su kütle akış hızının toplam püskürtülen su kütle akış hızına oranı ($0 \leq y \leq 1$).

Kısaltmalar

- AD: adsorpsiyon desalinasyon
 AMC: yıllık bakım maliyetleri – *annual maintenance cost* (\$)
 ASV: yıllık kurtarma değeri – *annual salvage value* (\$)
 CPL: litre başına tatlı su maliyeti - *cost per liter of fresh water* (\$/L)
 CRF: sermaye geri kazanım faktörü - *capital recovery factor* (\$)
 ED: elektrodializ
 ETC: vakum tüplü kolektör – *evacuated tube collector*

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

F: sermaye toplam maliyeti veya sistem sabit maliyeti – *Fund or capital cost or system fixed cost* (\$)

FAC: sabit yıllık maliyet – *system fixed annual cost* (\$)

FPHSC-SS: düz plakalı nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi – *flat plate humidifying solar collector based solar still*

HCE: ısı toplayıcı eleman - *heat collector element*

HDH: nemlendirme - nem alma - *humidification – dehumidification*

HSC: nemlendirici güneş kolektörü – *humidifying solar collector*

HSC-SS: humidifying solar collector-based solar still

ISD: arayüzey güneş enerjili desalinasyon – *interfacial solar desalination*

MD: membran damıtma

MED: çok etkili damıtma – *multi-effect desalination*

MOF: metal-organik çerçeveler - *metal-organic frameworks*

MPPW: tatlı su piyasa fiyatı – *market price of potable water* (\$)

MSF: çok kademeli flaş - *multi-stage flash*

NF: net kâr – *net profit* (\$)

ORC: organik Rankine çevrimi – *organic Rankine cycle*

PCM: faz değişim malzemesi - *phase change material*

PHSC: parabolik oluklu nemlendirici güneş kolektörü – *parabolic trough humidifying solar collector based solar still*

PHSC-SS: parabolic oluklu nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi

PP: geri ödeme süresi – *payback period* (gün)

RO: ters osmoz – *reverse osmosis*

SAH/SWH-HDH: güneş enerjili hava ve su ısıtıcılar tabanlı nemlendirme - nem alma desalinasyon sistemi

SAH: güneş enerjili hava ısıtıcı – *solar air heater*

SAH-HDH: güneş enerjili hava ısıtıcı tabanlı nemlendirme - nem alma desalinasyon sistemi

SFF: batık fon faktörü – *sinking fund factor*

SS: su damıtıcı veya damıtma sistemi – *solar still*

SV: kurtarma değeri – *salvage value* (\$)

SWH: güneş enerjili su ısıtıcı – *solar water heater*

SWH-HDH: güneş enerjili su ısıtıcı tabanlı nemlendirme - nem alma desalinasyon sistemi

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

TAC: toplam yıllık maliyet – *system total annual cost* (\$)

TVC: ısı buhar sıkıştırma - *thermal vapor compression*

WDB-SS: su damlacıkları kaynama tabanlı güneş enerjisi su damıtma sistemi – *water droplet boiling based solar still*

Alt simgeler

0: ölü hal, dış ortam

1: havanın 1. hali, sistem girişindeki havanın hali

2: havanın 2. hali

3: havanın 3. hali

4: havanın 4. hali

a: emici yüzey

abs: emilen enerji

amb: dış ortam

b: destek braket

bb: destek braketinin tabanı

ci: yoğunlaştırucu girişi

co: yoğunlaştırucu çıkışı

cond: iletim

conv: taşınım

e: cam zarf

evap: buharlaşma

ext: dış

f: nemli hava, ısı toplayıcı elemandan akan hava

g: vakum halka bölgesindeki gaz (bu çalışmada hava)

int: iç

liquid: sıvı, sıvı su

opt: optik

r: reflektör (parabolik oluklu reflektör)

rad: ışınlım

s: güneş

sky: gök yüzü

sat: doymuş durum

steam: buhar

vapor: buhar, su buharı

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam)

wa: system içine püskürtülen sıvı su

Yunan sembolleri

α : soğurganlık

γ : etkin optik verimlilik terimlerinin çarpımı

δ : moleküler çap (m)

Γ : özgül ısı oranı

ΔT : PHSC-SS için ısı toplayıcı eleman çıkışındaki ve girişindeki hava sıcaklığı arasındaki fark, ve WDB-SS için emici yüzey sıcaklığı ile üretilen buharın sıcaklığı arasındaki fark (K or °C)

Δw : yalıtım kalınlığı

ε : kolektörün iç duvarının pürüzlülüğü (m), kalıntılar normu

η_{ex} : ekserji verimi

η : enerji verimi, optik verimlilik

λ : ortalama serbest yol (m)

μ : nemli havanın dinamik viskozitesi (kg/m.s)

ν : nemli havanın kinematik viskozitesi (m²/s)

ρ : yoğunluk, nemli havanın yoğunluğu (kg/m³)

ρ_r : temiz ayna yansıtıcılığı

σ : Stefan-Boltzmann sabiti (W/m².K⁴)

τ_e : cam zarfın geçirgenliği

$\varphi(i)$: kolektör geometrik uç kayıpları

ψ : kuru havanın birim kütlesi başına nemli havanın ekserjisi (J/kg_(kuru hava))

ψ_{wa} : sıvı suyun birim kütle başına ekserjisi (J/kg)

ω : nemli havanın nem oranı (kg_(su) / kg_(kuru hava))

$\tilde{\omega}$: nemli havada su buharı konsantrasyonu ile kuru hava konsantrasyonu arasındaki moleküler oran (Mol_(su) / Mol_(kuru hava))



BÖLÜM 1

GİRİŞ

1. GİRİŞ

Güneş enerjisinin deniz suyun tuzdan arındırma amacıyla kullanılması süreci, özellikle geleneksel tatlı su kaynakları olan göller, akarsular ve yeraltı sularının zaman içinde sürekli azalması nedeniyle giderek artan ilgi çekmektedir. Bu yaklaşım, iki temel kategoriyi içermektedir: dolaylı güneş enerjili desalinasyon ve doğrudan güneş enerjili desalinasyon.

1.1 Dolaylı güneş enerjili desalinasyon

Bu kategori aşağıda verildiği gibi sunulabilir (Welepe et al., 2022):

Dolaylı güneş enerjili desalinasyon sisteminde, güneş enerjisi doğrudan deniz suyuna uygulanmaz. Bunun yerine güneş kolektörleri, güneş enerjisini bir ısı transfer sıvısına odaklar ve ardından bu ısı enerjisi bir ısı değiştirici aracılığıyla deniz suyuna iletilir. Bu şekilde, deniz suyu desalinasyon ünitesine yönlendirilmeden önce ısınmaya tabi tutulur. Bu kategori, çok kademeli flaş (MSF), çok etkili damıtma (MED), ısı buhar sıkıştırma (TVC) ve membran damıtma (MD) gibi çeşitli süreçleri içermektedir. Ayrıca, güneş enerjisinin fotovoltaik paneller aracılığıyla elektriğe dönüştürülmesi, ters ozmoz (RO), elektrodializ (ED) ve donma desalinasyon üniteleri gibi desalinasyon ünitelerini besleyebilir. Bu teknolojilerin kritik değerlendirmeleri (Ali et al., 2011), (Deniz, 2015) ve (Tarazona-Romero et al., 2022) tarafından yapılmıştır. Bu teknolojik gelişmeler, sadece tatlı su üretim maliyetini azaltmakla kalmamış, aynı zamanda endüstriyel uygulamalarda yaygın kullanımlarını da sağlamıştır.

Başka bir önemli dolaylı güneş enerjili desalinasyon teknolojisi, adsorpsiyon desalinasyon (AD) teknolojisidir ki bu teknoloji aynı zamanda doğrudan desalinasyon amaçları için yapılandırılabilir. AD, silika jel, zeolit ve metal-organik çerçeveler (MOF'lar) gibi gözenekli su buharı adsorbentlerinin adsorpsiyon ve desorpsiyon özelliklerine dayanmaktadır. Bu adsorpsiyon malzemeleri ve çeşitli AD sistem konfigürasyonlarına dair kapsamlı bir inceleme (Hua et al., 2022) tarafından gerçekleştirilmiştir. Ancak bu teknoloji şu anda küçük ölçekte deneysel aşamada bulunmaktadır.

1.2 Doğrudan güneş enerjili desalinasyon

Bu kategori şu şekilde özetlenebilir (Welepe et al., 2022):

Doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemde, deniz suyu bir güneş kolektörü içinde gelen güneş enerjisi ile doğrudan temas eder. Isıyı emerken, kolektör içinde veya içinden geçen havaya doğru yavaşça buharlaşır. Oluşan sıcak ve nemli hava doğal olarak yükselir ve

kolektörün cam kapağı ile temas ettiğinde içerdiği su buharı yoğunlaşarak tatlı suya dönüşür. Cam kapağın üzerindeki su buharı yoğunlaşmasını önlemek, buharın cam ısıtım geçirgenliğini ve dolayısıyla sistem verimini azalttığından, hava bir yoğunlaştırıcı veya nem alma cihazına yönlendirilebilir. Burada su buharı yoğunlaşması gerçekleşir. Bu prensip altında çalışan sistem temel güneş enerjili su damıtma sistemi (SS) olarak bilinmektedir.

Ayrıca, deniz suyu, güneş kolektöründen geçtikten sonra bir nemlendirici içinde dağılma sürecine tabi tutulabilir, bu da deniz suyunun akan havaya buharlaşmasına yol açar. Ardından, bu nemli hava su buharı yoğunlaşması yoluyla tatlı su üretmek için bir yoğunlaştırıcı veya nem alma düzeneğine yönlendirilir. Bu konfigürasyon nemlendirme-nem alma (HDH) güneş enerjili su desalinasyon sistemi olarak adlandırılmaktadır. Böylece, SS ve HDH güneş enerjili desalinasyon sistemleri, hava ısıtma ve nemlendirme içeren su buharlaşma mekanizmalarında benzer özelliklere sahiptir.

HDH sistemleri içinde çeşitli yaklaşımlar bulunmaktadır. Bazı durumlarda nemlendiriciye girmeden önce hava, bir güneş enerjili hava ısıtıcı (SAH) olarak adlandırılan bir güneş kolektöründe ön ısıtmaya tabi tutulurken, deniz suyu oda sıcaklığında verilmektedir. Diğer varyasyonlarda, sadece su güneş enerjili su ısıtıcı (SWH) olarak adlandırılan bir güneş kolektöründe, diğerlerinde her ikisi de ön ısıtmaya tabi tutulmaktadır. HDH sistemleri, genellikle dolaylı güneş enerjili desalinasyon teknolojileri (M & Yadav, 2017) ya da alternatif olarak, temel işlem prensiplerine bağlı olarak doğrudan güneş enerjili desalinasyon teknolojileri (Ali et al., 2011; Deniz, 2015) içinde sınıflandırılmaktadır.

Şu anda küçük ölçekte deneysel aşamada olan başka bir yükselen doğrudan desalinasyon teknolojisi, arayüzey tabanlı güneş enerjili desalinasyon sistemidir (ISD) (Liang et al., 2021; Luo et al., 2021; Trinh et al., 2022; Wang et al., 2022). ISD, membran damıtma (MD) ile benzerlik gösterir ve araştırma vurgusu membranın kimyasal bileşenlerine yerleştirilmektedir.

Tatlı su üretkenliğinin düşük olması nedeniyle doğrudan güneş enerjili desalinasyon henüz endüstriyel ölçekte kullanılmamaktadır. Bu nedenle, güneş enerjili desalinasyon sistemlerinin üretkenliğini artırmak için devam eden araştırmalar ihtiyaç vardır. Bu tez, özellikle SS ve HDH sistemleri olan doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemlerine odaklanmaktadır.



BÖLÜM 2

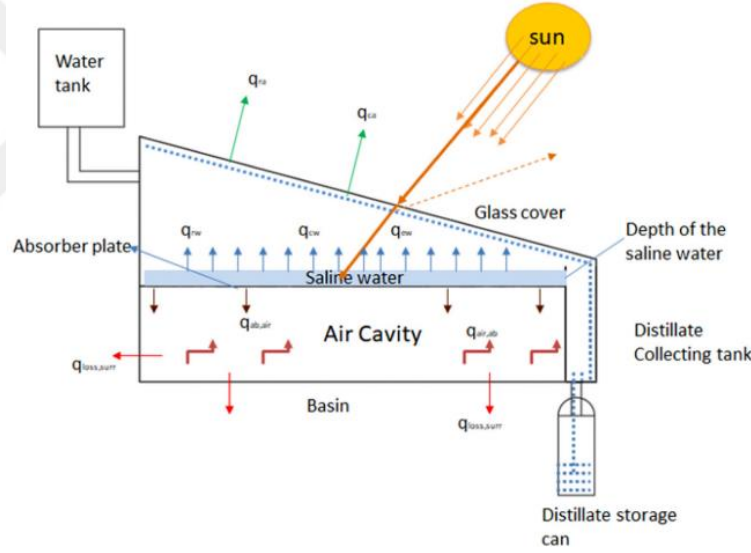
GENEL BİLGİLER

2. GENEL BİLGİLER

2.1 Güneş Enerjili Su Damıtma Sistemlerinin Performansını İyileştirme Teknikleri

Güneş enerjili su damıtma sistemleri kapsamlı bir geliştirme ve araştırma sürecinden geçmiş olup, maliyet etkinliği ve yapım kolaylığı nedeniyle ilgi çekmeye devam etmektedir. Performanslarını artırmak için önceki çalışmalarda kullanılan yöntemler kısaca aşağıda verildiği gibi özetlenebilir (Welepe et al., 2022):

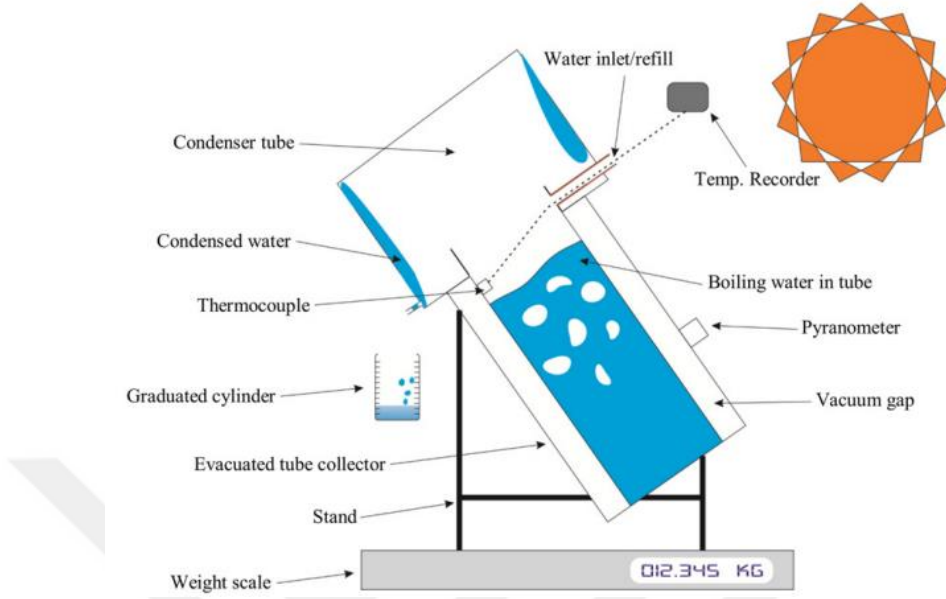
- Su damıtma sistemlerinin tasarımını değiştirme üzerine (Durkaieswaran & Murugavel, 2015; Ghandourah et al., 2022; Kumar Chauhan & Kumar Shukla, 2022b; Mohammadi et al., 2020; Prasanna & Deshmukh, 2022; Sambare et al., 2022; Saravanakumar et al., 2022; Shanazari & Kalbasi, 2018; Siddula et al., 2022) birçok çalışma yapılmıştır. Şekil 2.1’de hava boşluğu ile desteklenen su damıtma sistemi verilmiştir.



Şekil 2.1 Hava boşluğu ile desteklenen su damıtma sistemi (Prasanna & Deshmukh, 2022)

- Vakum tüplü kolektörler (ETC) (M. A. Essa et al., 2021; Shafii et al., 2016), kıvrımlı emiciler (H. Ahmed et al., 2022; Elshamy & El-Said, 2018) emici kaplamalar (Chandrashekara & Yadav, 2017; Kumar Chauhan & Kumar Shukla, 2022a), emicilerdeki finler (Dhivagar et al., 2022; Kabeel & Abdelgaied, 2017; Velmurugan et al., 2008; Yousef et al., 2019), gözenekli emiciler (A. F. Mohamed et al., 2019; Shah et al., 2022; Thakur et al., 2022; Yousef et al., 2019) ve nano sıvıların (Bait & Si-Ameur, 2018; Elango et al., 2015; Kabeel et al., 2014b, 2014a; Mahian et al., 2017; Meng et al., 2022; Nijmeh et al., 2005; Sharshir, Elkadeem, et al., 2020; Sharshir et al., 2017, 2019) uygulanmasıyla ısı transferi

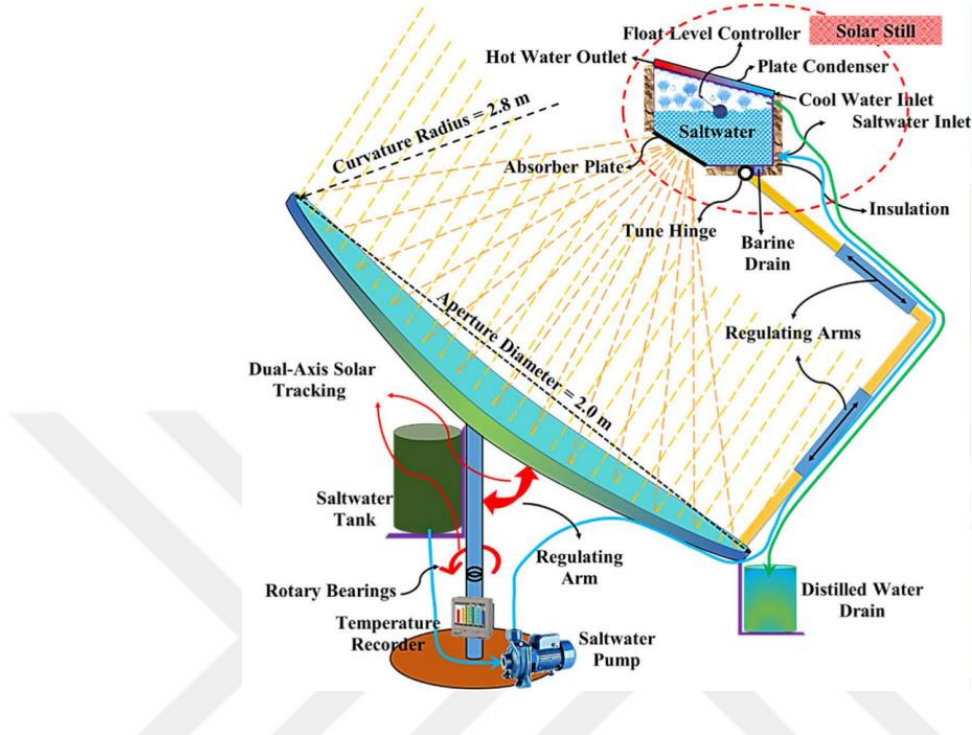
optimize edilebilmektedir. Şekil 2.2’de vakum tüplü kolektör biçiminden su damıtma sistemi verilmiştir.



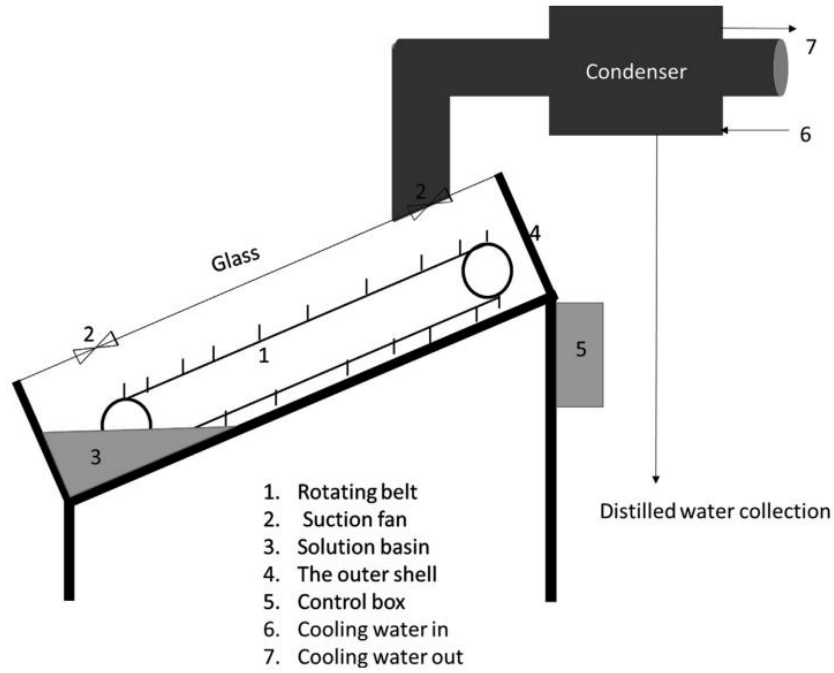
Şekil 2.2 Vakum tüplü kolektör biçiminden su damıtma sistemi (Shafii et al., 2016)

- Güneş toplayıcıları ve yardımcı ısı kaynaklarını ekleme üzerine (Bahrami et al., 2019; Chandrashekara & Yadav, 2017; Elminshawy et al., 2015; Hashemi et al., 2020; Jafari Mosleh et al., 2015; Maliani et al., 2020; Nassar et al., 2007; Nayagam et al., 2022; Sharshir, Rozza, Joseph, et al., 2022; Wu et al., 2017) tarafından birçok çalışma yapılmıştır. Şekil 2.3’te parabolik çanak tipi güneş konsantratörü kullanan su damıtma sistemi verilmiştir.
- Buharlaşıma yüzeyinden yoğunlaştırucuya su buharının kütle transferini artırma (Peng et al., 2022), ve su buharının cam kapağın üzerinde yoğunlaşmasını önlemek için yoğunlaştırucunun buharlaşma odasından fiziksel olarak ayrılması üzerine (Al-Otoom & Al-Khalileh, 2020; Elminshawy et al., 2015; Ibrahim & Dincer, 2015; Shoeibi, Kargarsharifabad, Rahbar, et al., 2022; Wu et al., 2017) tarafından birçok çalışma yapılmıştır. Şekil 2.4’te yoğunlaştırucunun buharlaşma odasından fiziksel olarak ayrılması tabanlı su damıtma sistemi verilmiştir.
- Deniz suyunun ön ısıtılması ve fitil (Abdelaziz et al., 2021; Abdullah et al., 2019; Abdullah, Omara, Essa, Alarjani, et al., 2021; Abdullah, Omara, Essa, Younes, et al., 2021; Dhindsa, 2021; F. A. Essa, Alawee, et al., 2021; F. A. Essa, Omara, et al., 2021; Fayaz et al., 2022; Jobrane et al., 2021, 2022; Modi, Maurya, et al., 2022; Modi, Patel, et al., 2022; Modi & Modi, 2019; Negi et al., 2022; Omara et al., 2013; Sharshir, El-Samadony, et al., 2016; Sharshir, Eltawil, et al., 2020; Younes, Abdullah, Essa, & Omara, 2021; Younes, Abdullah, Essa, Omara, et al., 2021; Zaheen Khan, 2022), su pompaları (Abozoor et al., 2022; M. M. Z. Ahmed et al., 2022; Kumar et al., 2014) ve döner kayışlar (Al-Otoom & Al-

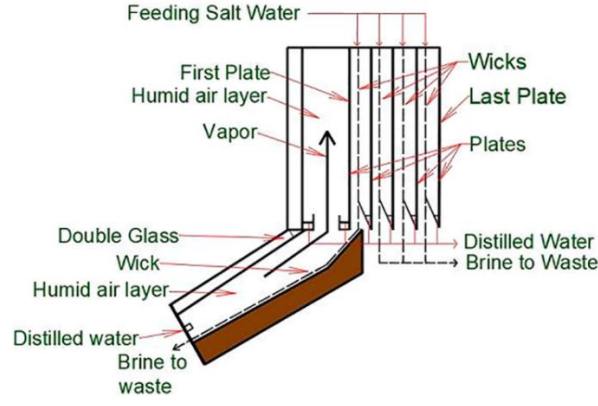
Khalaileh, 2020; Saeed et al., 2022) gibi yöntemlerle su akış hızı kontrol edilebilmektedir. Şekil 2.5'te eğimli fitil ve çok etkili su damıtma sistemi sunulmaktadır.



Şekil 2.3 Parabolik çanak tipi güneş konsantratörü kullanan su damıtma sistemi (Bahrami et al., 2019)

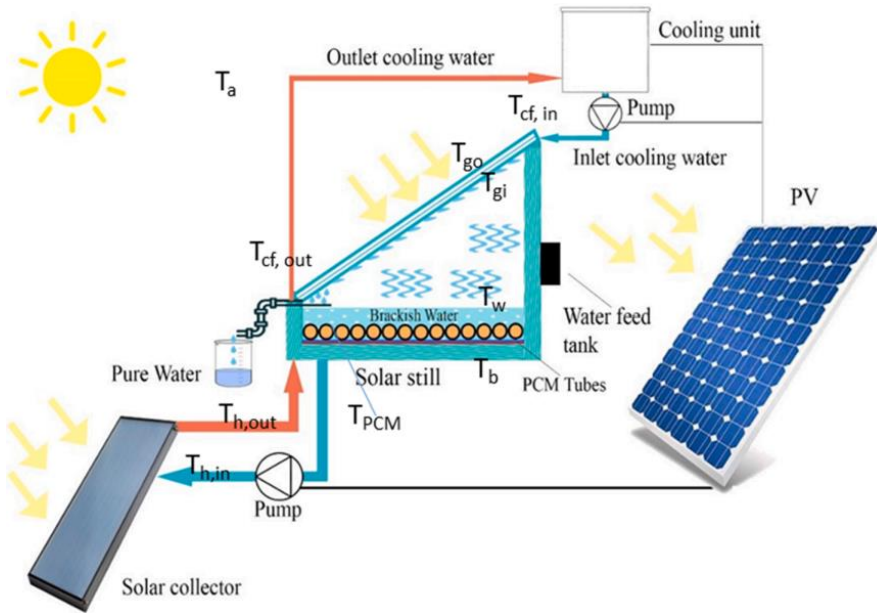


Şekil 2.4 Yoğuşturucunun buharlaşma odasından fiziksel olarak ayrılması tabanlı su damıtma sistemi (Al-Otoom & Al-Khalaileh, 2020)



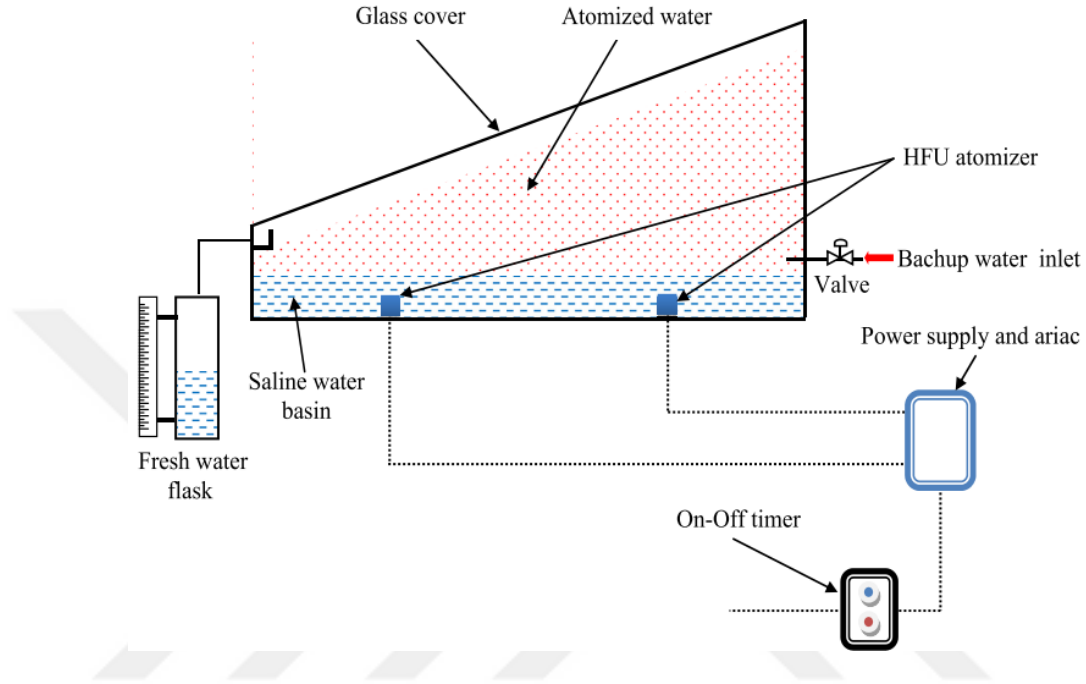
Şekil 2.5 Eğimli fitil ve çok etkili su damıtma sistemi (Zaheen Khan, 2022)

- Cam kapağını soğutma üzerine (Elashmawy, 2019; Kousik Suraparaju & Kumar Natarajan, 2022; Sharshir, El-Samadony, et al., 2016; Sharshir et al., 2017; Sibagariang et al., 2022) tarafından birçok çalışma yapılmıştır.
- Gizli ısı depolama veya faz değişim malzemeleri (PCMs) ve duyulur ısı depolama gibi ısı depolama malzemelerinin kullanılması üzerine (H. Ahmed et al., 2022; Al-harashsheh et al., 2018; Al-Harashsheh et al., 2022; Arunkumar & Kabeel, 2017; Chandrashekara & Yadav, 2017; Deshmukh & Thombre, 2017; Elashmawy & Ahmed, 2021; Jafari Mosleh & Ahmadi, 2019; Mohanraj et al., 2021; Poonia et al., 2022; Saeed et al., 2022; Shoeibi, Kargarsharifabad, Mirjalily, et al., 2022) tarafından birçok çalışma yapılmıştır. Şekil 2.6'da cam kapağı soğutma tekniği ve PCM kullanan su damıtma sistemi verilmiştir.



Şekil 2.6 Cam kapağı soğutma tekniği ve PCM kullanan su damıtma sistemi (Al-Harashsheh et al., 2022)

- Çatlamış tepsiler, hava kabarcıkları, su püskürtücüler ve sisleyiciler gibi araçlarla su yüzey gerilimini değiştirme üzerine (Abed et al., 2021; Dumka & Mishra, 2020; El-Said et al., 2021; El-Said & Abdelaziz, 2020; F. A. Essa, Abdullah, et al., 2021; Fallahzadeh et al., 2020) tarafından birçok çalışma yapılmıştır. Şekil 2.7’de yüksek frekanslı ultrason dalgaları tabanlı su sisleyicileri kullanan su damıtma sistemi verilmiştir.



Şekil 2.7 Yüksek frekanslı ultrason dalgaları tabanlı su sisleyicileri kullanan su damıtma sistemi (El-Said & Abdelaziz, 2020)

(Elnaby Kabeel et al., 2023) konik güneş enerjili su damıtma düzeneği (CoSS) üzerine bir çalışma yürütmüş, artan tatlı su üretimi için en iyi eğim açısını incelemiştir. Sonuçlar, 30 derecelik bir eğim açısının, kümülatif üretimde en yüksek değeri (5,90 L/m²) sağladığını göstermiş ve sırasıyla %16,83 ve %55,26 ile 45 ve 60 derecelik konfigürasyonları geride bıraktığını göstermiştir. Çalışma, 30 derecelik eğimin pratiklik ve maliyet etkinliğini destekleyerek, geniş çapta kullanım için benimsenmesini önermiştir. Bu öneri, CoSS-30'un üstün günlük verimi, artan tatlı su üretkenliği ve CoSS-45 ve CoSS-60'a kıyasla daha kısa geri ödeme süresi ile ekonomik açıdan uygun ve verimli bir seçenek olmasına dayanmaktadır.

(El-Sebaey et al., 2023) güneş enerjili su damıtma düzeneklerini incelediklerinde, Mısır iklim koşullarında silindirik cam kapaklı güneş enerjili su damıtma düzeneği (CSSS) çift eğimli güneş enerjili su damıtma düzeneği (DSSS) ile karşılaştırmıştır. CSSS, günlük birikmiş üretimlerde (3514 ml/m²'ye karşı 3029 ml/m²) ve ısı verimliliğinde (%30,42'ye karşı %26,32) sürekli olarak DSSS'yi aşmıştır. Siyah boya ve siyah doğal lif gibi maliyet etkili malzemelerin entegrasyonu ile CSSS, DSSS'ye kıyasla daha düşük maliyetle (0,0119 \$/L karşı 0,0137 \$/L)

ve daha kısa geri ödeme süresiyle (92 gün karşı 106 gün) dikkat çekmiştir. Sonuç, CSSS'nin güneşli ve kuru iklimlerde su damıtma için daha etkili ve ekonomik olarak uygun bulunmuştur.

(Alqsair, 2024) tatmin edici bir şekilde artan endüstriyel ve nüfus talebini karşılamak için tepki tepsili güneş enerjili su damıtma düzeneklerinin (TSS) tatlı su üretim kapasitesini artırmaya odaklanmıştır. Bakır spiral su ısıtma bobinleri, iç reflektörler, buhar tahliye fanı ve nano partiküllerle karıştırılmış faz değişim malzemesi (PCM-Ag Nano) dahil olmak üzere dört farklı modifikasyon uygulanmıştır. Deneyler, modifiye edilmiş TSS'nin geleneksel bir güneş enerjili su damıtma düzeneği (CSS) ile karşılaştırılması sonucunda, modifikasyonlarla birlikte TSS'nin toplam verim ve tatlı su üretiminde sırasıyla %146 ve %164'lük önemli bir artış sergilediğini göstermiştir. Su arıtma maliyetleri açısından rapor edilen değerler değiştirilmiş TSS lehine olup, litre başına 0,018 \$ karşısında CSS için 0,026 \$'dır. Çalışma, özellikle bakır bobinlerin, iç reflektörlerin ve buhar tahliye fanlarının kullanımının, TSS'nin performansını önemli ölçüde artırdığını ve aynı iklim koşulları altında tatlı su üretimi için daha etkili ve maliyet etkin bir çözüm haline getirdiğini sonuçlandırmıştır.

(Panchal et al., 2024) o dönemdeki içilebilir su kıtlığı sorununa, endüstriyel büyüme ve nüfus artışı tarafından artırılan bir duruma çözüm bulmayı amaçlamıştır. Araştırmacılar, güneş enerjili su damıtma düzeneklerinin tatlı su üretkenliğini artırmaya odaklanmıştır. Toner atığı tozu (TWP), siyah boya ile karıştırılarak yenilikçi bir çözüm olarak kullanılmıştır. Hindistan'ın Palanpur şehrinde gerçekleştirilen deneyler, emici plakanın TWP ile kaplı olduğu iki benzer boyuttaki güneş enerjili su damıtma düzeneği karşılaştırmayı içermiştir. Sonuçlar, damıtma çıkışında dikkate değer %55,71'lik bir artışı ortaya koymuş ve enerji ile ekserji veriminde sırasıyla %17 ve %20 bir artışla birlikte gelmiştir. Çıkarılan sonuçlar, TWP'nin damıtma çıkışını artırmak ve enerji ile ekserji verimini artırmak için maliyet etkin bir malzeme olarak etkinliğini vurgulamış, su kıtlığı sorunlarına umut verici bir çözüm sunmuştur.

Deneyisel çalışmalarında (E.A.E. Ahmed et al., 2023), piramit güneş enerjili su damıtma düzeneklerinin performansını artırmayı amaçlamış ve değişen yüksekliklere sahip faz değişim malzemesi (PCM) kapsüllü silindirik kanatların entegrasyonunu içermiştir. Üç aşamaya ayrılan çalışma, 40 mm'lik kanatların enerji verimi önemli ölçüde artırdığını, 2. aşama'da %43,4'lük genel bir enerji verimi elde ettiğini ortaya koymuştur. PCM kapsüllü kanatların 3. aşama'da tanıtılması, enerji verimi %49,9'a çıkarmış ve geleneksel düzeneklere kıyasla su üretkenliğini %44,4 artırmıştır. Özellikle maliyet analizi, PCM ile güçlendirilmiş piramit güneş enerjili su damıtma düzeneklerinin geleneksel düzeneklere kıyasla (0,043 \$/L'ye karşı 0,047 \$/L) karşılığında maliyet-etkin olduğunu göstermiştir. Bu bulgular, enerji verimi ve maliyet etkinliğinde önemli bir iyileşmeyi vurgulayarak, sürdürülebilir su damıtma yöntemleri için değerli bir perspektif sunmaktadır.

(Tei et al., 2024), verimi artırmak amacıyla Chennai, Hindistan'da duyulur ısı depolama malzemesi olarak kum içeren yeni bir eğimli güneş distile düzeneği (ISS) geliştirmiştir. Kumlu ISS, kum içermeyen ISS'ye kıyasla %35 daha yüksek bir verim sergilemiş ve bu iyileşmeyi daha büyük bir yüzey alanı ve artan buharlaşma oranları gibi faktörlere bağlamıştır. Enerji ve ekserji verimi hesaplamaları, kumlu ISS lehine, genel olarak üstün verim göstermiştir. Özellikle, kumla kaplanmış bir emici levhaya sahip ISS'nin günlük enerji verimi, geleneksel emici levhaya sahip ISS'ye kıyasla %32 daha yüksek ve günlük ekserji verimi %43,21 daha yüksek olmuştur. Bu bulgular, ISS'nin kumla birlikte daha gelişmiş verimini vurgulayarak, güneş enerjisiyle su damıtma için daha etkili bir çözüm olduğunu göstermiştir.

(Noman et al., 2024), enerji depolama malzemesi olarak Antep fıstığı kabuğunu içeren bir tüplü güneş enerjili su damıtma sistemi tasarlamıştır. Modifiye edilmiş tüplü güneş enerjili su damıtma sistemi (MTSS), geleneksel tüplü güneş enerjili su damıtma sistemini (CTSS) geride bırakarak tatlı su veriminde %27,3'lük bir artış elde etmiş (2,41 kg/gün'e karşı 1,91 kg/gün). Özellikle, MTSS üstün enerji verimi (%39,15'ine karşı %26,15), ekserji verimi ve buharlaşma ısı transfer katsayısı sergilemiştir. Ekonomik analiz, litre başına düşen maliyet açısından, MTSS'nin 0,027 \$/L'lik düşük maliyetine karşı CTSS'nin 0,031 \$/L'lik maliyetiyle birlikte, MTSS için 0,443 yıl ve CTSS için 0,515 yıl olan azalmış bir geri ödeme süresi ile MTSS lehine sonuçlanmıştır. Atık-ekserji oranı, MTSS'de daha iyi bir ekserjik performansı (0,963) CTSS'ye karşı (0,9714) göstererek MTSS'de dikkate değer bir %0,87'lik bir iyileşme sergilemiştir.

(Farvardin & Motlagh, 2024), hava giriş jetli basit güneş enerjili su damıtma sistemlerini tasarlayıp hava hızı, giriş açısı ve giriş/çıkış konumları gibi faktörlere odaklanmıştır. Farklı giriş hızları, modlar ve açıları içeren 292 durumun incelendiği çalışmada, sonuçlar önemli gelişmeleri göstermiştir. Sağa yönlü giriş modu, 5 m/s giriş hızı ve +15 derece giriş açısında önemli iyileştirmeler sergileyerek sol yönlü giriş modunu aşmıştır. Su üretim hızı ve ısı transfer hızı (Nusselt sayısı) sırasıyla %209 ve %205'e kadar arttırılmıştır. Ancak, maliyet etkinlik zorlukları kabul edilmiş ve gelecekte nicel keşifler için olanaklar önerilmiştir.

(Singh et al., 2024), tatlı su kıtlığıyla başa çıkmak ve fosil yakıtlara olan bağımlılığı azaltmak için güneş enerjisi teknolojisinin uygulanmasını incelemiştir. Çalışma özellikle konik pasif güneş enerjili su damıtma sistemini (CPSS) ısıl modelleme ve deneysel doğrulama yoluyla araştırmıştır. MATLAB tabanlı bir hesaplama kodu, çeşitli aylık hava koşulları için saatlik tatlı su üretimini, ekserjiyi ve enerjiyi değerlendirmek için kullanılmıştır. Çalışma, sıcaklıkla ilgili parametreler için yüksek bir korelasyon katsayısı üretmiştir. Enerji metrikleri, verimler ve hassasiyet analizleri gerçekleştirilmiş, enerji geri ödeme süresinde %161,40, enerji üretim faktöründe %61,71 ve yaşam döngüsü dönüşüm verimliliğinde %28,20'lik iyileştirmelerin,

geleneksel güneş enerjili desalinasyon sistemleri ile karşılaştırıldığında olduğu görülmüştür. CPSS'nin günlük enerji verimi V-tipi güneş enerjili su damıtma sistemini %51,47 oranında aşmıştır.

(Radomska & Mika, 2023), Polonya'da bir güneş enerjili su damıtma sisteminin (SS) uzun vadeli performansını inceleyip tatlı su üretkenliği su kütlesi ve faz değişim malzemesi (PCM) kütlesi üzerindeki etkisine odaklanmıştır. Her ay için ortalama günler için gerçekleştirilen simülasyonlar, Temmuz ayında en yüksek üretkenliği ($3039 \text{ mL/m}^2/\text{gün}$) ve en düşük üretkenliği Ekim ayında ($900 \text{ mL/m}^2/\text{gün}$) ortaya koymuştur. Polonya'daki yıllık SS üretkenliği, 5 kg su ve PCM olmadan $488,8 \text{ L/m}^2/\text{yıl}$ 'e ulaşmış ve yıl boyunca desalinasyon ihtiyaçları için uzun vadeli performans değerlendirmelerinin önemini vurgulamıştır. Çalışma, günlük üretkenliğin su ve PCM kütlesi ile ters orantılı olduğu ve PCM'nin %11'e kadar azalmaya neden olduğunu belirtmiştir. Polonya'nın bazı ülkelere göre daha düşük güneş ışınlamına sahip olmasına rağmen, SS'nin günlük üretkenliğinin $0,2 \text{ L/m}^2/\text{gün}$ ile $5,2 \text{ L/m}^2/\text{gün}$ arasında değiştiği gözlenmiştir.

(Venkata Sai & Reddy, 2024), eğimli bir güneş enerjili su damıtma sistemine düz ikincil reflektörlerin etkisini incelemiştir. Hindistan'ın Chennai şehrinde gerçekleştirilen çalışmada, damıtma sisteminin ısı verimi, %39,81 (reflektörler olmadan) ile %21,34 (140° 'lik açısı olan bir reflektör ile) arasında değiştirilmiştir. Optimal doğu-batı reflektör açısı olan 130° , tatlı su üretkenliği önemli ölçüde artırarak yıllık toplam radyasyonu $8149,02 \text{ MJ'ye}$ ve birikmiş tatlı su üretimi $1547,85 \text{ kg'ye}$ çıkarmıştır. Çalışma, su damıtma için odaklanmış güneş enerjili damıtma sistemlerinin pratik uygulanabilirliğini desteklemekte, ancak ekonomik uygulanabilirlik ve faz değişim malzemeleri veya gözenekli kumaşlar gibi reflektörleri entegre etme gibi daha fazla üretkenlik artırma stratejileri, uzun vadeli sürdürülebilirlik için önemli olmaktadır.

(Jeyaraj & Kumar, 2023), sıcak ortamlarda tatlı su üretimi için güneş enerjili su damıtma sistemlerinin performansını etkileyen faktörleri araştırmıştır. Kanal eklemeleri ve optimize edilmiş su derinliğini kullanarak, araştırmacılar özellikle kanal eklemeleri ile 1 cm minimum su derinliğine sahip çift eğimli güneş enerjili su damıtma sistemi (DSSS) ile artan tatlı su elde ettiklerini gözlemlemiştir. Değiştirilmiş DSSS, Mart ayından Mayıs ayına kadar olan dönemde, temel sistemle karşılaştırıldığında %6,66 ile %22,02 arasında değişen artan tatlı su oranları sergilemiştir. Teorik ve deneysel bulgular ile ekserji analizi, kanal eklemelerinin olumlu etkisini vurgulamıştır. Çalışma, bu tür değişikliklerin sıcak ortamlardaki tatlı suyu sıkıntılarına çözüm bulmada umut vaat ettiği sonucuna varmıştır.

(Samimi & Moghadam, 2024), tatlı su üretimi için su kıtlığına çözüm oluşturmayı hedefleyen eğimli havuz tipi güneş enerjili su damıtma sistemi geliştirme ve optimizasyonuna

odaklanmıştır. Araştırma, buharlaşma odası yüksekliği, bentler arası mesafe ve emici levha tabakası ile yoğunlaştırıcı kapağı arasındaki mesafe gibi yapısal parametrelerin üretilen tatlı su miktarı üzerine etkisini araştırmıştır. Tepki yüzeyi metodolojisi ve ikinci dereceden model kullanılarak, bu parametreler için optimal değerler belirlenmiştir. Sonuçlar, işletme değişkenlerinin tatlı su üretim miktarını önemli ölçüde etkilediğini göstermiş, belirli parametre değerleri kullanılarak elde edilen maksimum miktar $6,474 \text{ kg/m}^2/\text{gün}$ olarak belirlenmiştir.

(Adam et al., 2023), sanayi atık sularının güneş enerjili bir damıtma havuzunda yoğunlaşmasını araştırmış ve özellikle tuzlu atık su ve yenilenebilir elektrik kaynaklarına sahip uzak çöl bölgelerindeki uygulamalarına odaklanmıştır. Araştırma, güneş enerjili damıtma sistemlerinin, tuz giderme için yenilenebilir enerji kaynakları ile birleştirilmesinin, kurak bölgelerde tatlı su üretimi için etkili bir strateji sağlayabileceğini keşfetmiştir. Termoelektrik güneş enerjili sistemlerinin ve güneş damıtma sistemlerinin entegrasyonu, geleneksel tuz giderme yöntemlerine maliyet etkili bir alternatif olarak önerilmiştir. Çalışma, endüstri ve tarımdaki tatlı su taleplerini karşılamak ve çevresel endişeleri ele almak için güneş enerjili damıtma ve yenilenebilir enerji kaynaklarıyla atık su geri dönüşümünün önemini vurgulamıştır. Değerlendirme aynı zamanda sürdürülebilirlik üzerinde artırılmış bir etki için güneş konsantratörler kullanan güneş enerjili teknolojisi ve fotovoltaik panellerin entegrasyonunu da vurgulamıştır.

(Sudhakar et al., 2023), gizli ısı depolama malzemesi (PCM) kullanarak güneş enerjili desalinasyon verimliliğini incelemiştir. Araştırma, Tamil Nadu'nun Chennai şehrinde çift eğimli (DSI) ve üçgen piramit güneş enerjili su damıtma sistemlerine odaklanmış, parafin tabanlı PCM'nin kullanımı ile ve kullanılmadan 30 mm sabit bir su seviyesine sahip olarak, PCM'nin eklenmesi desalinasyon performansını önemli ölçüde arttırmıştır. Özellikle, PCM'li üçgen piramit desalinasyon sistemi, su sıcaklığını $14 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ve günlük su üretimini %15,87 oranında artırarak DSI desalinasyon sistemine kıyasla en yüksek gelişmeyi göstermiştir. Bulgular, PCM'nin güneş desalinasyon sistemleri üzerindeki olumlu etkisini vurgulayarak özellikle su kıtlığı sorunlarını hafifletmede etkili olduğunu göstermiştir.

(Alqsair, 2023), bilgisayar destekli akışkanlar dinamiği (CFD) kullanarak sayısal simülasyonlarla 3D güneş enerjili su damıtma sistemi tasarlayıp incelemiştir. Odak noktası, odanın yüksekliği, su derinliği ve cam kapak sıcaklığı gibi giriş parametrelerini optimize ederek sistem performansını artırmıştır. Deney tasarımı ve yanıt yüzey metodolojisi, optimal konfigürasyonu belirlemek için kullanılmıştır. Sonuçlar, yüzey buharlaşma hızının desalinasyon odasının yüksekliği, su derinliği ve cam kapak sıcaklığı tarafından önemli ölçüde etkilendiğini ortaya koymuştur. Odanın yüksekliği 1 m, su derinliği 0,2 m ve cam kapak sıcaklığı $60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ olarak belirlenen optimal tasarım koşulları, yüzey buharlaşma hızının

maksimum değeri olan $0,00734 \text{ kg/m}^3 \cdot \text{K}$ 'ye ulaşarak, sistem performansında %215,6'lık önemli bir artışa neden olmuştur.

(Feria-Diaz et al., 2023), farklı konfigürasyonlara sahip bir hafif hibrit sistem (elektrikli su ısıtıcı) tarafından beslenen çift eğimli güneş enerjili su damıtma sistemi tasarlayıp değerlendirmiştir. Taşınabilir bir fotovoltaiik santral kullanarak ve faz değişim malzemelerini içererek sistem maksimum $6,76 \text{ L/m}^2$ günlük tatlı su üretkenliğine ulaşp %37 enerji verimi sergilemiştir. Üretilen suyun litre başına $0,2218 \text{ \$}$ 'lik bir maliyeti olmasına rağmen, ekonomik analiz, hafif hibrit mod için daha kısa bir sermaye geri kazanım süresini (4,56 yıl) pasif moda (15,11 yıl) kıyasla göstermiştir. Çalışma, hafif hibritleşmenin teknik ve ekonomik olarak uygunluğunu vurgulayarak, tatlı su üretiminin artırılması ve daha kısa sermaye geri kazanım süreleri için potansiyelini göstermiştir.

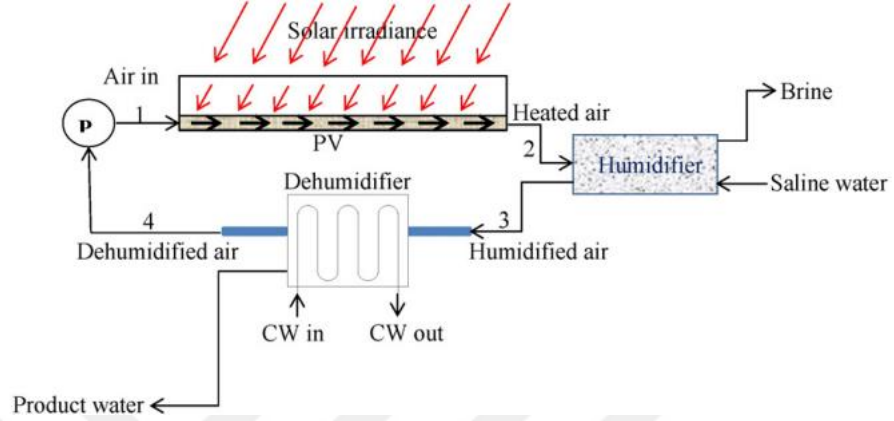
(Negi et al., 2023), geleneksel güneş enerjili su damıtma sistemi (CSS) ve ona çeşitli modifikasyonları ekleyerek bir modifiye edilmiş güneş enerjili su damıtma sistemini (BBSS) tasarlayıp deneysel olarak incelemiştir. Bu modifikasyonlar arasında çeşitli açılarda eğik fitilin kullanımı ve siyah renkli su haznesidir. Beş farklı konfigürasyon analiz edilmiş ve 30° eğik fitil ile BBSS, en yüksek tatlı su üretkenliği olan $4,372 \text{ kg/m}^2$ 'yi sergilemiştir. 30° eğik fitil ile CSS'nin tatlı su üretkenliği $4,25 \text{ kg/m}^2$ olarak BBSS'ninkine yaklaşmıştır. Kapsamlı bir 5E analizi (enerji, ekserji, enerji metrikleri, eksergo-ekonomik analiz, çevre-ekonomik analiz) gerçekleştirilmiş ve çeşitli parametreler temelinde BBSS'nin verimlilik, maliyet, enerji çıkışı, ekserji çıkışı, eksergo-ekonomik ve çevre-ekonomik faktörlere dayanarak en iyi performans sergileyen konfigürasyon olduğu vurgulanmıştır.

Zaman içinde, bu iyileştirme yöntemlerinin birçok kapsamlı değerlendirmesi yapılmıştır (Abbaspour et al., 2022; Abdullah et al., 2023; Alatawi et al., 2022; Angappan et al., 2022; Elgendi et al., 2022; Kabeel et al., 2017; Kaushal & Varun, 2010; Muthu Manokar et al., 2014; Peng & Sharshir, 2023; Sampathkumar et al., 2010; Sharshir, Yang, et al., 2016; Sun et al., 2023). Genellikle, sistemlerin çoğu bu iyileştirme tekniklerinden ikisini veya daha fazlasını içermektedir (Welepe et al., 2022).

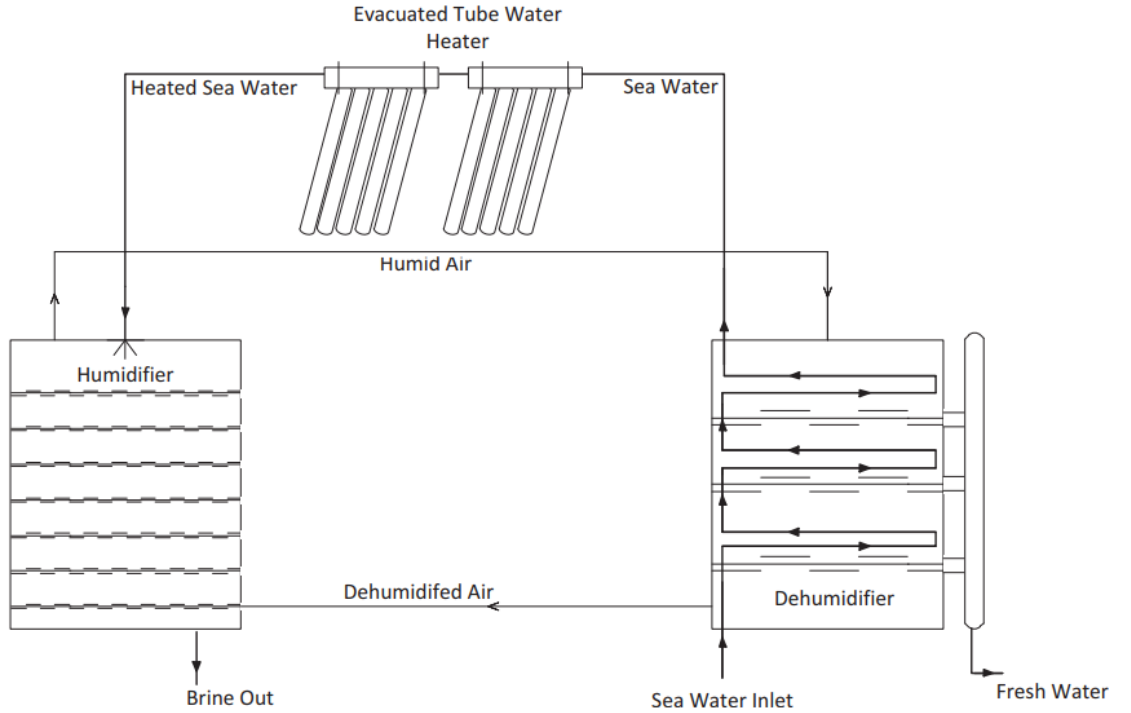
2.2 Nemlendirme-Nem Alma Güneş Enerjili Desalinasyon Sistemlerinin Performansını İyileştirme Teknikleri

HDH güneş enerjili desalinasyon sistemlerinin performansını artırmaya yönelik çabalarda önemli gelişmeler kaydedilmiştir. Bu sistemler genellikle üç temel tasarımdan türetilmiştir: güneş enerjili hava ısıtıcı tabanlı HDH desalinasyon sistemleri (SAH-HDH) (Giwa et al., 2016; He et al., 2016; Li et al., 2014), güneş enerjili su ısıtıcı tabanlı HDH desalinasyon

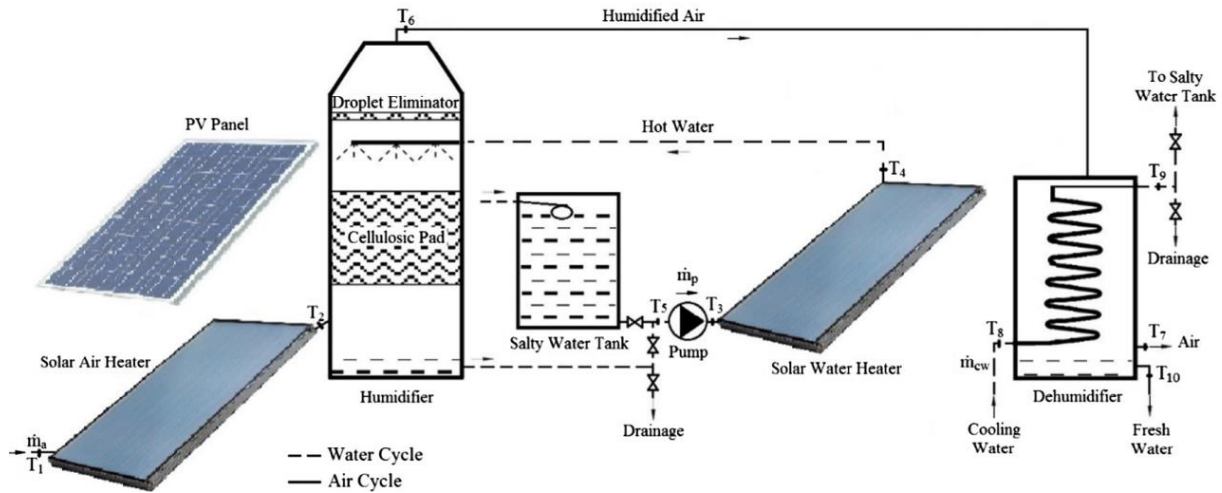
sistemleri (SWH-HDH) (Hussain Soomro et al., 2022; Kaunga et al., 2022; Tariq et al., 2018; Zubair et al., 2017) ve güneş enerjili hava ve su ısıtıcı tabanlı HDH desalinasyon sistemleridir (SAH/SWH-HDH) (Deniz & Çınar, 2016; Kabeel et al., 2022; Rahimi-Ahar, Hatamipour, Ghalavand, et al., 2020; Thanaiah et al., 2021). Şekil 2.8, 2.9 ve 2.10’da sırasıyla SAH-HDH, SWH-HDH ve SAH/SWH-HDH sistemleri verilmiştir.



Şekil 2.8 SAH-HDH sistemi (Giwa et al., 2016)



Şekil 2.9 SWH-HDH sistemi (Zubair et al., 2017)



Şekil 2.10 SAH/SWH-HDH sistemi (Deniz & Çınar, 2016)

Bu sistemlerdeki dikkate değer iyileştirmeler aşağıda verildiği gibidir (Welepe et al., 2022):

- Güneş enerjili nemlendirici veya buharlaştırıcının entegrasyonu (Asgari et al., 2022; Dave et al., 2021; Elminshawy et al., 2015, 2016; Ghazal et al., 2014).
- Kabarcık sütunu nemlendirici tabanlı HDH sistemi, aynı zamanda kabarcık sütunu HDH sistemi veya kabarcık HDH sistemi olarak da adlandırılan sistemin kullanılması (Abd-ur-Rehman & Al-Sulaiman, 2016, 2017; Aref et al., 2021; Khalil et al., 2015; Rajaseenivasan et al., 2016; Srithar & Rajaseenivasan, 2017; Xiao et al., 2021, 2022).
- SAH ve SWHI'yi birleştiren bir nemlendirici sistem entegrasyonu (Wu et al., 2017).
- Sis nozullarının (Abu El-Maaty et al., 2019, 2021; Alrbai, Hayajneh, et al., 2022; Sharma et al., 2021), yüksek frekanslı ultrason dalgaları kullanan sisleyicilerin (Abdelaziz et al., 2022; Alrbai, Enizat, et al., 2022) ve su püskürtücülerin (El-Ashtoukhy et al., 2022; Khalaf-Allah et al., 2022) uygulanması.
- Birleşik veya hibrit SS – HDH sistemlerinin geliştirilmesi (Abdullah et al., 2020; Farshchi Tabrizi et al., 2016; Kabeel et al., 2022; Sharshir, Peng, et al., 2016).
- HDH sistemlerinin seri olarak bağlanması (Fouda et al., 2018).
- Çoklu nemlendiriciler içeren HDH sistemlerinin uygulanması (Khasse et al., 2022).
- Sisteme bir rüzgâr kulesinin dahil edilmesi (Sachdev et al., 2020).
- Çift amaçlı güneş kolektörü olarak bilinen, her iki tarafta su ve hava ısıtan bir güneş kolektörünün kullanılması (Rajaseenivasan & Srithar, 2017).
- Güç üretimi için fotovoltaiik/ısı (PV/T) sistemleri kullanan HDH sistemleri (Weifeng et al., 2022).
- Yardımcı ısı kaynaklarını ve güneş konsantratörleri, ısı pompaları, vakum pompaları, kompresörler, ısı değıştiriciler ve elektrikli ısıtıcılar gibi çeşitli düzenekleri içeren

sistemler (Al-Sulaiman et al., 2015; Ayati et al., 2020; Cao et al., 2022; A. S. A. Mohamed et al., 2021; Rahimi-Ahar, Hatamipour, Ghalavand, et al., 2020; Zhao et al., 2019).

- HDH sistemlerinin bir polijenerasyon kurulumuna entegrasyonu (Cao et al., 2022; Khani et al., 2022).

(Lai et al., 2023) katı kurutucu buharlaştırmalı soğutma sistemini HDH ünitesiyle entegre eden yeni bir hibrit sistem önerip sayısal olarak değerlendirmiştir. Sistem iki çalışma modu kullanmış ve Mod 1, Mod 2'ye kıyasla daha üstün soğutma performansı (4,76 kW) göstermiştir. Bununla birlikte, Mod 2, ortalama 0,71 performans katsayısına sahip ve rejenerasyon ısısı gerektirmeyen daha yüksek enerji verimi sergilemiştir. HDH ünitesinin dahil edilmesi, soğutma sistemin yüksek su tüketimini etkili bir şekilde ele alarak sistemin su kullanımını tamamen karşılamasını ve fazla tatlı su üretmesini sağlamıştır. Avustralya iklim koşulları altında, önerilen sistemin fizibilite çalışması Melbourne için Mod 1'i ve Perth için Mod 2'yi önerip buharlaştırmalı soğutucunun su talebini karşılarken sırasıyla günlük 963,28 L ve 273,18 L tatlı su üretmiştir.

(Ghalavand et al., 2023) nemlendiricide petek selüloz pedler kullanarak ısı geri kazanımlı bir güneş enerjili çok aşamalı HDH tesisini deneysel olarak incelemiştir. Çalışma, sistem performansını etkileyen temel operasyonel parametreleri tanımlayarak, nemlendiriciye giriş suyu sıcaklığının ve kompresör basınç oranının artmasının, azaltılmış su-hava kütle akış oranıyla birleştiğinde, kazanılan çıktı oranı, performans oranı ve geri kazanım oranı yüzdesi gibi ölçümleri iyileştirdiğini ortaya koymuştur. Çalışmada ayrıca beslemedeki tuz konsantrasyonunun sistem performansı üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğu kaydedilmiştir. Üretilen tatlı su maliyeti, 1,3 ila 8,53 \$/m³ arasında değişmektedir.

(Saxena & Tangellapalli, 2023) genellikle ısıl kirliliğe yol açan klimanın yoğunlaştırıcısından çıkan atık ısı ile ilgili sorunları ele almak için buhar sıkıştırmaya dayalı bir klimanın HDH sistemi ile entegrasyonunu önermiştir. Sistem içme suyu, soğuk hava ve ılık su sağlamak için atık ısıyı kullanıp bu süreçte ısıl kirliliği önlemektedir. Özellikle, çalışmanın yeni bir yönü, bir kanal yapısının kullanılmasıdır. Araştırmada ortam koşullarının, tuzlu su sıcaklığının ve nemlendirici verimliliğinin çeşitli çıktı ve performans parametreleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Termodinamik model, deneysel çalışmalarla doğrulanmış ve belirtilen çalışma koşulları altında 2,26'lık kazanılmış çıktı oranı, 0,70'lik soğutma performansı, 1,94'lük enerji performans katsayısı ve %18,67'lik ekserji verimi elde edilmiştir.

(Elhenawy, Fouad, et al., 2023) su kıtlığı sorunlarını ele almak için yeni bir hava boşluklu membran/HDH hibrit sistemi geliştirmiştir. Hibrit sistem, tatlı su üretkenliğinde (24,4 kg/saat),

kazanılan çıktı oranında (6,8), enerji veriminde (%80) ve ısııl enerji tüketiminde (240 kWh/m³) iyileşmeler göstermiştir. HDH bileşenine güç sağlamak için düşük dereceli enerjiyi etkin bir şekilde kullanarak ısı geri kazanımına ve genel verimliliğin artmasına katkıda bulunmuştur. Maliyet tahmini, 210,62 m³/yıl tatlı su üretimi için 9,34 \$/m³'lük rekabetçi bir oran göstermiştir.

(Fares et al., 2023) küresel su kıtlığını ele alabilmek için yoğunlaştırılmış fotovoltaiik/ısııl odaklı hibrit HDH-ters osmoz (HDH-RO) desalinasyon ünitesi üzerinde çalışmıştır. Çalışma, bağımsız bir yoğunlaştırılmış fotovoltaiik/ısııl sistem, HDH sistemi optimizasyonu ve desalinasyon sırasında ısııl enerji ve su kütlesi geri kazanımının kademeli kullanımı dahil olmak üzere önemli yenilikler getirmiştir. Sonuçlar, giriş suyu sıcaklığı ve güneş ışıınının önemli etkisini vurgularken, gelişmiş üretkenliği olan optimize edilmiş HDH ünitesini sergilemiştir. Optimum koşullarda (güneş ışıını 800 W/m², besleme suyu giriş sıcaklığı 25 °C), sistem %20,6 geri kazanım oranı ve 220 ppm tuzluluk ile 287,6 L/saat tatlı su üretkenliği elde edilmiştir.

(Esfanjani et al., 2024) parabolik çanak tipi güneş kolektörü ve yeni bir silindirik-konik boşluklu alıcı ile HDH yöntemini kullanan bir desalinasyon döngüsü tasarlayıp ve Semnan Şehri'nin iklim koşulları altında test etmiştir. Sonuç olarak, %45,49'luk maksimum enerji verimi, %14,04'lük maksimum saatlik ekserji verimi ve 0,966 L/gün'lük en yüksek tatlı su üretkenliği elde edilmiştir. Çalışma, giriş tuzlu su akış hızı, gelişmiş nem giderici verimliliği için gözenekli ortam uygulaması ve rüzgâr veya hibrit güneş-rüzgâr enerjisi gibi alternatif yenilenebilir enerji kaynaklarının araştırılması gibi faktörler üzerinde gelecekte yapılacak araştırmaları öneren değerli bilgiler sağlamıştır. Ayrıca, daha ileri verimlilik değerlendirmesi için bir hava ısıtma sistemi ile bir deney önerilmiştir.

(K. S. Chauhan et al., 2024), düşük dereceli güneş enerjisi kullanarak doğrudan temaslı membran damıtma sistemi HDH sistemi ile birleştirilmiş yeni bir hibrit güneş enerjili HDH sistemi tasarlamıştır. Araştırma, ısı transferi, kütle transferi ve sıvı akışını modelleyen kapsamlı bir termodinamik analiz içermiştir. Hibrit sistem, bağımsız HDH ve membran damıtma sistemlerine kıyasla tatlı su üretkenliğini (0,12 kg/s) ve kazanım çıktı oranını (1,78) neredeyse iki katına çıkarmıştır. Temel bilgiler arasında toplam tatlı su üretiminin kütle akış hızından bağımsız olması, optimum membran alanı (20 m²) ve hibrit sistemin çok aşamalı HDH sistemine göre üstün performansı yer almaktadır. Çalışma, sıfır sıvı deşarjı arayışında tuzlu su deşarjını en aza indirmeye ve yüksek tuzluluk seviyeleriyle ilgili zorlukları ele almaya odaklanan gelecekteki araştırmaları önermektedir.

(Gautam et al., 2023), atık tuzlu suyun geri dolaşımı, kütle çıkarımı ve enjeksiyonu ile bir HDH desalinasyon sisteminin performansını incelemiştir. Optimum kütle akış hızı oranı 25

kg/saat su akış hızı için 3 olarak elde edilmiştir. Daha yüksek su akış hızları için, yerel maksimum 4 değerine kaymıştır. Tek bir ekstraksiyon olmadan ve tek bir ekstraksiyon ile tuzlu su geri dolaşımı, benzer çalışma koşulları altında sistem tatlı su üretkenliğini sırasıyla %26 ve %32 artırmıştır. Geri dolaşımı ile en yüksek tatlı su üretkenliği ve kazanım çıktı oranı, sırasıyla 2,73 kg/saat ve 1,70 olarak elde edilmiştir.

(Asgari et al., 2023) 'ün çalışması, HDH desalinasyon sistemindeki yatay güneş enerjili film tipi buharlaştırıcının ısı ve kütle transferi üzerinde bölme tipi türbülatorlerin etkisine odaklanmıştır. Kapsamlı bir üç boyutlu geçici hesaplamalı akışkanlar dinamiği modeli kullanılarak, sistemin performansını optimize etmek için çeşitli tasarım parametreleri araştırılmıştır. Sonuçlar, güneş enerjili nemlendirici uzunluğunun ve üst bölmenin yüksekliğinin artırılmasının sistem performansını artırdığını göstermiştir. Bölme tipi türbülatorlere sahip önerilen sistem, geleneksel sisteme kıyasla %64 daha fazla buharlaşan su, %46,5 daha yüksek ortalama çıkış nem oranı ve ortalama çıkış sıcaklığında 2,4°C artış ile önemli bir gelişme göstermiştir. Bölme tipi türbülatorler türbülans ve karışımın artmasına katkıda bulunarak buharlaşmayı hızlandırıp genel sistem verimliliğini artırmıştır.

(Memon et al., 2022) doğrudan temaslı membran distilasyonu ve HDH süreçlerini entegre eden güneş enerjisiyle çalışan bir desalinasyon sistemi tasarlayıp incelemiştir. Güneş enerjili düz plaka kolektör ile çalışan sistem, sınırlı geleneksel enerji kaynaklarına sahip bölgelerde tatlı su üretimini artırmayı amaçlamıştır. Suudi Arabistan'ın Gizan şehrinden alınan gerçek zamanlı güneş ışınlamı verilerinin kullanıldığı çalışmada, çeşitli parametrelerin sistemin performansı üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar, 16 m²'lik bir kolektör alanı ve 1,8 L/dk'lık bir besleme su akış hızıyla, aylık deniz suyu çıkış sıcaklığının 53-78 °C arasında değiştiğini göstermiştir. Elde edilen en yüksek tatlı su üretkenliği, geri kazanım oranı ve kazanç çıktı oranı sırasıyla 9,1 kg/saat, %8,4 ve 1,3 olmuştur.

(Kizilkan & Khanmohammadi, 2023), yüksek güneş radyasyonlu kurak alanlarda elektrik üretimi, soğutma ve tatlı su üretimi için güneş enerjisi destekli bir sistem üzerinde çalışmıştır. Entegre sistem bir güneş çanağı kolektörü, yeniden sıkıştırılmalı CO₂ Brayton çevrimi, kombine Rankine güç ejektörlü soğutma sistemi ve güneş enerjisiyle çalışan bir HDH desalinasyon ünitesi içermiştir. Sonuçlar, sistemin 83,3 kW elektrik gücü, 3,1 kW soğutma ve 41,54 kg/saat tatlı su üretebileceğini göstermiştir. Temel bulgular arasında güneş çanağındaki önemli ekserji yıkımı ve güneş ışınlamı yoğunluğunun soğutma döngüsü ve tatlı su üretimi üzerindeki çeşitli etkileri yer almaktadır. Çalışma, gelecekteki güneş enerjisine dayalı çoklu üretim sistemleri için içgörüler sunmuş ve sonraki araştırmalarda çevresel hususlara ve optimizasyona vurgu yapmıştır.

(Elhenawy, Bassyouni, et al., 2023), elektrik kaynağı olarak fotovoltaiik panelleri kullanan yeni bir solar hibrit hava boşluklu membran damıtma ve HDH desalinasyon ünitesi tasarlayıp incelemiştir. Sistemi, yaz ve kış aylarında sırasıyla 21,29 kg/saat ve 11,76 kg/saat tatlı su üretkenliği sergilemiştir. Özgül ısııl enerji tüketimi yazın 60 kWh/m³ ile 310 kWh/m³ arasında, kışın ise 87,12 kWh/m³ ile 605,2 kWh/m³ arasında değişmiştir. Tatlı su maliyeti tahmini 14,32 \$/m³'e ulaşarak önemli bir düşüş göstermiştir. Önerilen hibrit sistem tatlı su üretiminde, maliyet azaltımında ve çevresel etkilerin azaltılmasında etkili olduğunu göstermiştir.

(Easa et al., 2024)'ün çalışması, püskürtücülü güneş enerjili HDH desalinasyon ünitesi kullanarak tatlı su üretimine odaklanmıştır. Basınçlı hava akış hızı, hava basıncı ve zamanın tuzdan arındırma üretkenliği üzerindeki etkisini analiz etmek için yapay sinir ağları ve yanıt yüzeyi yaklaşımı kullanılmıştır. Tasarlanan yapay sinir ağları modeli, yanıt yüzeyi metodolojisi yaklaşımına kıyasla etkinliğini göstermiştir. Maksimum birikmiş üretkenlik için optimum parametreler 150 L/dk basınçlı hava akış hızı, 7 bar hava basıncı ve 19,4 L/gün maksimum birikmiş tatlı su üretkenliği sağlayan belirli bir süre olarak belirlenmiştir. yapay sinir ağları ve yanıt yüzeyi metodolojisi modelleri, 0,99'a ulaşan R-kare değerleri ile güçlü korelasyonlar sergilemiştir.

(Garg et al., 2023) su ısıtmalı bir HDH döngüsünü deneysel olarak araştırıp ayrıntılı bir sayısal modeli doğrulamıştır. Ters akışlı dolgulu yataklı bir soğutma kulesi ve kanatlı borulu ısı değiştiricileri kullanan sistem, her seferinde yaklaşık 125,5 L tatlı su üretmiştir. Sonuçlar sayısal tahminlerle yakın bir uyum göstererek modelin HDH sistem tasarımına rehberlik etmesini sağlamıştır. Ekonomik analiz, 1500 \$'lık minimum toplam sermaye harcaması ile yaklaşık 4,0 \$/m³'lük düşük bir seviyelendirilmiş su üretim maliyeti ortaya koymuştur. Çalışma, özellikle uzak yerlerdeki marjinal topluluklar için faydalı olan uygun maliyetli HDH sistemlerinin potansiyelini vurgulamıştır.

(Asgari et al., 2022), yüzey altı yoğunlaştırucu güneş enerjili HDH sistemlerinin farklı konfigürasyonlarının performansını araştırmıştır. Sistemin amacı, üretilen tatlı suyu doğrudan tesislere beslemek olmuştur. Kapalı döngü sistemin ortalama günlük tatlı su üretkenliği ve elde edilen çıktı oranı, açık döngü sisteminkinden sırasıyla %115 ve %127 daha yüksek olmuştur. Bununla birlikte, her iki sistemin de ana dezavantajı, solunum ve kök büyümesini azaltmanın olası bir sonucu olarak zemin sıcaklığındaki önemli artış olmuştur.

Bu sorunu çözmek için araştırmalar, nemlendirici çıkışına bir ısı değiştirici ve yoğunlaştırucu (toprak) girişine bir hava soğutucusu ekleyerek yoğunlaştırucudan akan nemli havanın sıcaklığını düşürmek için kapalı döngü sisteme eklemiştir. Bu yeni tasarım, tatlı su

verimliliği ve çıktı oranını bir öncekine kıyasla %10,8 oranında artırmıştır. Ayrıca, teorik sonuçlar on yıllık işletme süresince toprak sıcaklığında sadece 2 °C'lık bir artış olduğunu ortaya koymuştur.

(Kabeel et al., 2022) bir güneş enerjili SAH/SWH-HDH ile SS'ten oluşan bir hibrit-güneş enerjili desalinasyon sistemi üzerinde deneyler gerçekleştirmiştir. Bu sistemde SAH, cam soğutmayı sağlamak ve böylece SS'teki tatlı su üretkenliğini artırmak için SS'nin cam kapağıdır. Sonuç, maksimum tatlı su üretkenliğinin ayda 620 L olduğunu ortaya koymuştur.

(Khani et al., 2022) bir CO₂ yakalama, Organik Rankine çevrimi (ORC) ve HDH sistemini entegre eden güneş enerjisi odaklı bir çoklu jenerasyon sistemini incelemiştir. Bu sistemde HDH sistemi, ORC'ye gerekli ısıyı sağladıktan sonra nemlendiricisine püskürtülen yoğunlaştırılmış buhar ve CO₂ yakalama sisteminden (sera) gelen sıcak hava ile beslenmektedir. Sonuç olarak, güneş enerjisinin entegre edilmesiyle ORC'nin güç üretiminin %37,3'ten (kışın) %59,41'e (yazın) yükseldiğini, toplam güç üretimindeki artışın ise güneş enerjisi entegrasyonu olmayan çoklu jenerasyon sistemine kıyasla 18 kW olduğunu fark etmişlerdir.

(Khas et al., 2022), seri bağlı HDH sistemleri tasarlamış ve incelemiştir. Sonuçlar, seri deniz suyu akışı, çift nemlendirici SWH-HDH döngüsünün tatlı su üretkenliğinin 151,6 kg/saate ulaşabileceğini ortaya koymuştur. Çift nemlendiricili SAH-HDH döngüsününki ise 102,2 kg/saat'e ulaşabilmektedir. Ayrıca, genel durumda, çoklu nemlendirici SWH-HDH döngüsünün çoklu nemlendirici SAH-HDH döngüsüne göre daha fazla tatlı su ve daha az kazanım çıktı oranı sağladığı sonucuna varmışlardır.

Tüm bu konfigürasyonların ve iyileştirme tekniklerinin çoğu, (Alnaimat et al., 2021; V. K. Chauhan et al., 2021; Kasaeian et al., 2019; M & Yadav, 2017; Rahimi-Ahar, Hatamipour, & Ahar, 2020; Santosh et al., 2019, 2022) tarafından kapsamlı bir şekilde incelenmiştir.

2.3 Nemlendirici Güneş Kolektörünün Girişi

Önceki araştırmaların incelenmesi, güneş enerjili su damıtma sistemleri ve nemlendirme-nem alma güneş enerjili su desalinasyon sistemlerinin performansını artırmaya yönelik çabaları ortaya koymaktadır. Ancak, bu sistemlerin düşünüldüğünde ortak kısıtlamalar ortaya çıkmaktadır (Welepe et al., 2022):

1. Güneş enerjili desalinasyon sistemlerindeki aşırı su miktarı (birim zamanda buharlaşabilen miktardan daha fazla olan miktar) tatlı su üretkenliğini olumsuz

etkilemektedir. Bunun nedeni, istenen su buharlaşma sıcaklıklarına ulaşmak için daha uzun zaman gerek olması veya özellikle düşük güneş ışınlamı altında hiç ulaşılabilmesidir.

2. Sadece hava-su arayüzündeki su molekülleri buharlaşabilirken, diğerleri yüzeyin altında hapsedilmekte ve bu durum ısı direnci neden olmaktadır. Bu optimal olmayan buharlaşma veya emici yüzeyden enerji çıkarma, daha yüksek emici yüzey sıcaklıklarına, artan enerji kayıplarına ve daha büyük ekserji yok oluşuna yol açmaktadır.

Bu kısıtlamaları aşmak için, önceki çalışmada (Welepe et al., 2022) sistemin aşırı suyunu etkili bir şekilde ortadan kaldıran bir nemlendirici güneş kolektörü (HSC) tasarlayarak yeni bir yaklaşım tanıtılmıştır. Bu konsepti uygulayan sistem, nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi (HSC-SS) olarak adlandırılmaktadır. HSC içinde, dinamik bir kontrol mekanizması, herhangi bir anda yalnızca buharlaşma hızına karşılık gelen doğru miktarda suyun ince damlacıklar halinde kolektöre verilmesini sağlamaktadır. Yani, yalnızca o miktar güneş enerjisi almakta ve bu süreçte sistemden dışarıya sıvı su veya tuzlu su atılmamaktadır.

Bu bağlamda buharlaşma hızının önceden değerlendirilmesi son derece önemlidir. Bu durum, araştırmacıları termodinamik bir model oluşturmaya ve sistemi derinlemesine analiz etmeye yönlendirmiştir. İncelenmiş sistem, 2 m²'lik güneş kolektörü alanına sahip bir düz plakalı nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemidir (FPHSC-SS). Bu yaklaşım, tatlı su üretkenliğinin 2,923 kg/saat'e ulaştığı ve sistemin enerji ve ekserji verimlerinin güneş ışınlamı şiddeti 900 W/m² altında sırasıyla %72,9 ve %1,12 olduğu dikkate değer sonuçlar vermiştir.

2.4 Tezin Kapsamı ve Yeniliği

FPHSC-SS'nin genel sistem performansını artırmak için, parabolik oluklu nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi (PHSC-SS) (Welepe N. et al., n.d.) tarafından tasarlanıp incelenmiştir. Bu, bir parabolik oluklu güneş toplayıcıyı kullanarak absorbe edilen güneş ışınlamını emici yüzeye yoğunlaştırırken, emici yüzeyin çevre ortamı ile temas alanını minimize etmektedir. Bu konfigürasyon, ısı kayıplarının çevre ortamına azalmasına neden olmaktadır. Ayrıca, güneş toplayıcı alanı (Welepe et al., 2022) tarafından incelenmiş FPHSC-SS'nin güneş kolektörü alanına eşit olduğu (2 m²) gösterilmiştir. Isı kayıplarını daha da azaltmak için düşük ısı iletkenliği, halka bölgesinde düşük taşınım ısı transfer katsayısı ve zarf kaplamasının dış ortamla düşük yayıcılığı olan ETC emici yüzey olarak kullanılmaktadır.

PHSC-SS'nin simülasyonlarından, 900 W/m²'lik güneş ışınlamı altında sırasıyla 1,697 kg/saat, %68,1 ve %15 tatlı su üretkenliği, enerji ve ekserji verimi elde edilmiştir. Tatlı su üretkenliği ve enerji verimi, FPHSC-SS'nin tatlı su üretkenliği ve enerji veriminden daha düşüktür. Bu, PHSC-SS'nin FPHSC-SS'den çok daha düşük hava kütleli akış hızı (0,00042 kg/s'ye karşı 0,1 kg/s) kullanması ve dolayısıyla birim zamanda daha az su buharı taşımasından kaynaklanmaktadır. Aslında FPHSC-SS'nin optimum performansını elde etmek için türbülanslı hava akış rejimine ihtiyaç duyarken, PHSC-SS'nin optimum performansını elde etmek için laminar hava akış rejimi ve ETC'den yüksek giriş ve çıkış hava sıcaklıklarına (50 °C üzeri) ihtiyaç duymaktadır (Welepe N. et al., n.d.).

Ancak, laminar hava akış rejiminin önemli avantajlar sunarak PHSC-SS'i FPHSC-SS'ye göre uygun bir seçenek haline getirdiğini vurgulamak önemlidir. Aslında, yoğunlaştırıcı girişinde daha yüksek hava sıcaklıkları (PHSC-SS için 90 °C'ye karşı FPHSC-SS için 27 °C), su buharı yoğunlaşma sürecini kolaylaştırmaktadır. Ayrıca, PHSC-SS düşük hava kütleli akış hızları kullanılmasından dolayı azalmış mekanik titreşimlerden, daha küçük bir yoğunlaştırıcı boyutundan ve hava üfleyicileri tarafından daha düşük enerji tüketiminden faydalanmaktadır.

Diğer bir bulgu ise PHSC-SS'nin üst sınırının, hava akışına ihtiyaç duymadan çalıştığı senaryoya karşılık gelmesidir. Bunun yerine, flaş buharlaşma sürecine benzer bir şekilde emici yüzeydeki su damlacıklarının kaynama yoluyla buharlaşması ve ardından buharın yoğunlaştırıcı içine çekilmesine dayanmaktadır (Welepe N. et al., n.d.). Bu son nokta, HSC'den türetilen ancak ayırt edici olarak hava akışına ihtiyaç duymadan çalışan üçüncü bir güneş enerjili su damıtma sistemi tanıtmaktadır. Adı su damlacıkları kaynama tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi (WDB-SS) ve bu tezin odak noktası olmaktadır. Bu sistemin daha önceki bir araştırmanın veya yayının konusu olmadığı dikkate değerdir.

Bu tezin kapsamı, başta FPHSC-SS ve PHSC-SS sistemleri üzerine odaklanmaktadır. Bu iki sistemle ilgili kısa bir genel bakış, sırasıyla 3. ve 4. Bölümlerde verilmiştir. Bu, 5. Bölümde WDB-SS'nin derinlemesine incelenmesine geçilmeden önce gerekli bağlamı sağlayacaktır.

Bu sistemlerin kapsamlı termodinamik modelleri sunulacak ve bunlara ait enerji dengesi ve ekserji denklemleri eşlik edecektir. Bu denklemler, Mühendislik Denklem Çözücüsü (EES) yazılımı kullanılarak ele alınacaktır. Bu araştırma boyunca incelenen odak performans parametreleri, enerji verimi, ekserji verimi, sisteme verilen kuru hava kütleli akış hızı ve tatlı su üretkenliğini içermektedir.

Ekonomik analiz 6. Bölümde, anahtar bulgular ve önerileri içeren kapsamlı bir sonuç ise 7. Bölümde verilmiştir.

BÖLÜM 3

DÜZ PLAKALI NEMLENDİRİCİ GÜNEŞ KOLEKTÖRÜ TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ

3. DÜZ PLAKALI NEMLENDİRİCİ GÜNEŞ KOLEKTÖRÜ TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ

3.1 Gereç ve Yöntem

Bu 3. Bölüm, yayınlanmış (Welepe et al., 2022)'ın çalışmasından kaynaklanmaktadır.

HSC'nin arkasındaki fikir, sadece geleneksel doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemlerinde (su damıtma, HDH sistemleri) aşırı sıvı suyu önlemek değil, aynı zamanda HDH güneş enerjili desalinasyon sistemlerinin işletme sıcaklıklarını düşürerek sistem performansını artırmaktır. Hava bağıl neminin değişimlerine bağlı olarak su damlacıklarının buharlaşmasına dayanmaktadır.

2.3. bölümde açıklandığı ve (Welepe et al., 2022)'ın çalışmasında detaylı bir şekilde incelendiği gibi, aşırı sıvı su miktarı optimum buharlaşma sıcaklıklarına ulaşmak için gerekli olan zamanı artırıp, düşük güneş ışıınımı durumlarında bu sıcaklıklara ulaşmayı engelleyip ve buharlaşma yüzeyi ile güneş emici yüzey arasındaki ısıl direnci artırmaktadır. Bu durumu önlemek için birim zamanda buharlaşabilecek maksimum su miktarı (buharlaşma hızı) önceden hesaplanmalı ve bu miktarın buharlaşması gereken optimum hava kütleli akış hızı belirlenmelidir. Bu nedenle sistemi modellemek, termodinamik bir analiz yapmak ve doğuştan gelen denklemleri çözmek gereklidir.

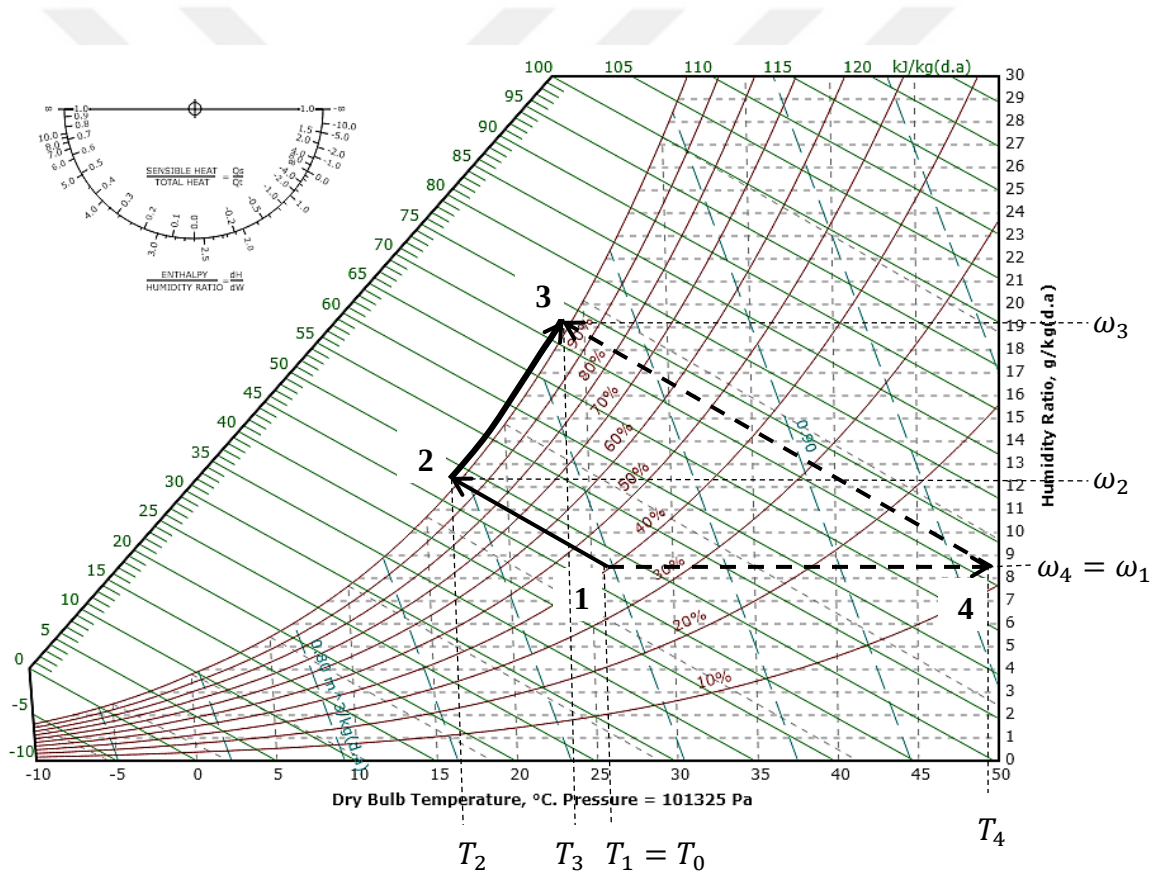
Bu optimum su ve hava akış değerleri gün içinde sabit değildir, ancak buharlaşmayı etkileyen dış faktörlerle, yani güneş ışıınımı, ortam sıcaklığı ve nemi, ve buharlaştırılacak sıvı suyun sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir. Ardından, bunların dikkate alınması, sensörlerden oluşan bir elektronik dinamik kontrol sistemi tarafından sağlanmaktadır (Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.).

Suyun yüzey gerilimini kırmakla kalmayıp aynı zamanda buharlaşma yüzeyi ile emici yüzey arasındaki ısıl direnci azaltmak amacıyla su dengeli bir şekilde emici yüzeye ince damlacıklar halinde püskürtülür. Ardından hava, güneş kolektöründen geçer ve emici yüzey ile temas ettiğinde, su buharlaşırken hem ısınır hem de nemlenir, ve yoğunlaştırıcı içinden geçerken taşındığı su buharı veya nemi yoğunlaşarak tatlı suya dönüşmektedir (Welepe et al., 2022).

HDH güneş enerjili desalinasyon sistemlerinin işletme sıcaklıklarını azaltma açısından, emici yüzeyin sıcaklığını su buharlaşması için kesinlikle sadece gerekli olan değere en aza indirmek ve sistemdeki veya su buharlaşma sürecinin aşamalarındaki çeşitli noktalardaki sıcaklık farklarını azaltmak fikri bulunmaktadır. Bu, sadece dış ortama ısı kaybını azaltmakla

kalmaz, aynı zamanda yok olan ekserji miktarını da azaltır (Welepe et al., 2022). Bu performans artışını göstermek amacıyla FPHSC-SS ve SAH-HDH arasında karşılaştırmalı bir çalışma yapılmıştır.

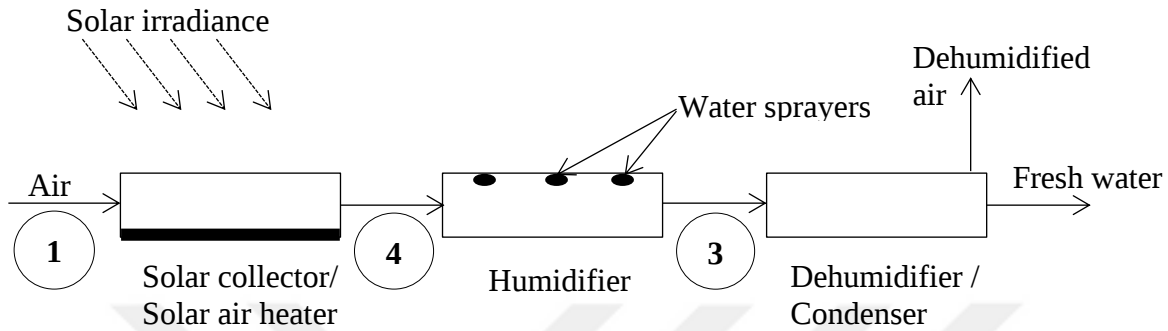
Şekil 3.1, su buharlaşma süreci sırasında bu iki sistemde hava tarafından izlenen yolları psikrometrik grafikte göstermektedir. FPHSC-SS'de ortam havası sıcaklığını minimize etmek amacıyla doymunluk haline kadar nemlendirilir (1-2 yolu). Daha sonra, HSC içinde su damlacıkları buharlaşırken hava geçip aynı anda doymunluk eğrisinde ısınıp nemlenir (2-3 yolu). Oysa SAH-HDH'de hava bağıl nemini azaltmak için önce SAH içinde ısınıp (1-4 yolu) daha sonra nemlendiricide adyabatik olarak nemlenir (4-3 yolu). Bu grafikte FPHSC-SS'deki sıcaklık seviyesi ve değişiminin SAH-HDH'inkine göre daha düşük olduğunu açıkça görülmektedir.



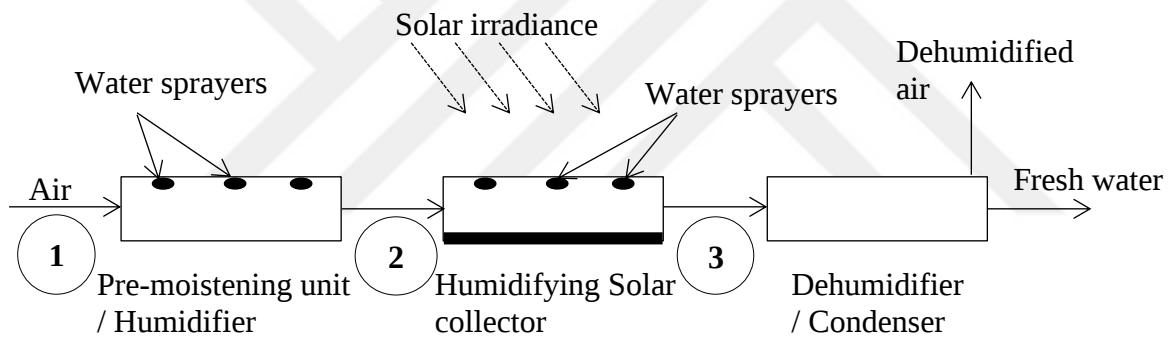
Şekil 3.1 Psikrometrik grafikte FPHSC-SS ve SAH-HDH'deki su buharlaşma mekanizması (FlyCarpet, 2021; Welepe et al., 2022)

Şekil 3.2, Şekil 3.3 ve Şekil 3.4, sırasıyla FPHSC-SS, SAH-HDH şematik diyagramları ve FPHSC'nin 3 boyutlu görünümünü sunmaktadır. Şekil 3.5 ise FPHSC'nin içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transferi mekanizmalarını göstermektedir. Bu şekil, (Welepe et al., 2022) makalesinde yayınlanan orijinal şeklin uyarlanmış bir versiyonudur. Bu uyarlanmış versiyonda

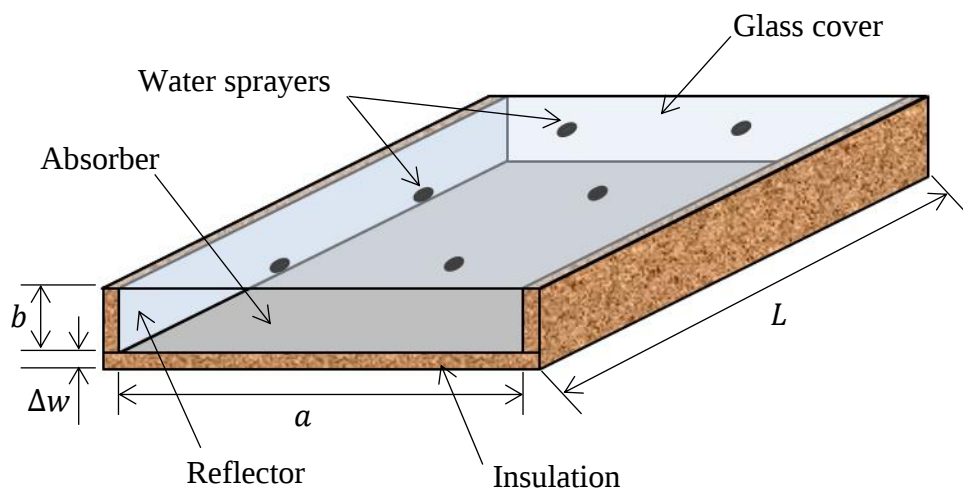
su püskürtücülerini artık cam kapağın seviyesinde değil, emici yüzeye daha yakın bir konumda bulunmaktadır. Bu tasarım iyileştirmesi, su damlacıklarının buharlaşmadan önce emici yüzeye dokunan oranını arttırmayı, yani hava akımı tarafından taşınan ve emici yüzey ile temas etmeden buharlaşan su miktarını azaltmayı amaçlamaktadır. Bu sayede emici yüzeyden ısı çıkarma sürecini ve dolayısıyla su buharlaşmasını ve tatlı su üretimini iyileştirmektedir.



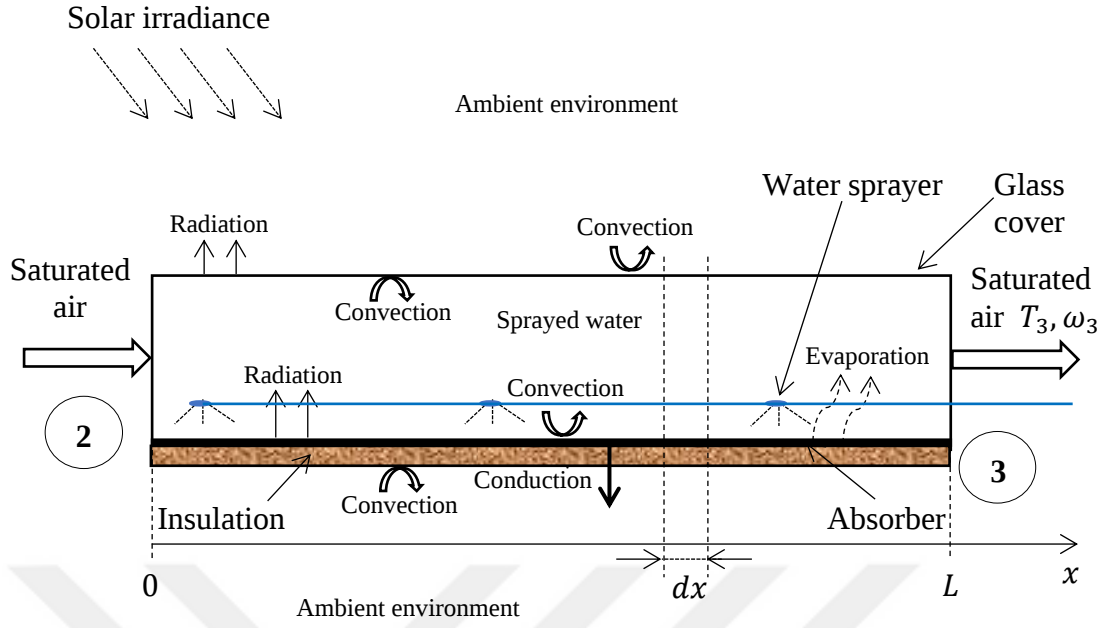
Şekil 3.2 SAH-HDH sisteminin şematik diyagramı (Welepe et al., 2022).



Şekil 3.3 FPHSC-SS sisteminin şematik diyagramı (Welepe et al., 2022)



Şekil 3.4 Nemlendirici Güneş Kolektörünün 3 boyutlu görünümü (Welepe et al., 2022)



Şekil 3.5 Nemlendirici Güneş Kolektörü içinde ve çevresinde meydana gelen ısı transfer mekanizmaları (Welepe et al., 2022)

3.2 Bulgular ve Tartışma

Tablo 3.1'de FPHSC-SS'nin faydalı boyutları ve çalışmayı gerçekleştirmek için gereken diğer parametreler verilmiştir. FPHSC-SS ve SAH-HDH'nin karşılaştırılmasından elde edilen ilk sonuç, su buharlaşma süreci sırasında enerji verimlerinin oranı, ekserji verimlerinin oranı ve buharlaşan su miktarlarının oranı, sisteme giren kuru hava kütesel akış hızlarının oranına eşit olduğudur. Aşağıda verilen Denklem (1), (2) ve (3)'te sırasıyla enerji verimlerinin oranı, ekserji verimlerinin oranı ve buharlaşan su miktarlarının oranının ifadeleri verilmiştir (Welepe et al., 2022).

Tablo 3.1 FPHSC-SS'nin boyutları, ortam sıcaklığı, nemi ve püskürtülen suyun sıcaklığı (Welepe et al., 2022)

Nicelik	Değer	Nicelik	Değer
a (m)	1	Δw (m)	0,02
b (m)	0,05	T_0 (°C)	30
L (m)	2	T_1 (°C)	30
A_w (m ²)	2	RH_0	0,6
A_c (m ²)	2	RH_1	0,6

$$\begin{aligned}
r_e &= \frac{\text{FPHSC} - \text{SS}'\text{in buharlaşma enerji verimi}}{\text{SAH} - \text{HDH}'\text{in buharlaşma enerji verimi}} \\
&= \frac{\frac{\dot{m}_{\text{FPHSC-SS}}[h_3 - h_1 - (\omega_3 - \omega_1)h_f]}{A_c \dot{E}}}{\frac{\dot{m}_{\text{SAH-HDH}}[h_3 - h_1 - (\omega_3 - \omega_1)h_f]}{A_c \dot{E}}} = \frac{\dot{m}_{\text{FPHSC-SS}}}{\dot{m}_{\text{SAH-HDH}}}
\end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
r_{ek} &= \frac{\text{FPHSC} - \text{SS}'\text{in buharlaşma ekserji verimi}}{\text{SAH} - \text{HDH}'\text{in buharlaşma ekserji verimi}} \\
&= \frac{\frac{\dot{m}_{\text{FPHSC-SS}}\psi_3}{\dot{E}_{ex} + \dot{m}_{\text{FPHSC-SS,wa}}\psi_{wa} + \dot{m}_{\text{FPHSC-SS}}\psi_1}}{\frac{\dot{m}_{\text{SAH-HDH}}\psi_3}{\dot{E}_{ex} + \dot{m}_{\text{SAH-HDH,wa}}\psi_{wa} + \dot{m}_{\text{SAH-HDH}}\psi_1}} \approx \frac{\dot{m}_{\text{FPHSC-SS}}}{\dot{m}_{\text{SAH-HDH}}}
\end{aligned} \tag{2}$$

$\dot{m}_{\text{FPHSC-SS,wa}}\psi_{wa} + \dot{m}_{\text{FPHSC-SS}}\psi_1$ ve $\dot{m}_{\text{SAH-HDH,wa}}\psi_{wa} + \dot{m}_{\text{SAH-HDH}}\psi_1$, $\dot{E}_{ex}$ 'nin yanında ihmal edilebilir (Welepe et al., 2022).

$$\begin{aligned}
r_{wa} &= \frac{\text{FPHSC} - \text{SS}'\text{in optimum kuru hava kütle debisi}}{\text{SAH} - \text{HDH}'\text{in optimum kuru hava kütle debisi}} = \frac{\dot{m}_{\text{FPHSC-SS}}(\omega_3 - \omega_1)}{\dot{m}_{\text{SAH-HDH}}(\omega_3 - \omega_1)} \\
&= \frac{\dot{m}_{\text{FPHSC-SS}}}{\dot{m}_{\text{SAH-HDH}}}
\end{aligned} \tag{3}$$

Bu sonuç, Şekil 3.1'deki psikrometrik grafikte, bu iki sistemin su buharlaşma süreçlerinin aynı başlangıç noktasına (nokta 1) ve aynı bitiş noktasına (nokta 3) sahip olmasından kaynaklanmaktadır.

İkinci olarak, (Welepe et al., 2022)'de gösterildiği gibi, her iki sisteme giren ortam havasının sıcaklık ve nemine, püskürtülecek sıvı suyun sıcaklık ve basıncına bağlı olmaksızın, her zaman $\dot{m}_{\text{FPHSC-SS}} > \dot{m}_{\text{SAH-HDH}}$ olduğu ve Denklem (1), (2) ve (3)'e göre, FPHSC-SS sisteminin enerji verimi, ekserji verimi ve buharlaştırılabilen maksimum su kütleli akış hızı, SAH-HDH sistemininkinden daha yüksek olmaktadır. Dahası, sistemlerin aynı yoğuşturucuları kullandıklarından, yoğuşturucu çıkışında eşit hava sıcaklıkları için FPHSC-SS'nin tatlı su üretkenliği her zaman SAH-HDH'ninkinden yüksek olacaktır. Bu nedenle, genel olarak, FPHSC-SS sistemi, SAH-HDH sisteminden daha verimlidir.

Ayrıca, optimum performansta, yani türbülanslı hava akış rejiminde, performanslarının oranı olan $\dot{m}_{FPHSC-SS}/\dot{m}_{SAH-HDH}$ 1,3 ile 3,4 arasında değişir. Bu oran hem güneş ışınlamalarının azalmasıyla hem de FPHSC-SS'nin kütleli oranı y arttıkça, yani 1'e yaklaştıkça, artar. Bu y olan oran, buharlaşma öncesinde emici yüzeye dokunan suyun kütleli akış hızı ile HSC'ye püskürtülen toplam suyun kütleli akış hızı arasındaki oranı temsil eder.

Bu analizler, 300 W/m² ila 900 W/m² arasında değişen güneş ışınlamaları ve 0 ila 0,8 arasında değişen y değeri için gerçekleştirilmiştir. $y = 1$ değeri, püskürtülen suyun tüm akışının emici yüzeye dokunduğu, ısındığı ve ardından buharlaştığı durumu temsil eder. Bu değer hesaplamalara dahil edilmemiştir çünkü türbülanslı hava akımı ve mevcut HSC konfigürasyonu ile birlikte belirli bir su miktarı emici yüzeyi dokunmadan hava akımı tarafından taşınıp hava içinde doğrudan buharlaşacaktır. Bu nedenle, FPHSC-SS'in optimum tatlı su üretkenliği, 900 W/m² güneş ışınlamaları, 2 m²'lik FPHSC ve y değeri olan 0,8 için 2,923 kg/saat olarak değerlendirilmiştir.

Son olarak, bu sonuçlar aynı zamanda iklimlendirme sistemlerinde de kullanılabilir. Yani, daha büyük verimlilikler elde etmek için, havanın önce ısıtıldığı ve ardından adyabatik olarak nemlendirildiği konfigürasyonlar (Örneğin, Şekil 3.1'de 1-4-3 yolu) yerine havanın ön nemlendirildiği ve ardından hem ısıtılıp hem de nemlendirildiği (Örneğin, Şekil 3.1'de 1-2-3 yolu) konfigürasyonlar gerçekleştirilebilir. FPHSC-SS'nin performansını artırmak için tasarlanmış olan PHSC-SS 4. Bölümde verilmiştir.

BÖLÜM 4

PARABOLİK OLUKLU NEMLENDİRİCİ GÜNEŞ KOLEKTÖRÜ TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ

4. PARABOLİK OLUKLU NEMLENDİRİCİ GÜNEŞ KOLEKTÖRÜ TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ

4.1 Gereç ve Yöntem

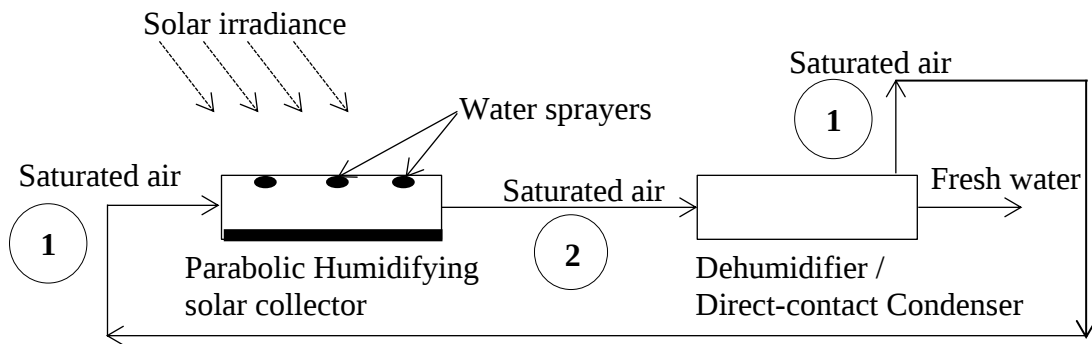
4.1.1 Sistem çalışma prensibi

Bu 4. Bölüm, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi'nde değerlendirme seviyesinde bulunan (Welepe N. et al., n.d.)'ın çalışmasından kaynaklanmaktadır.

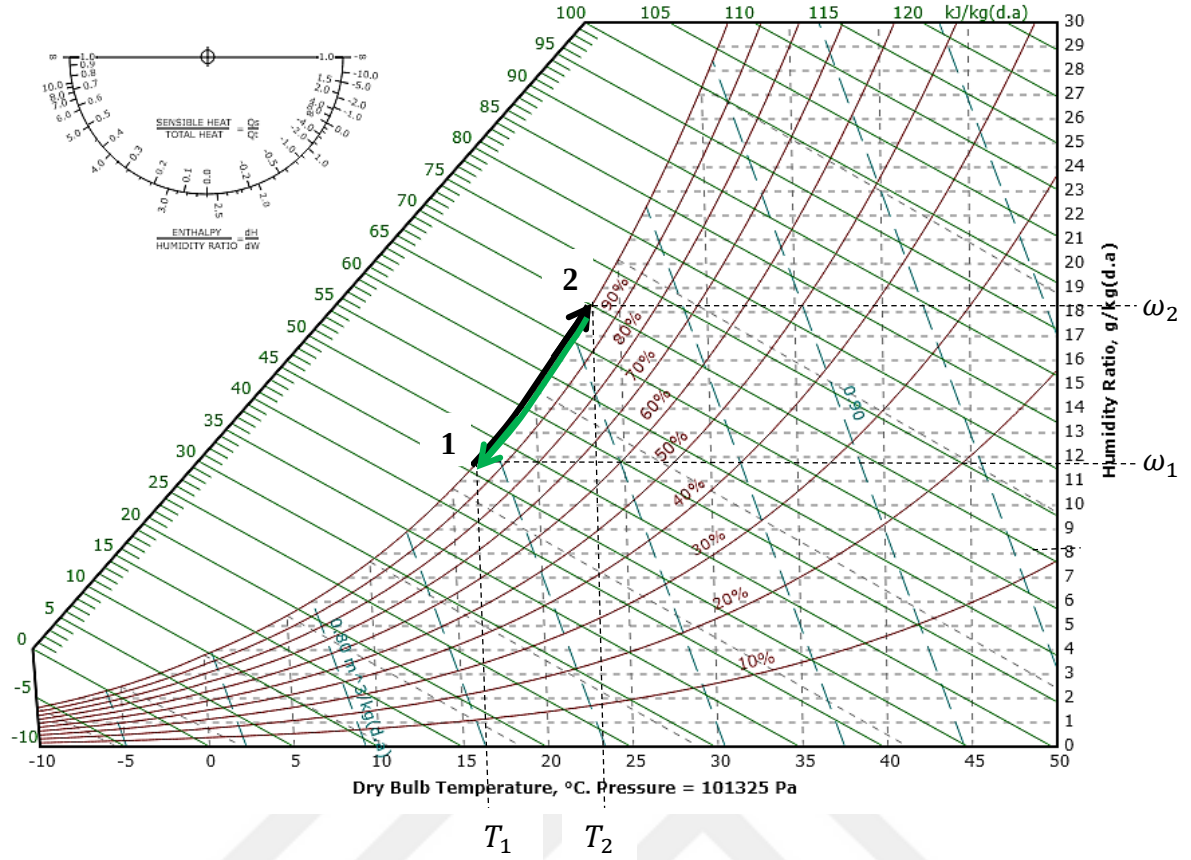
2.4. bölümde açıklandığı gibi, PHSC-SS FPHSC-SS'nin geliştirilmiş bir versiyonunu temsil etmektedir. Bu geliştirme, bir parabolik oluklu güneş konsantratörü ve ısı toplayıcı veya emici elemanı (HCE) olarak bir vakum tüplü kolektörün (ETC) kullanımına dayanmaktadır. FPHSC-SS gibi, hava bağıl neminin değişimlerine bağlı olarak su damlacıklarının buharlaşmasıyla çalışmaktadır.

Başka bir iyileştirme, sistemin ayak izini azaltmak için adyabatik ön nemlendiricinin (Şekil 3.1'de 1-2 yolu) ortadan kaldırılması ve kapalı hava döngüsünde sistemin çalışmasıdır. Sonuç olarak, PHSC-SS içinde hava doymun halinde kalır ve Şekil 4.2'de gösterildiği gibi 1-2 yolu (ETC içinde ısıtma ve nemlendirme) sonra 2-1 yolunu (doğrudan temaslı bir yoğuşturucu içinde soğutma ve nem alma) takip eder. Doğrudan temaslı bir yoğuşturucunun havayı doymuş haline tutmak için kullanılması ve elde edilen toplam tatlı suyun saflığını sağlamak için tatlı su ile çalışması gerekmektedir (Welepe N. et al., n.d.).

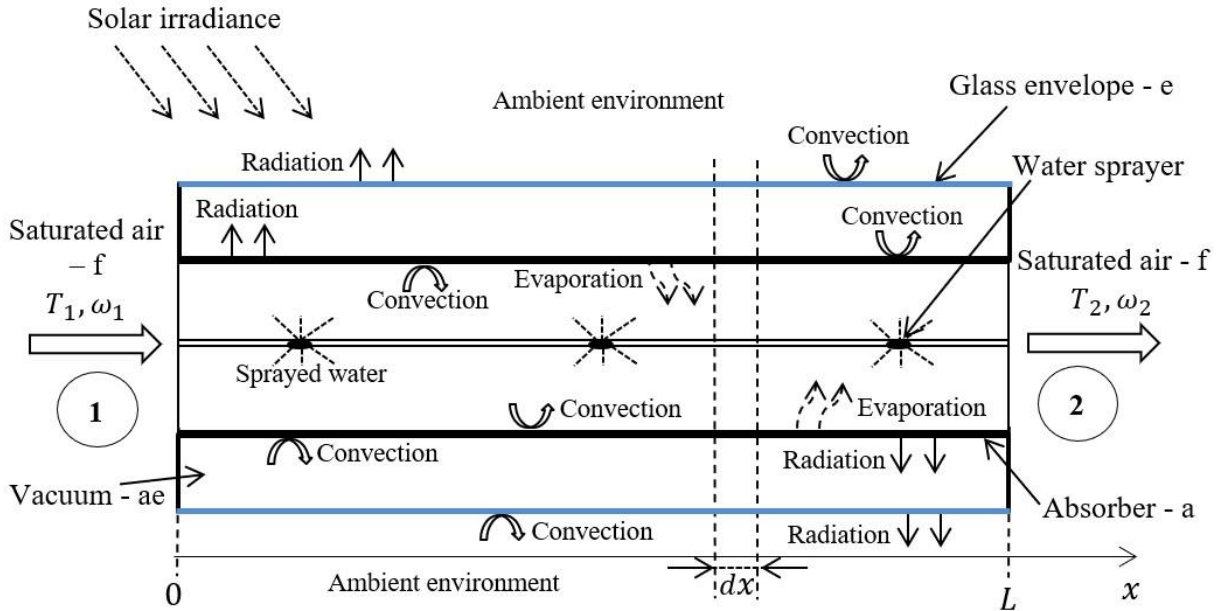
Şekil 4.1, PHSC-SS'nin şematik diyagramını göstermektedir. Şekil 4.3 ve 4.4, sırasıyla HCE'nin boyamsal kesit görünümünü ve enine kesit görünümünde buharlaşma sürecindeki ısı transfer mekanizmalarını sunmaktadır. Şekil 4.5 ise ısı devresini göstermektedir.



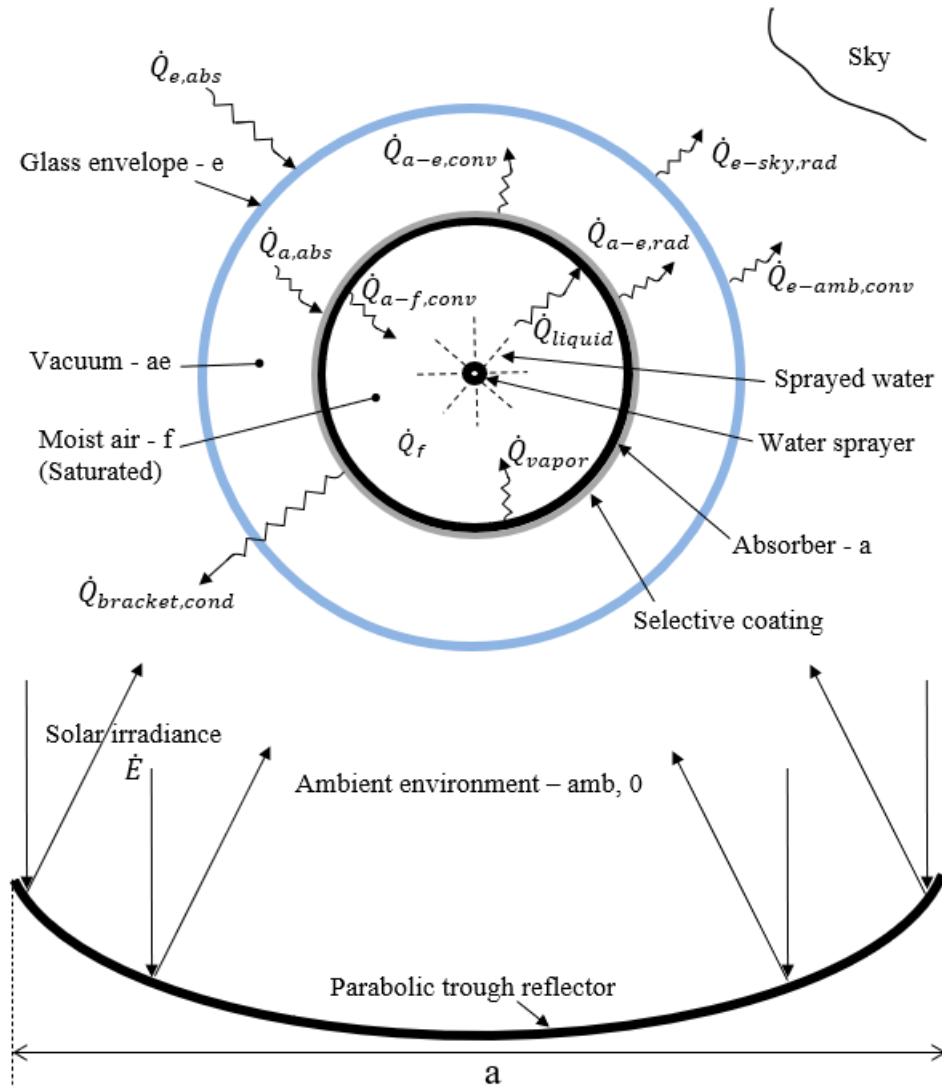
Şekil 4.1 Kapalı hava/açık su döngüsünde çalışan PHSC-SS'nin şematik diyagramı (Welepe N. et al., n.d.)



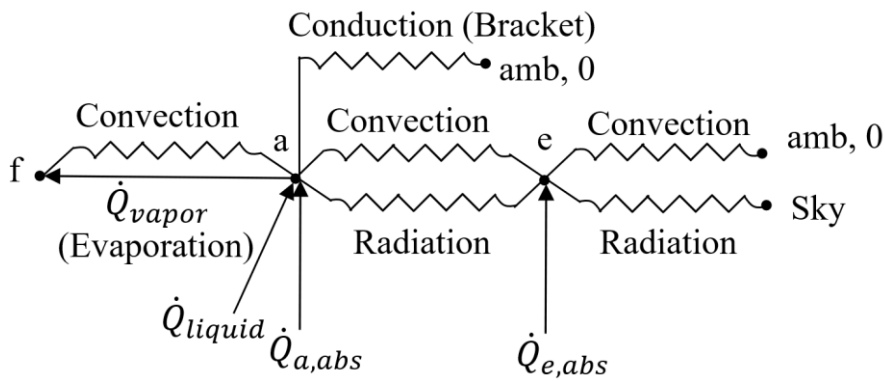
Şekil 4.2 Kapalı hava/açık su döngüsünde çalışan PHSC-SS'nin psikrometrik grafikteki hava yolu (FlyCarpet, 2021; Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.)



Şekil 4.3 PHSC'nin HCE'sinin boylamsal kesit görünümü: içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011; Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.; Yılmaz & Mwesigye, 2018)'den uyarlanmıştır



Şekil 4.4 PHSC'nin enine kesit görünümü: içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011; Welepe N. et al., n.d.; Yılmaz & Mwesigye, 2018)'den uyarlanmıştır



Şekil 4.5 PHSC'nin ısı devresi (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011; Welepe N. et al., n.d.)'den uyarlanmıştır

4.1.2 Sistem performans analizi yöntemi

Bu sistemin termodinamik analizi ile ilgili denklemler, Ek.1 ve (Welepe N. et al., n.d.)’de sunulmuştur. Kullanılan HCE'nin termodinamik analizi (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011)’da doğrulanmıştır. Ayrıca, FPHSC-SS’nin model doğrulamasında olduğu gibi Fick yayılım kanunu kullanılarak daha da doğrulanmıştır (Welepe N. et al., n.d.). Bu nedenle, mevcut termodinamik analizin güvenilir sonuçlar sağlayacağı söylenebilmektedir.

İncelenen performans parametreleri gerekli kuru hava kütleli akış hızı, buharlaştırılabilir maksimum su kütleli akış hızı (Çalışma prensibinden emici yüzeye püskürtülebilen su kütleli akış hızı ve tatlı su üretkenliğine eşdeğerdir), enerji ve ekserji verimleridir. Tablo 4.1’de PHSC-SS’nin faydalı boyutları ve çalışmayı gerçekleştirmek için gereken diğer parametreler sunulmaktadır.

Tablo 4.1 PHSC-SS’nin boyutları, ortam sıcaklığı ve püskürtülen suyun sıcaklığı (Welepe N. et al., n.d.)

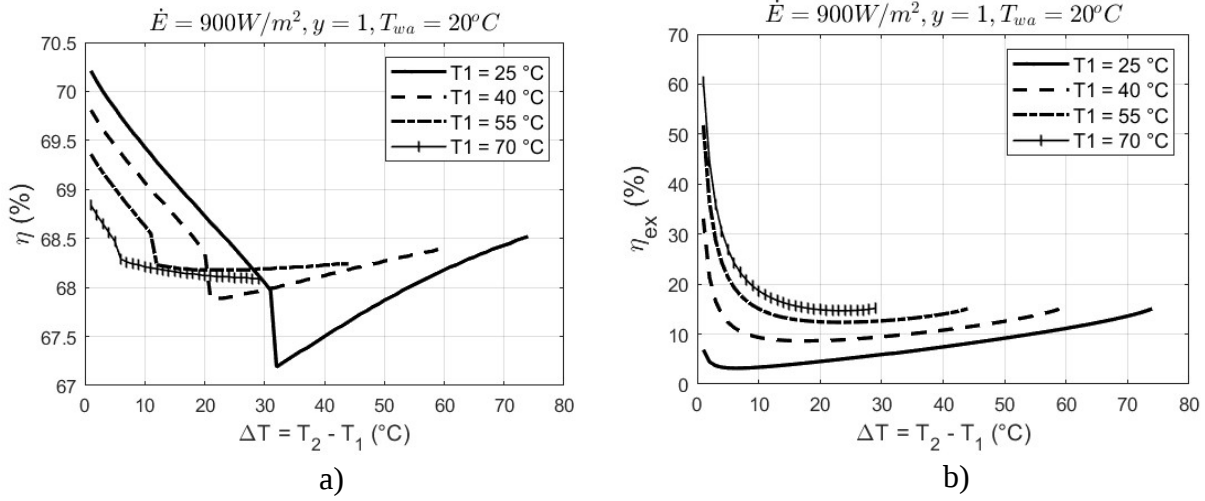
Nicelik	Değer (m)	Nicelik	Değer (m)	Nicelik	Değer
$d_{a,ext}$	0,097	$d_{e,int}$	0,117	n_b	2
$d_{a,int}$	0,095	a	1	T_{amb}	25 °C
$d_{e,ext}$	0,121	L	2	T_{wa}	20 °C

Araştırma, gelen güneş ışınlamı (900 W/m², 600 W/m², 300 W/m²), HCE girişindeki hava sıcaklığı (25 °C, 40 °C, 55 °C, 70 °C) ve HCE girişi ile çıkışı arasındaki hava sıcaklığı değişimidir (1 ila 74 °C, çıkış sıcaklığı 100 °C’den az) olan hesaplama parametreleri izlenerek gerçekleştirilmiştir. Bu büyüklükler, sistemin performansını etkileyebilecek en önemli parametrelerdir (Welepe N. et al., n.d.).

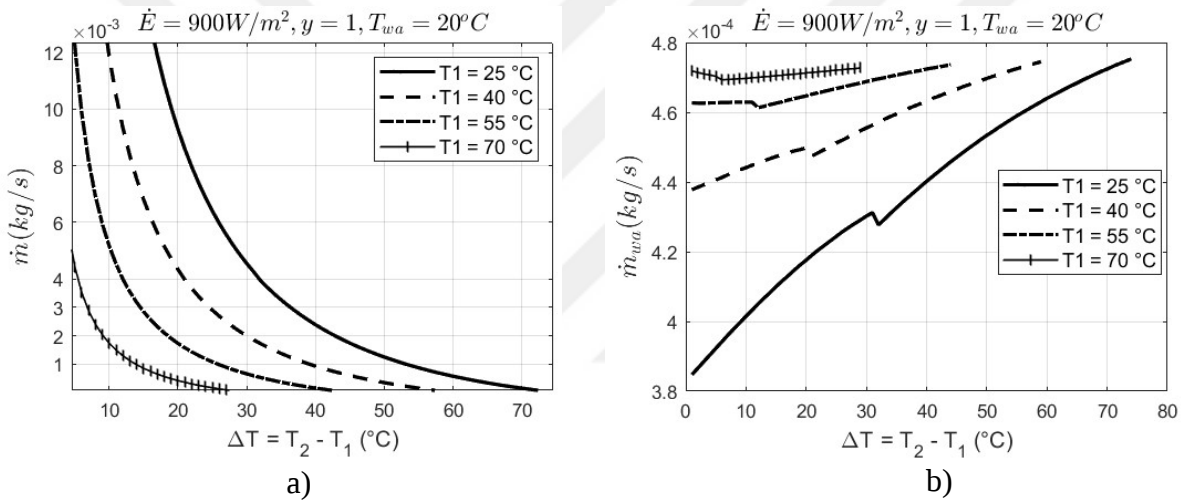
Bu çalışmada, Enerji Denklem Çözücü (EES) yazılımı, enerji ve ekserji denklemlerinin çözülmesi için kullanılmıştır. Bu nedenle, kaynak kodunda yer alan termodinamik ve fiziksel özelliklerle ilgili ilişkiler açıkça sunulmamaktadır. Performans parametrelerinin eğrileri ise MATLAB yazılımında çizilerek analiz edilmiştir.

4.2 Bulgular ve Tartışma

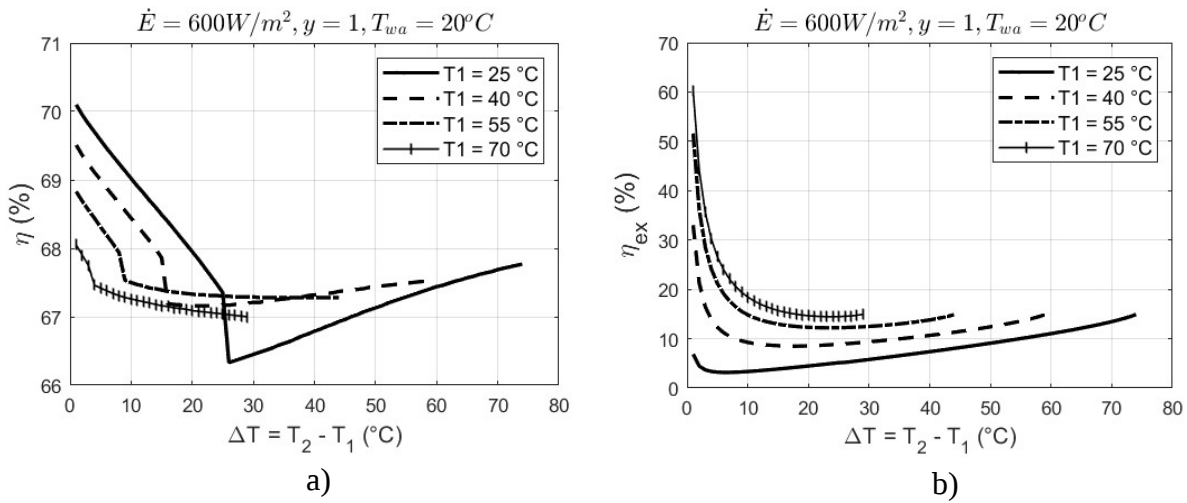
Sistemin performans eğrileri, 900 W/m², 600 W/m², 300 W/m² gelen güneş ışınlamı için Şekil 4.6 – 4.11’de sunulmaktadır.



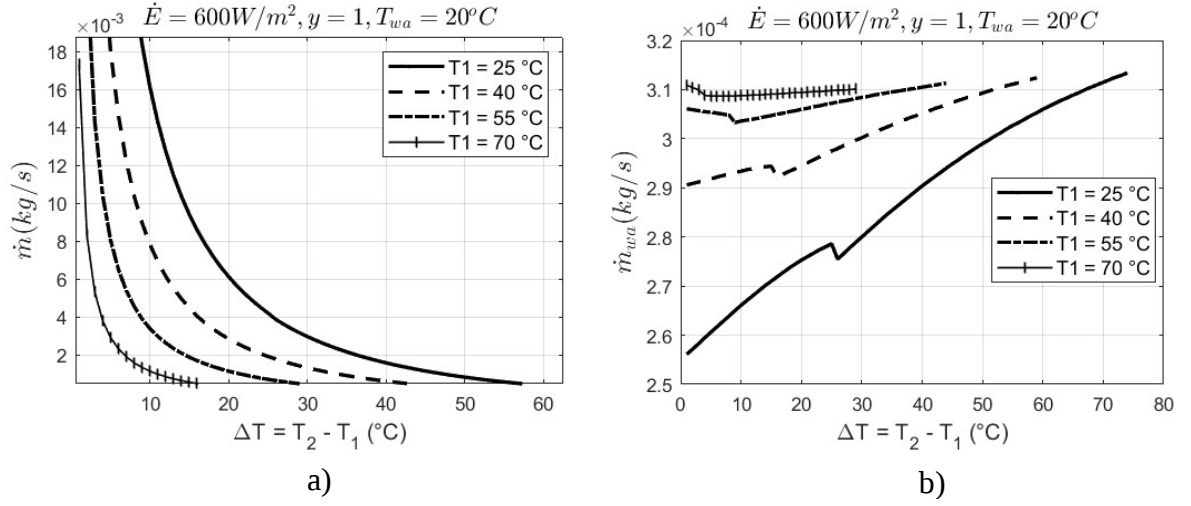
Şekil 4.6 $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Enerji verimi, b) Ekserji verimi (Welepe N. et al., n.d.)



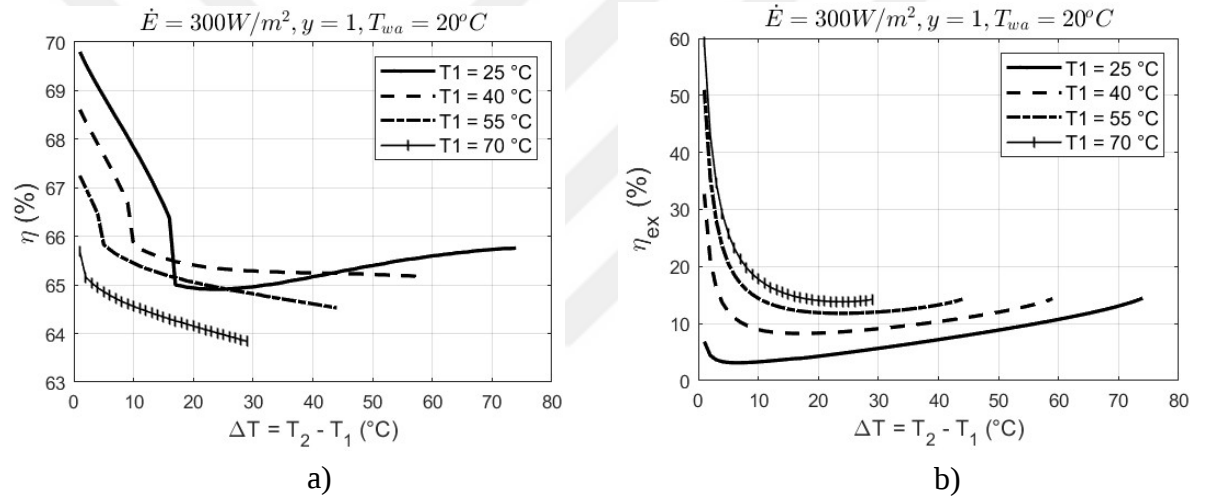
Şekil 4.7 $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Kuru hava kütleli akış hızı, b) Püskürtülebilen su kütleli akış hızı veya tatlı su üretkenliği (Welepe N. et al., n.d.)



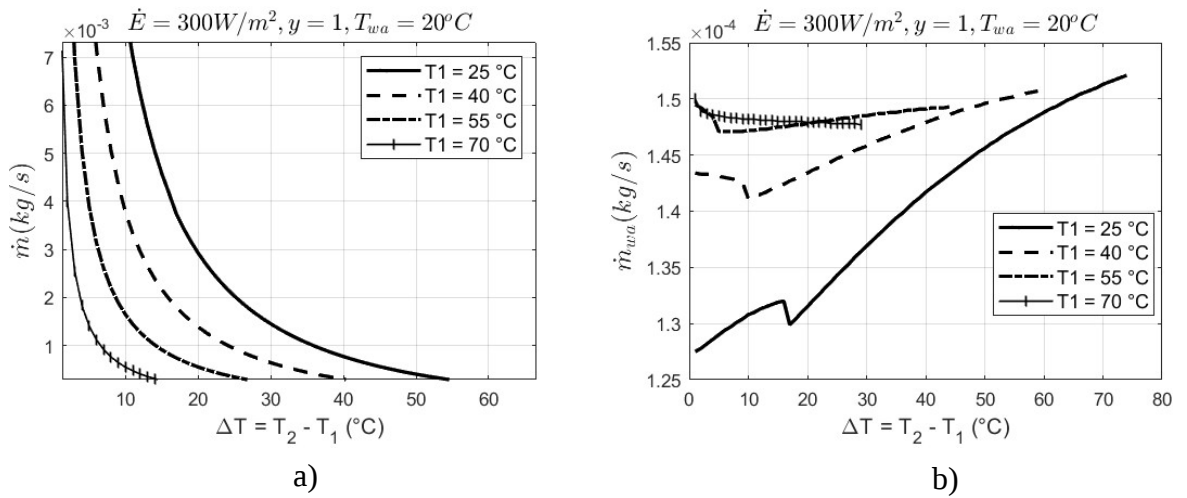
Şekil 4.8 $\dot{E} = 600 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Enerji verimi, b) Ekserji verimi (Welepe N. et al., n.d.)



Şekil 4.9 $\dot{E} = 600 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Kuru hava kütleli akış hızı, b) Püskürtülebilen su kütleli akış hızı veya tatlı su üretkenliği (Welepe N. et al., n.d.)



Şekil 4.10 $\dot{E} = 300 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Enerji verimi, b) Ekserji verimi (Welepe N. et al., n.d.)



Şekil 4.11 $\dot{E} = 300 \text{ W/m}^2$ için PHSC-SS'nin performansı. a) Kuru hava kütleli akış hızı, b) Püskürtülebilen su kütleli akış hızı veya tatlı su üretkenliği (Welepe N. et al., n.d.)

Bu sistemin analizinin ilk sonucu, kapalı hava döngüsüyle çalışıp FPHSC-SS'nin ön nemlendiricisini ortadan kaldırarak FPHSC-SS'den daha küçük bir ayak izine sahip olduğunu ortaya koymaktadır. Buna ek olarak, FPHSC-SS'nin türbülanslı hava akışları altında optimum performansı, özellikle optimum tatlı su üretkenliği ulaştığına karşın, Şekil 4.7, 4.9 ve 4.11'de gösterildiği gibi PHSC-SS düşük hava akış hızlarıyla yani laminar hava akışları altında optimum tatlı su üretkenliğine ulaşmaktadır. Başka bir deyişle, hava akış hızı ne kadar düşükse, PHSC-SS'nin performansı (özellikle tatlı su üretkenliği) o kadar artar. Ayrıca, bu düşük hava akış hızı nedeniyle, tüm püskürtülen sıvı su damlacıklarının buharlaşmadan önce emici yüzey ile temas etmesi mümkündür ($\gamma = 1$). Bu, emici yüzeyden su buharlaşması yoluyla maksimum ısı çıkarılmasını sağlamaktadır.

Bu sonuç, emici yüzeyden optimum ısı çıkarılması için artık yüksek hava akış hızlarına gerek olmadığı anlamına gelmekte ve aşağıdaki hususlardan kaynaklanmaktadır:

- Güneş enerjisini HCE'ye yoğunlaştıran ve alanını en aza indiren parabolik oluklu güneş reflektörünün kullanılması. Bu azaltılmış alanın da dış ortama olan ısı kayıplarını indirmesi,
- ETC'nin HCE olarak kullanılmasının, cam zarf kaplamasının düşük yayıcılığı ve yüksek geçirgenliği, emici yüzey kaplamasının düşük yayıcılığı ve yüksek soğurganlığı, ve halka bölgesindeki vakum ile ısı kayıplarını daha da en aza indirmesi,
- Su damlacıklarının buharlaşmasının, emici yüzeyden ısı çıkarımını optimum hale getirmesidir.

PHSC-SS'nin dezavantajı, FPHSC-SS'ye kıyasla daha fazla uzmanlık gerektiren üretim sürecinde yatmaktadır. Ayrıca, düşük hava akış hızları (PHSC-SS'de 0,00042 kg/s'ye karşı FPHSC-SS'de 0,1 kg/s) minimum su buharı taşımaktadır. Ancak, bu düşük hava akış hızları, daha yüksek buharlaşma sıcaklığı (atmosferik basıncında PHSC-SS'de 80 ila 99 °C'ye karşı FPHSC-SS'de 50 °C'nin altında) ile kısmen dengelemektedir. Ayrıca, HCE'ninden geçen hava akış sıcaklığının (atmosferik basıncında 70 ila 99 °C), FPHSC'ninden geçen hava akış sıcaklığından (atmosferik basıncında 25 ila 30 °C) daha yüksek olması, HCE'deki havanın kilogram başına daha fazla su buharını taşıyabildiğini sağlar.

Bu bağlamda, PHSC-SS'nin optimum tatlı su üretkenliği, 900 W/m²'lik güneş ışıınımı, 2 m²'lik parabolik oluklu güneş konsantratörü ve γ değerinin 1'e eşit olduğu dikkate alındığında 1,697 kg/saat olarak değerlendirilmiştir (Welepe N. et al., n.d.). Buna karşılık, 3. bölümde bahsettiği gibi FPHSC-SS'nin aynı güneş ışıınımı ve toplayıcı boyutu için değerlendirilen tatlı su üretkenliği 2,923 kg/saat olarak belirlenmiştir (Welepe et al., 2022).

Ancak, 2,923 kg/saat değeri, yoğuşturucu giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları sırasıyla 27 °C ve 20 °C için elde edilmiştir. FPHSC-SS'den tatlı su elde etmek için 20 °C olan yoğuşturucu çıkışındaki hava sıcaklığından düşük sıcaklığı olan soğutma suyunun yoğuşturucu içinde kullanması gerektiği anlamına gelir. Böyle bir soğutma suyu doğal olarak veya çevresel su olarak mevcut değilse, soğutma suyu sıcaklığını düşürmek için bir soğutma cihazı kullanılmalıdır. Bu durum, sistemin ayak izi, maliyeti ve enerji tüketimini artırmaktadır. Ayrıca yoğuşturucu çıkışındaki hava sıcaklığı aynı giriş sıcaklığında 20 °C'den 22 °C ve 24 °C'ye yükseldiğinde, tatlı su üretkenliği sırasıyla 2,2 kg/saat ve 1,4 kg/saat'e düşer (Welepe et al., 2022), ve ek bir soğutma cihazının kullanılması hala gereklidir.

Öbür tarafta, PHSC-SS'deki düşük hava akış hızının, hava üfleyicilerinin daha az enerji tüketmesi ve daha küçük bir yoğuşturucu kullanılması anlamına geldiğini belirtmek önemlidir. Bu, sistemin ayak izini daha da azaltıp sistemin bileşenlerinde oluşan titreşimleri en aza indirmektedir. Ek olarak, yoğuşturucu girişindeki yüksek hava sıcaklıkları (70 ila 99 °C, FPHSC-SS için 25 ila 30 °C'ye kıyasla), yoğuşturucudaki ısı değişimini ve dolayısıyla buhar yoğuşması sürecini kolaylaştırıp tatlı su üretimini artırmaktadır.

Ayrıca yoğuşturucu içinde kullanılan soğutma suyu için geniş bir sıcaklık aralığını sağlar. Örneğin, PHSC-SS'nin yoğuşturucu girişindeki hava sıcaklığı 90 °C ise, bu değerin altındaki bir soğutma suyu sıcaklığı (örneğin, 50 °C), su buharının yoğuşmasına neden olur. Aksine, FPHSC-SS'de yoğuşturucu girişindeki hava sıcaklığı 30 °C olduğunda, 50 °C'deki soğutma suyu su buharının yoğuşmasına neden olamaz. Tüm bu avantajlar, PHSC-SS'nin FPHSC-SS'ye kıyasla makul bir tercih olduğunu göstermektedir.

Sonuç olarak, PHSC-SS'nin üst sınırına gelindiğinde hava akış hızı sıfır olur. Bu durum, su damlacıklarının emici yüzeyle temas ettiğinde kaynamayla buharlaşarak, havanın bağlı nemindeki değişimler tarafından sürülen buharlaşma ihtiyacını ortadan kaldıran bir sisteme karşılık gelir. Bu senaryoda üretilen su buharı mekanik bir buhar çıkartıcı tarafından yoğuşturucu içine çekilmelidir. Böylece hava akımı yerine mekanik bir buhar çıkartıcı kullanılmaktadır. Bu senaryo, literatürde daha önce yayınlanmamış ve sonraki 5. Bölümde kapsamlı bir şekilde incelenecek olan su damlacıkları kaynama tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemini (WDB-SS) tanıtır.

BÖLÜM 5

SU DAMLACIKLARI KAYNAMA TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ

5. SU DAMLACIKLARI KAYNAMA TABANLI GÜNEŞ ENERJİLİ SU DAMITMA SİSTEMİ

5.1 Gereç ve Yöntem

5.1.1 Sistem çalışma prensibi

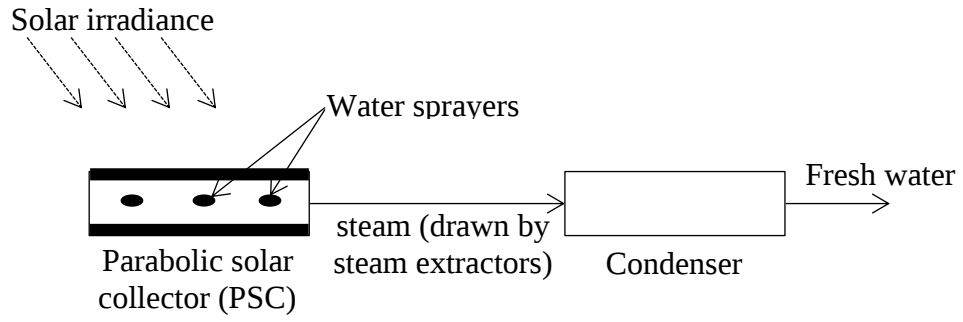
FPHSC-SS (Welepe et al., 2022) ve PHSC-SS (Welepe N. et al., n.d.)'nin aksine, WDB-SS hava akışı olmadan çalışmaktadır. Su damlacıklarının kaynaması yoluyla buharlaşma prensibine dayanmaktadır. Bu sistemin daha önceki bir araştırmanın veya yayının konusu olmadığı dikkate değerdir.

Bu sistemde, emici yüzey güneş ışınımını alıp, ısıtıp ve HCE'nin içindeki basınçta buharlaştırılacak suyun kaynama noktasına eşit veya daha büyük bir sıcaklığa ulaşır. Ardından, ince suyun damlacıkları düzgün bir şekilde emici yüzeyine püskürtülüp, anında ısıtılıp kaynama yoluyla buharlaşır. Oluşan su buharları, mekanik bir buhar çıkartıcı tarafından yoğunlaştırıcı içine çekilir ve yoğunlaşma yoluyla tatlı su üretilir. Bu, su buharlarının sıcaklığının HCE'nin iç basıncında doymuş buharın sıcaklığına denk geldiği anlamına gelir.

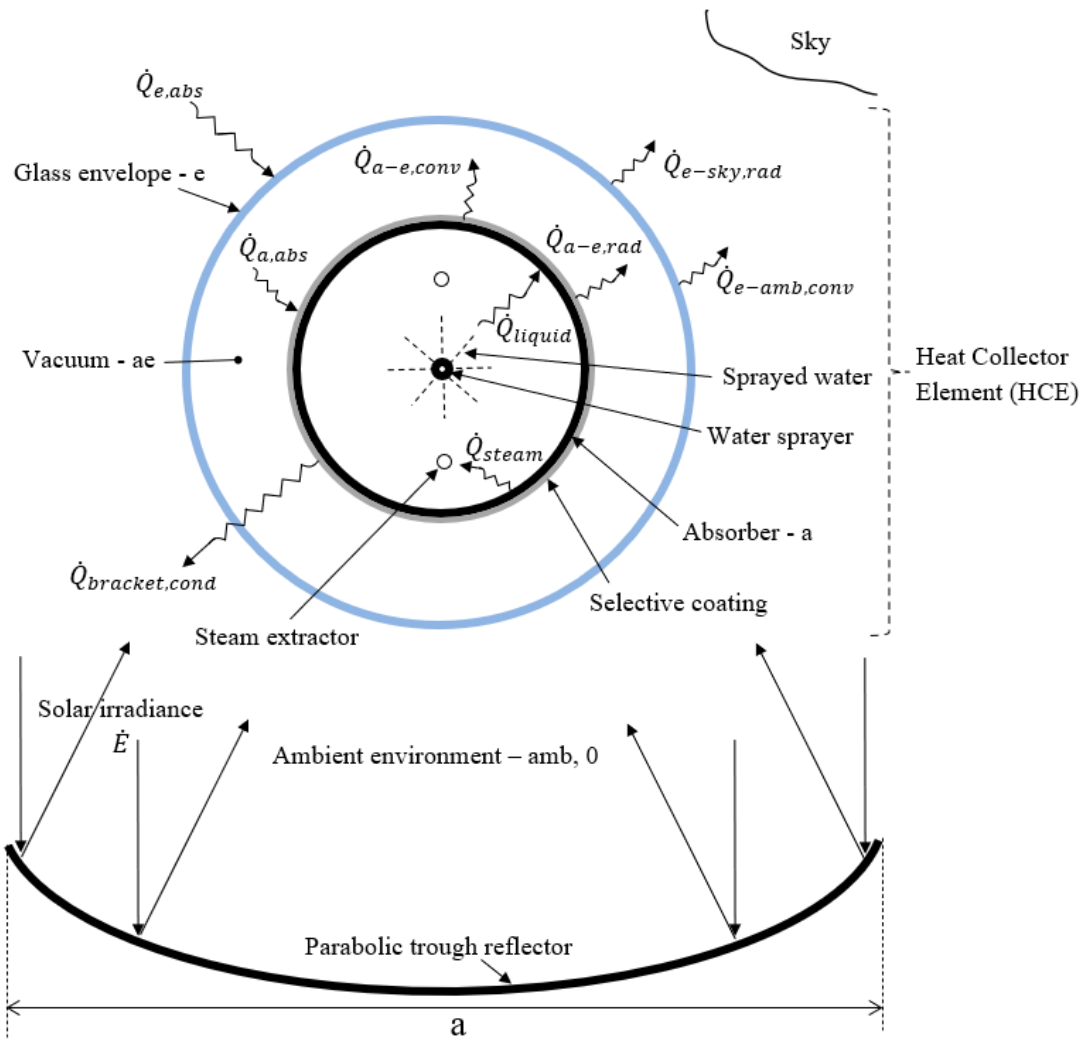
Ayrıca, kaynama yoluyla buharlaştırılabilir maksimum su miktarı HCE'ye verildiğinden HCE'den sıvı su boşaltılmamaktadır. Dahası, üretilen tüm su buharlarının tamamen yoğunlaşarak tatlı suya dönüştüğü varsayılmaktadır. Bu nedenle, tatlı su üretkenliği, buharlaşan su akış hızı ve püskürtülen sıvı su akış hızı birbirine eşittir. İç basıncı istenilen değerde sabit tutmak için sistem Şekil 5.1'de gösterildiği gibi kapalıdır.

Püskürtülecek su miktarı ve HCE'nin iç basıncının kontrolü, gelen güneş ışınımına ve dış ortama olan enerji kayıplarına göre su pompasına ve buhar çıkartıcıya dinamik olarak komut veren bir elektronik kontrolör ve sensör sistemi ile sağlanır. İlk olarak, HCE'nin iç basıncı ve emici yüzeyin sıcaklığı seçilir, ardından 5.2. bölümdeki termodinamik denklemlerin çözümüyle püskürtülecek su miktarı belirlenir. Optimum değerler sistem performans değerlendirmesinden sonra belirlenecektir.

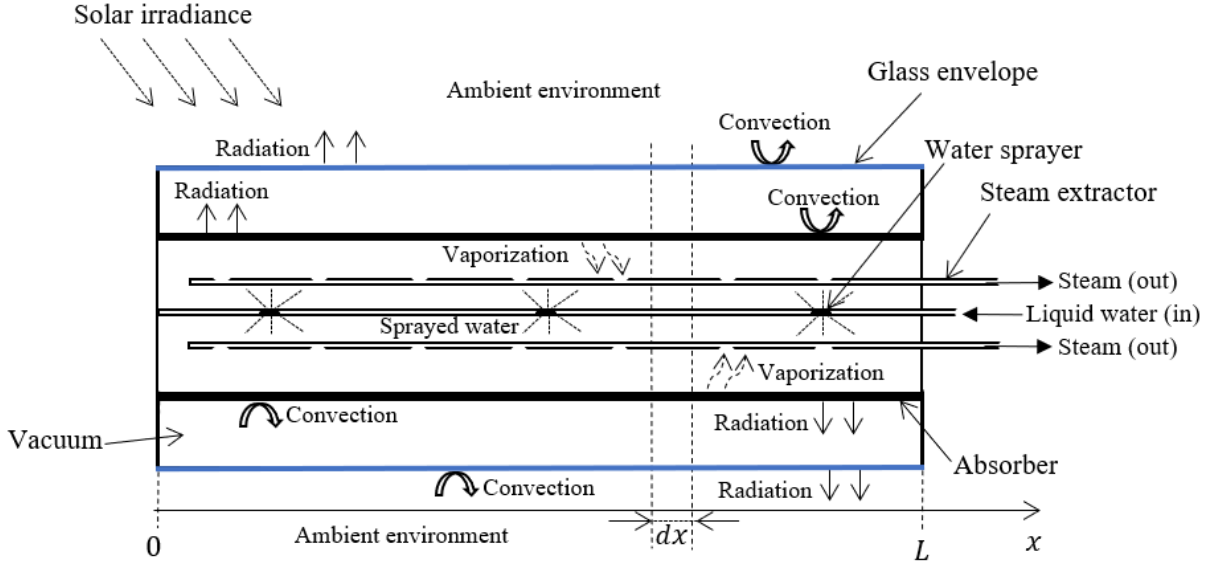
Şekil 5.1, 5.2, 5.3 ve 5.4, WDB-SS'nin şematik diyagramını, PSC'nin enine kesit görünümünü, HCE'nin boylamsal kesit görünümünü ve ısı devresini sırasıyla göstermektedir.



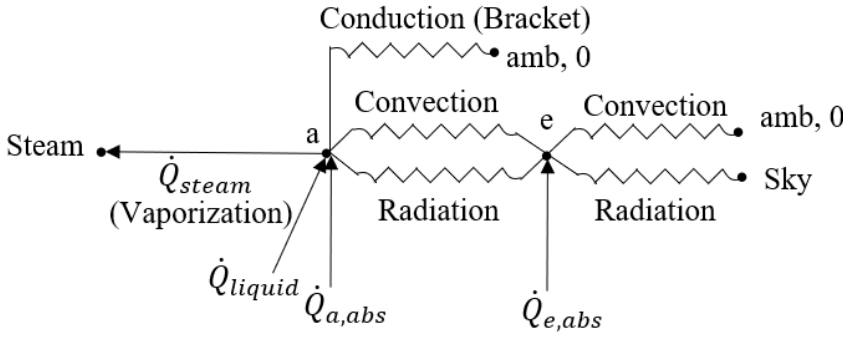
Şekil 5.1 WDB-SS'nin şematik diyagramı



Şekil 5.2 Parabolik güneş kolektörü'nün enine kesit görünümü: içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011; Welepe N. et al., n.d.; Yılmaz & Mwesigye, 2018)'den uyarlanmıştır



Şekil 5.3 WDB-SS'nin HCE'sinin boylamsal kesit görünümü: içinde ve etrafında gerçekleşen ısı transfer mekanizmaları- (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011; Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.; Yılmaz & Mwesigye, 2018)'den uyarlanmıştır



Şekil 5.4 HCE'nin ısı devresi - (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011; Welepe N. et al., n.d.)'den uyarlanmıştır

5.1.2 Sistem performans analizi yöntemi

Bu çalışmada kullanılan HCE'nin termodinamik analizi (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011; Welepe N. et al., n.d.)'da doğrulanmıştır. Bu nedenle, mevcut termodinamik analizin güvenilir sonuçlar vereceği söylenebilmektedir.

İncelenen performans parametreleri buharlaşan su kütleli akış hızı (5.1. bölümde açıklandığı gibi tatlı su üretkenliğine eşdeğerdir), enerji ve ekserji verimleridir. Tablo 5.1'de WDB-SS'nin faydalı boyutları ve çalışmayı gerçekleştirmek için gereken diğer parametreler sunulmaktadır. Bu boyutlar ve parametreler PHSC-SS'ninkilerle aynıdır.

Tablo 5.1 WDB-SS'nin boyutları, ortam sıcaklığı ve püskürtülen suyun sıcaklığı (Welepe N. et al., n.d.)

Nicelik	Değer (m)	Nicelik	Değer (m)	Nicelik	Değer
$d_{a,ext}$	0,097	$d_{e,int}$	0,117	n_b	2
$d_{a,int}$	0,095	a	1	T_{amb}	25 °C
$d_{e,ext}$	0,121	L	2	T_{wa}	20 °C

Araştırma, sistem performansını etkileyebilecek en önemli iki parametre olan güneş ışımasını (900 W/m^2 , 600 W/m^2 , 300 W/m^2) ve üretilen su buharının sıcaklığı (25 °C , 50 °C , 75 °C , 100 °C) izlenerek gerçekleştirilmiştir.

Bölüm 5.1'de belirtildiği gibi buhar sıcaklığının HCE'nin iç basıncındaki doymuş buharın sıcaklığına karşılık geldiğini hatırlamak önemlidir. Ardından, bu basınç da su pompası ve buhar çıkartıcıya dinamik olarak komut veren bir elektronik kontrolör ve sensör sistemi tarafından kontrol edilen seçilen bir değerdir.

PHSC-SS'nin performans analizinde olduğu gibi bu çalışmada, Enerji Denklem Çözücüsü (EES) yazılımı, enerji ve ekserji denklemlerinin çözülmesi için kullanılmıştır. Bu nedenle, kaynak kodunda yer alan termodinamik ve fiziksel özelliklerle ilgili ilişkiler açıkça sunulmamaktadır. Performans parametrelerinin eğrileri ise MATLAB yazılımında çizilerek analiz edilmiştir.

5.2 Termodinamik Analizi

5.2.1 Varsayımlar

Bu çalışma, aşağıdaki varsayımlar temelinde gerçekleştirilmiştir:

- Bir boyutlu (1B) ve kararlı durum analizi. Bu analiz seviyesi, kısa parabolik güneş kolektörleri için (uzunluğu 100 metreden az olanlar) güvenilir sonuçlar verir (Forristall, 2003).
- HCE'nin iç basıncı sabittir. Çünkü üretilen su buharları sürekli olarak bir buhar çıkartıcı tarafından HCE'den yoğunlaştırıcıya çekilmektedir.
- HCE içindeki hava ve su buharı taşınımı, su buharlarının buhar çıkartıcı tarafından zorlanmış çıkarımı karşısında ihmal edilebilir düzeydedir. Bu nedenle, emici yüzey ile hava veya su buharı arasındaki taşınım denklemlerde dikkate alınmamaktadır.

- HCE içine püskürtülen su damlacıkları, emici yüzeye yapışıp, hemen ısınıp ve flaş buharlaşma ile buharlaşmaktadır.
- Buhar çıkartıcı tarafından hiçbir su damlacığı taşınmamakta ve HCE'den dışarıya su atılmamaktadır.
- Üretilen tüm su buharlarının tamamen yoğunlaşarak tatlı suya dönüşmektedir.

5.2.2 WDB-SS'nin enerji analizi

5.2.2.1 Enerji denge denklemleri

- Cam zarfın enerji denklemi

$$\dot{Q}_{e,abs} + \dot{Q}_{a-e,rad} + \dot{Q}_{a-e,conv} = \dot{Q}_{e-sky,rad} + \dot{Q}_{e-amb,conv} \quad (4)$$

Dış ortam parametrelerinin sabit ve bilindiği kabul edilir. Emici yüzey sıcaklığı bir parametre olarak seçilip ve HCE'nin iç basıncında buharlaştırılacak suyun kaynama sıcaklığına eşit veya daha büyük olmaktadır. Dolayısıyla, cam zarf sıcaklığı bu denklemin tek bir bilinmeyendir.

- Emici yüzey enerji denklemi

$$\dot{Q}_{a,abs} = \dot{Q}_{a-e,rad} + \dot{Q}_{a-e,conv} + \dot{Q}_{a,vap} + \dot{Q}_{bracket,cond} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{a,vap} = \dot{Q}_{steam} - \dot{Q}_{liquid} \quad (6)$$

Benzer bir şekilde, su buharı sıcaklığı, HCE'nin iç basıncındaki doymuş buharın sıcaklığına karşılık geldiği akılda tutularak bir parametre olarak seçilmiştir. Yani:

$$T_{steam} = T_{@P_{HCE}}, P_{steam} = P_{HCE} \quad (7)$$

Bu denklemlerin iki bilinmeyeni vardır: cam zarf sıcaklığı ve püskürtülecek veya buharlaştırılacak su kütle akış hızı. Dolayısıyla, yukarıda bahsedilen tüm bu enerji denge denklemlerinin çözümü açıktır.

5.2.3 Isı transfer mekanizmalarının açıklaması

5.2.3.1 Güneş ışınımının emilmesi

İlgili ifadeler şöyledir (Padilla et al., 2011):

$$\dot{Q}_{e,abs} = \rho_r \gamma \alpha_e K(i) \varphi(i) A \dot{E}, \text{ ve } A = aL \quad (8)$$

$$\dot{Q}_{a,abs} = \eta_{opt} K(i) \varphi(i) A \dot{E}, \text{ ve } \eta_{opt} = \rho_r \gamma (\tau_e \alpha_a)_n, (\tau_e \alpha_a)_n = 1.01 \tau_e \alpha_a \text{ (Duffie \& Beckman, 2013)} \quad (9)$$

$$\gamma = \prod_{i=1}^6 \gamma_i \quad (10)$$

Varsayım olarak, $K(i) = 1$ ve $\varphi(i) = 1$ (Padilla et al., 2011). γ_i değerleri Tablo 5.2'de verilmiştir.

Tablo 5.2 Optik kusur faktörleri (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011).

Faktör ve optik özellikler		Sembol	Değer
HCE gölgeleme	Luz siyah krom (<i>Luz black Chrome</i>)	γ_1	0,974
	Luz sermet (<i>Luz cermet</i>)	γ_1	0,971
Büküm ve takip hatası		γ_2	0,994
Kolektör aynalarının geometri doğruluğu		γ_3	0,980
Ayna netliği		γ_4	0,950
HCE'nin Kirleri		γ_5	0,980
Çeşitli faktörler		γ_6	0,960
Temiz ayna yansıtıcılığı		ρ_r	0,935

5.2.3.2. Işınım

İlgili ifadeler şöyledir (Yunus A. Çengel, 2011):

$$\dot{Q}_{a-e,rad} = e_{ae} A_{a,ext} \sigma (T_a^4 - T_e^4), \text{ ve } e_{ae} = \left(\frac{1}{e_a} + \left(\frac{1-e_e}{e_e} \right) \left(\frac{d_{a,ext}}{d_{e,int}} \right) \right)^{-1} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{e-sky,rad} = e_{es}A_{e,ext}\sigma(T_e^4 - T_{sky}^4), \text{ ve } e_{es} = e_e \quad (12)$$

$$T_{sky} = 0.0552 \times T_0^{1.5} \text{ Bulutsuz gökyüzü içindir (Evangelisti et al., 2019).} \quad (13)$$

Tablo 5.3'te, bazı mevcut HCE'lerin radyatif özelliklerini sunulmaktadır. Bu çalışmada, 100 °C'de kaplama yayıcılığı olan Solel UVAC cermet avg kullanılmaktadır.

Tablo 5.3 Farklı HCE'ler için ışıınım özellikler (Forristall, 2003).

Seçici kaplama	Cam zarf geçirgenliği	Kaplama emiciliği	Kaplama yayıcılığı	
			@ 100 °C	@ 400 °C
Luz siyah krom (<i>Luz black Chrome</i>)	0,935	0,94	0,11	0,27
Luz sermet (<i>Luz cermet</i>)	0,935	0,92	0,06	0,15
Solel UVAC cermet a	0,965	0,96	0,07	0,13
Solel UVAC cermet b	0,965	0,95	0,08	0,15
Solel UVAC cermet avg (ortalama değerler)	0,965	0,955	0,075	0,14

5.2.3.3 Taşınım

- Halka bölgesindeki taşınım

Taşınım ve iletimle ısı kayıplarını en aza indirmek için halka bölgesindeki basınç, serbest molekül rejimi altında 0,0001 Torr (0,013 Pa) civarındadır (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011). Taşınım ile ısı transferinin ifadesi aşağıdaki gibi verilmiştir (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011; Yılmaz & Mwesigye, 2018):

$$\dot{Q}_{a-e,conv} = h_{ae}A_{a,ext}(T_a - T_e) \quad (14)$$

$$h_{ae} = k_g/(A + B), \quad A = 0,5d_{a,ext} \ln(d_{e,int}/d_{a,ext}), \quad B = b\lambda((d_{e,int}/d_{a,ext}) + 1) \quad (15)$$

$$b = \left(\frac{2-\alpha}{\alpha}\right) \left(\frac{9\Gamma-5}{2(\Gamma+1)}\right), \quad \Gamma = c_p/c_v, \quad \alpha = [0,01, 1] \quad (16)$$

$\lambda = \frac{1,38 \times 10^{-23} \times T_{ae}}{\pi \sqrt{2} \delta^2 P}$ (U.S. Particle Accelerator School Education in Beam Physics and Accelerator Technology, 2015), $T_{ae} = (T_a + T_e)/2$, with $\delta = 3,66 \times 10^{-10}$ m for air (17) (Padilla et al., 2011)

Halka bölgesindeki gaz havadır. Gaz-katı ısı transferleri için, $\alpha = 1$ makul sonuçlar verir (Padilla et al., 2011).

- Cam zarf ve ortam arasındaki taşınım

$$\dot{Q}_{e-amb,conv} = h_{wind} A_{e,ext} (T_e - T_{amb}) \quad (18)$$

Rüzgâr hızı, h_{wind} değerini etkilemektedir. Bu çalışmada $10 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ serbest taşınım için ortalama bir değer olarak kabul edilir (Forristall, 2003; Padilla et al., 2011).

5.2.3.4 Destek braketleri aracılığıyla iletim

HCE'yi sabit bir konumda tutan destek braketleri, dış ortama doğru iletimle ısı kayıplarına neden olmaktadır. Sonsuz kanatçıklar olarak düşünüldüğünde, bu ısı kayıplarının ifadesi aşağıdaki gibidir (Forristall, 2003; Yunus A. Çengel, 2011):

$$\dot{Q}_{bracket,cond} = n_b \sqrt{h_b p_b k_b A_b} (T_{bb} - T_{amb}) \quad \text{ve} \quad T_{bb} = T_a - 10 \quad (\text{Forristall, 2003}), \quad (19)$$

$$h_b = h_{wind}$$

(Forristall, 2003; Padilla et al., 2011)'de sunulduğu gibi her bir destek braket 0.2032 m çevresine, $1.613 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ kesit alanına ve $48.0 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ısı iletkenliğine sahiptir. Ayrıca, 4 m uzunluğundaki bir HCE, her bir ucunda bir destek braketiyle desteklenir. Daha uzun HCE'ler için, her 4 m'de bir başka destek bulunur (Forristall, 2003).

5.2.3.5 Su damlacıkları buharlaşması

İlgili ifadeler şöyledir (Yunus A. Çengel, 2011):

$$\dot{Q}_{steam} = \dot{m}_{steam} h_{g@P_{HCE}} \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{liquid} = \dot{m}_{wa} \left(h_{f@T_{wa}} + v_{f@T_{wa}} (P_{wa} - P_{sat@T_{wa}}) \right) \cong \dot{m}_{wa} h_{f@T_{wa}} \cong \dot{m}_{wa} h_{@P_0, T_{wa}} \quad (21)$$

Bu yaklaşım, doymuş sıvı su için geçerlidir.

$$\dot{Q}_{a,vap} = \dot{Q}_{vapor} - \dot{Q}_{liquid} = \dot{m}_{wa}(h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}}), \text{ çünkü } \dot{m}_{wa} = \dot{m}_{steam} \quad (22)$$

5.2.4. WDB-SS'nin veya su buharlaşma enerji verimi

Bu çalışmada sistemin enerji verimi derken, aslında sistemin su buharlaşma enerji verimini teslim eder. Aşağıdaki gibi verilmiştir:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{a,evap}}{A\dot{E}} = \frac{\dot{m}_{wa}(h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}})}{A\dot{E}}, \quad A = a \times L \quad (23)$$

5.2.3 WDB-SS'nin veya su buharlaşma ekserji analizi

Ölü hal, atmosferik basınç ve ortam sıcaklığında bulunan sıvı suyun halidir. İlgili ifadeler şudur (Bejan, 2016; Yunus A. Çengel, 2011):

$$\begin{aligned} \psi_{steam} &= h_g(T_{steam}, P_{steam}) - h_f(T_0, P_0) - T_0 (s_g(T_{steam}, P_{steam}) - s_f(T_0, P_0)), \\ P_{steam} &= P_{HCE}, T_{steam} = T_{g@P_{HCE}} \end{aligned} \quad (24)$$

$$\psi_{wa} = h_f(T_{wa}, P_{wa}) - h_f(T_0, P_0) - T_0 (s_f(T_{wa}, P_{wa}) - s_f(T_0, P_0)), T_{wa} = T_0 \quad (25)$$

P_{wa} değeri, ardından ψ_{wa} değerini bilmek önemli değildir, çünkü ψ_{wa} , aşağıda sunulan güneşten gelen ekserji oranının önünde ihmal edilebilir. Güneşten gelen ekserji oranı şudur (Ge et al., 2014; Jafarkazemi & Ahmadifard, 2013; Kalogirou et al., 2016; Sadaghiyani et al., 2018):

$$\dot{E}_{ex} = A\dot{E} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_s} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_s} \right)^4 \right) \quad (26)$$

Bu çalışmada sistemin ekserji verimi derken, aslında sistemin su buharlaşma ekserji verimini teslim eder. Aşağıdaki gibi verilmiştir: (Bejan, 2016):

$$\eta_{ex} = \frac{\text{elde edilen ekserji oranı (çıktı)}}{\text{giren toplam ekserji oranı (girdi)}} = \frac{\dot{m}_{vapor}\psi_{steam}}{\dot{E}_{ex} + \dot{m}_{wa}\psi_{wa}} \cong \frac{\dot{m}_{wa}\psi_{steam}}{\dot{E}_{ex}} \quad (27)$$

5.3 Bulgular ve Tartışma

5.3.1 Tatlı su üretkenliği

5.1. bölümde belirtildiği gibi tatlı su üretkenliği, buharlaşan su kütleli akış hızına veya buhar kütleli akış hızına eşdeğerdir, çünkü üretilen buharların tamamının yoğunlaşarak tatlı suya dönüştüğü varsayılmaktadır.

Şekil 5.5, 5.6 ve 5.7’de, HCE’de üretilen buharın kütleli akış hızı, sırasıyla 900 W/m², 600 W/m² ve 300 W/m²’lik gelen güneş ışınlamı ve farklı buhar sıcaklığı değerleri (25 °C, 50 °C, 75 °C, 100 °C) için gösterilmektedir. Bu eğrilerin yaklaşık olarak doğrusal olduğu ve $\Delta T = T_a - T_{steam}$ ile hafifçe azaldığı gözlemlenebilir.

Ayrıca, bu doğrusallığı karakterize etmek için MATLAB kullanılarak bir doğrusal regresyon gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, sırasıyla 900 W/m², 600 W/m² ve 300 W/m²’lik gelen güneş ışınlamı için ve farklı buhar sıcaklığı değerleri için Tablo 5.4, 5.5 ve 5.6’da verilmiştir.

Bu doğrusallık, enerji dengesi denklemlerinde (Denklem (1) ve (2)) doğrusal olmayan etkiye neden olan terimlerin ısı kayıpları olması ve özellikle ışınlam yoluyla ısı kayıplarının diğer ısı transfer mekanizmaları (buharlaşma, emici yüzey ve cam zarf tarafından emilen güneş enerjisi) önünde ihmal edilebilir olmasıyla açıklanabilir. Aslında, emici yüzey ve cam zarfın düşük yayıcılığı ve küçük alanı ışınlamla ısı kayıplarını önemli ölçüde en aza indirir. Halka bölgesinde gerçekleşen taşınım ısı transfer mekanizmasına gelince, taşınım ısı transfer katsayısı ile doğrusal olmayan bir etki ortaya koyar, ancak vakum kullanımı bu etkiyi önemli ölçüde azaltmaktadır.

Ayrıca, Tablo 5.4, 5.5 ve 5.6’da, verilen bir buhar sıcaklığı için, eğrilerin a eğimlerinin gelen güneş ışınlamının farklı değerleri için yaklaşık olarak eşit olduğu gözlemlenebilir. y -kesişimleri olan b ise, belirli bir buhar sıcaklığı için gelen güneş ışınlamıyla yaklaşık olarak orantılıdır. Yani, belirli bir buhar sıcaklığı için 900 W/m²’den elde edilen b değeri, 600 W/m² ve 300 W/m²’den elde edilenlerden sırasıyla neredeyse 1,5 ve 3 kat daha yüksektir.

Buna ek olarak, belirli bir gelen güneş ışınlamı için buhar sıcaklığı 25 °C azaldıkça y -kesişimi yaklaşık olarak sabit bir miktarda artar. Yani, 900 W/m², 600 W/m² ve 300 W/m² gelen güneş ışınlamı için artış sırasıyla 0,16, 0,13 ve 0,10’dur. Bu da y -kesişiminin neredeyse sadece buhar sıcaklığı ve gelen güneş ışınlamına bağlı olduğu anlamına gelmektedir.

Başka bir gözlem, eğimlerin değerleri y -kesişiminin değerlerinden yaklaşık 10³ kat daha düşük olduğundan, tablolaradaki $a \cdot \Delta T$ terimi ihmal edilebilir hale gelir ve y -kesişiminde gözlemlenen sonuçların buhar kütleli akış hızı veya tatlı su üretkenliği için de geçerli olmasıdır:

- Yani, tatlı su üretkenliği, belirli bir buhar sıcaklığı için gelen güneş ışınlamıyla yaklaşık olarak orantılıdır. Başka bir deyişle, belirli bir buhar sıcaklığı için 900 W/m^2 'deki tatlı su üretkenliği, 600 W/m^2 ve 300 W/m^2 'dekilerden sırasıyla neredeyse 1,5 ve 3 kat daha yüksektir.
- Belirli bir güneş ışınlamı için buhar sıcaklığı 25°C azaldıkça tatlı su üretkenliği yaklaşık olarak sabit bir miktarda artmaktadır. Yani, 900 W/m^2 , 600 W/m^2 ve 300 W/m^2 gelen güneş ışınlamı için artış sırasıyla 0,16, 0,13 ve 0,10'dur. Bu da WDB-SS'nin tatlı su üretkenliğinin neredeyse sadece buhar sıcaklığına ve gelen güneş ışınlamına bağlı olduğu anlamına gelmektedir.

Ayrıca, belirli bir buhar sıcaklığı için, emici yüzey sıcaklığı arttıkça tatlı su üretkenliğinin hafifçe azaldığı gözlemlenebilir. Bunun nedeni, emici yüzey sıcaklığındaki artışın dış ortama doğru gerçekleşen ısı kayıplarını artırmasıdır. Bu iyi bilinen bir gerçektir. Aslında sıcaklığı, püskürtülüp buharlaşan su miktarı ile kontrol edilir.

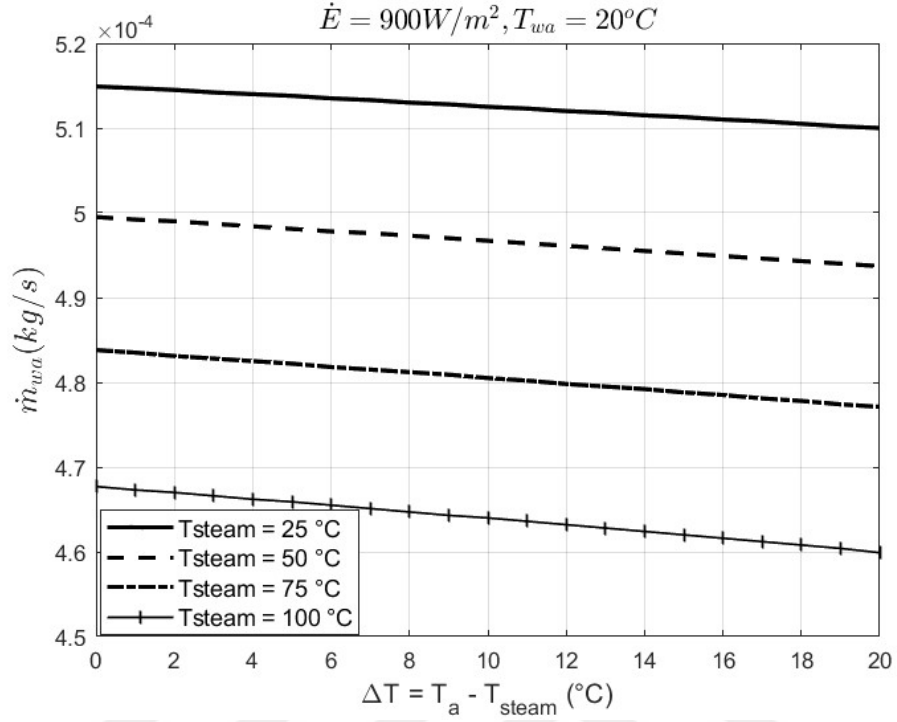
Ancak, emici yüzey sıcaklığı arttıkça tatlı su üretkenliğindeki düşüş az olsa da, su damlacıklarının kaynaması ve buharlaşmasını kolaylaştırmak için emici yüzey sıcaklığının istenen buhar sıcaklığına çok yakın olmaması ve ısı kayıplarını en aza indirmek için çok yüksek olmaması uygundur. Bu yüzden, bu tezde WDB-SS'nin tatlı su üretkenliğinin rapor edilen veya resmi değerini değerlendirmek için $\Delta T = 2^\circ\text{C}$ seçilmiştir.

Benzer bir şekilde, buhar sıcaklığı düştükçe (yani HCE'nin iç basıncı azaldıkça) tatlı su üretkenliği artsa da, yoğunlaşma sürecini kolaylaştırmak için buhar sıcaklığını optimum seviyede tutmak akıllıca olacaktır. Örneğin, 25°C 'lik bir buhar sıcaklığı, buhar yoğunlaşmasını etkinleştirmek için yoğunlaştırucuda bu değerden daha düşük bir soğutma suyu sıcaklığına ihtiyaç duyulduğu anlamına gelmektedir. Dolayısıyla, bu sıcaklıkta soğutma suyu doğal ortamda mevcut değilse, yoğunlaştırucuya ilave olarak bir soğutma cihazı kullanılmalıdır. Bu durum, sistemin enerji tüketimi, maliyeti ve ayak izini artırmaktadır. Öte yandan, 50°C 'lik bir buhar ortam suyu ile kolayca yoğunlaştırulabilir.

Son olarak, 5.4.4. bölümde genelleştirilen tüm bu sonuçlar, PHSC-SS'nin analizinde olduğu gibi aşağıdaki noktalardan kaynaklanmaktadır:

- Güneş enerjisini HCE'ye yoğunlaştıran ve alanını en aza indiren parabolik oluklu güneş reflektörünün kullanılması. Bu azaltılmış alanın da dış ortama doğru olan ısı kayıplarını indirmesi,
- ETC'nin HCE olarak kullanılmasının, cam zarf kaplamasının düşük yayıcılığı ve yüksek geçirgenliği, emici yüzey kaplamasının düşük yayıcılığı ve yüksek soğurganlığı, ve halka bölgesindeki vakum ile ısı kayıplarını daha da en aza indirmesi,

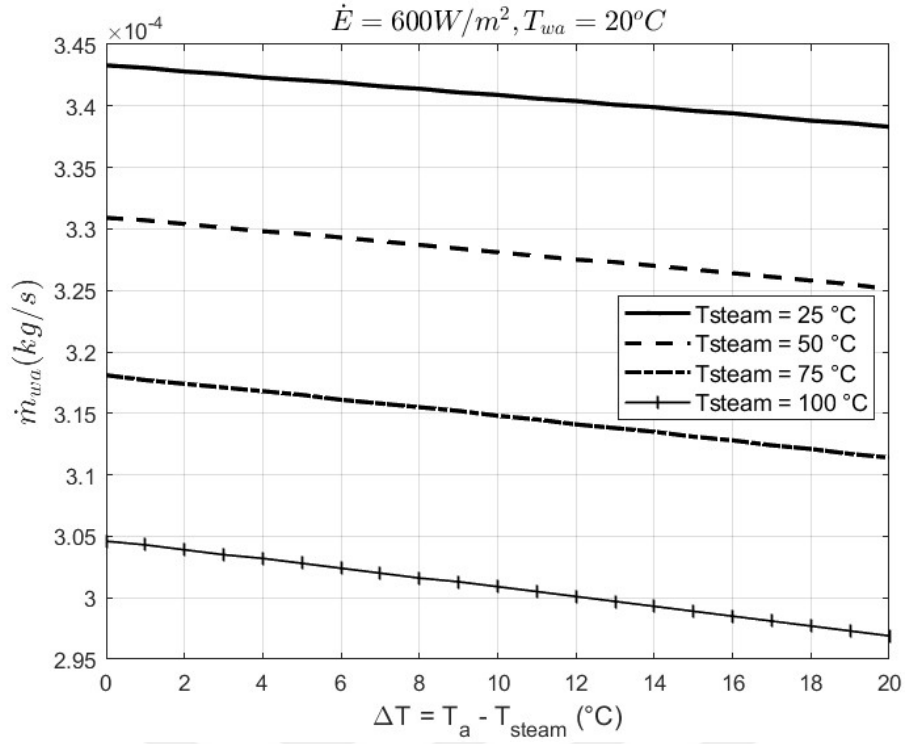
- Su damlacıklarının kaynaması ve buharlaşmasının, emici yüzeyden ısı çıkarmasını optimum hale getirmesidir.



Şekil 5.5 $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliği

Tablo 5.4 $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliğinin ΔT doğrusal uyumu

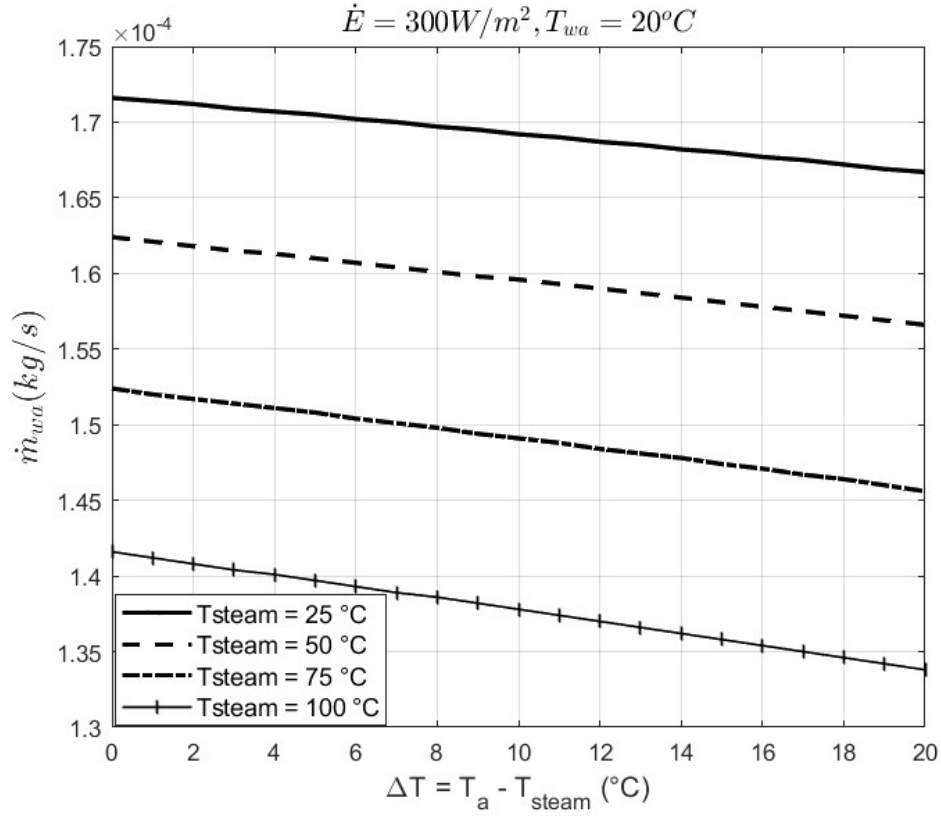
$\dot{m}_{wa} (\text{kg/s}) \cong a \cdot \Delta T + b, \dot{E} = 900 \text{ W/m}^2, T_{wa} = 20^\circ \text{C}$				
T_{steam} (°C)	a ($\times 10^{-7}$)	b ($\times 10^{-4}$)	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $ ($\times 10^{-7}$)	Korelasyon katsayısı R^2
25	- 2,48	5,15	1,75	0,999
50	- 2,91	4,99	1,77	0,999
75	- 3,35	4,84	1,79	1
100	- 3,86	4,68	2,55	0,999



Şekil 5.6 $\dot{E} = 600 W/m^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliği

Tablo 5.5 $\dot{E} = 600 W/m^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliğinin ΔT doğrusal uyumu

$\dot{m}_{wa} (kg/s) \cong a. \Delta T + b, \dot{E} = 600 W/m^2, T_{wa} = 20^\circ C$				
T_{steam} ($^\circ C$)	a ($\times 10^{-7}$)	b ($\times 10^{-4}$)	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $ ($\times 10^{-7}$)	Korelasyon katsayısı R^2
25	- 2,49	3,43	1,64	0,999
50	- 2,88	3,31	1,99	0,999
75	- 3,34	3,18	2,02	1
100	- 3,87	3,05	2,05	1



Şekil 5.7 $\dot{E} = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliği

Tablo 5.6 $\dot{E} = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin tatlı su üretkenliğinin ΔT doğrusal uyumu

$\dot{m}_{wa}(\text{kg/s}) \cong a \cdot \Delta T + b, \quad \dot{E} = 300 \text{ W/m}^2, \quad T_{wa} = 20^\circ\text{C}$				
T_{steam} (°C)	a ($\times 10^{-7}$)	b ($\times 10^{-4}$)	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $ ($\times 10^{-7}$)	Korelasyon katsayısı R^2
25	- 2,48	1,72	1,75	0,999
50	- 2,88	1,62	1,54	1
75	- 3,35	1,52	2,22	0,999
100	- 3,89	1,42	1,88	1

5.3.2 Su buharlaşma mekanizmasının enerji verimi

Şekil 5.8, 5.9 ve 5.10, sırasıyla 900 W/m^2 , 600 W/m^2 ve 300 W/m^2 güneş ışınlımı ve farklı buhar sıcaklığı değerleri (25°C , 50°C , 75°C , 100°C) için su buharlaşma mekanizmasının enerji verimi eğrilerini göstermektedir. Bu eğrilerin yaklaşık doğrusal olduğu ve ΔT ile hafifçe azaldığı gözlemlenebilir.

Bu sonuç, $\dot{m}_{wa}$ 'nın yaklaşık olarak doğrusal ve $(h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}})$ 'nin belirli bir buhar sıcaklığı için (yani, belirli bir HCE'nin iç basıncı için) sabit olduğundan, Denklem (23)'e göre, enerji veriminin de yaklaşık olarak doğrusal olması gerektiğinden açıklanabilir.

Tatlı su üretkenliğinin önceki analizine benzer bir şekilde, bu doğrusallığı karakterize etmek için MATLAB kullanılarak bir doğrusal regresyon gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar sırasıyla 900 W/m², 600 W/m² ve 300 W/m² güneş ışıınımı ve farklı buhar sıcaklığı değerleri için Tablo 5.7, 5.8 ve 5.9'da verilmiştir.

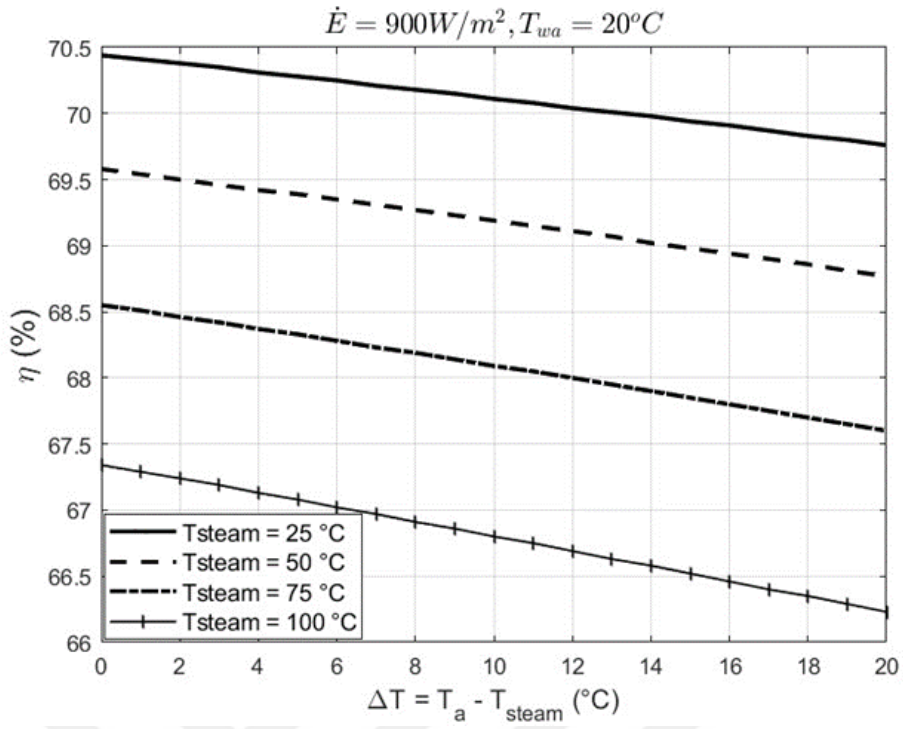
Belirli bir buhar sıcaklığı için, eğrilerin a eğimlerinin gelen güneş ışıınımıyla yaklaşık olarak orantılı olduğu fark edilebilir. Başka bir deyişle, belirli bir buhar sıcaklığı için, 900 W/m² için eğimler, 600 W/m² ve 300 W/m² için olanlardan sırasıyla neredeyse 1,5 ve 3 kat daha düşüktür. Yani, belirli bir buhar sıcaklığı için ΔT ile enerji verimindeki düşüş, güneş ışıınımı arttıkça azalır.

Ayrıca, belirli bir buhar sıcaklığı için, enerji verimi güneş ışıınımı ile hafifçe artar. Bu sonuç, güneş termik sistemlerinde genel olarak gözlemlenenlere kıyasla alışılmadık bir durumdur. Keskin bir artış bekleniyordu, ancak durum böyle değildir. Aslında bunun nedeni, WDB-SS'nin performansının 5.4.1 bölümünün sonunda açıklandığı gibi HCE'nin ısı kayıplarını güçlü bir şekilde en aza indirmesi ve böylece sistemin kendi performans sınırına yaklaşmasıdır. Bu nedenle, gelen güneş ışıınımı ile enerji verimindeki artış, genellikle güneş termik sistemlerinde gözlemlendiği kadar yüksek olamaz.

Daha detaylı bilgi için, örneğin enerji verimi %65 olduğunda, su buharlaşmasıyla taşınan enerjinin gelen güneş ışıınımıyla karşılaştırıldığı değerdir (Denklem (23)). Bu güneş ışıınımı HCE'nin emici yüzey tarafından emilmeden önce Denklem (9)'da açıklandığı gibi bir optik verimliliğe girer. Dolayısıyla, bu enerji verimi optik kayıpları da içerir ve WDB-SS'nin HCE seviyesindeki ısı kayıplarını ne kadar güçlü bir şekilde en aza indirdiğini değerlendirmeye izin vermez. HCE seviyesindeki verimi elde etmek için suyun buharlaşmasıyla taşınan enerji HCE'nin emici yüzeyinin tarafından emilen enerjiyle karşılaştırılmalıdır. Bu verimi aşağıdaki Denklem (28) ile tanımlanmaktadır.

$$\eta_{HCE_seviyesi} = \eta / (\eta_{opt} K(i) \varphi(i)) \cong 1,3955 \times \eta \quad (28)$$

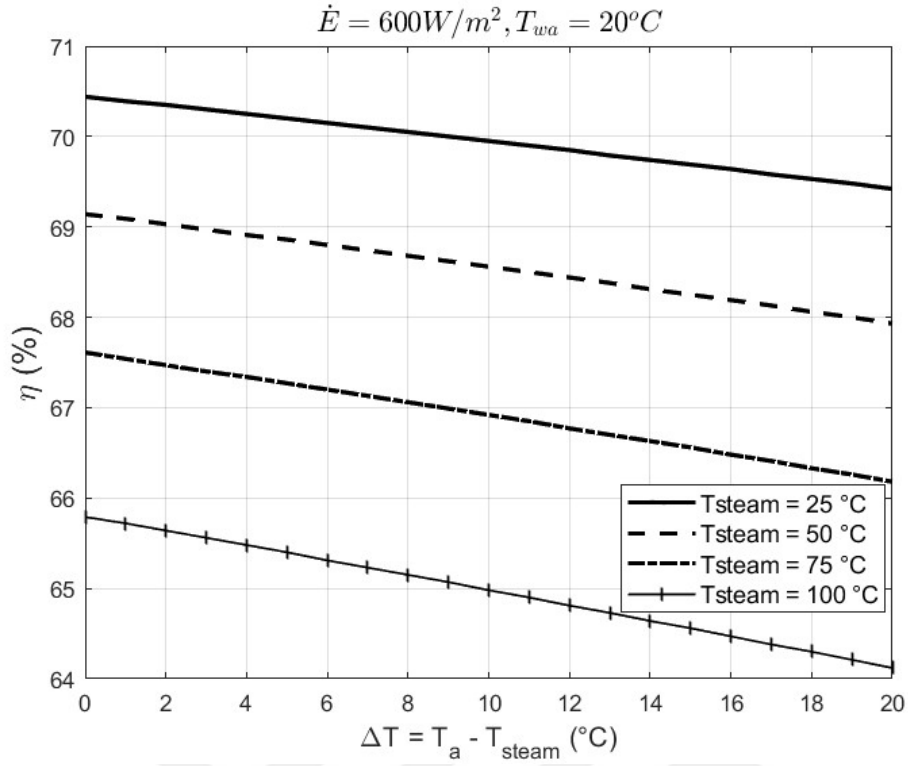
Dolayısıyla $\eta = \%65$ ve $\eta = \%70$ için $\eta_{HCE_seviyesi}$ 'nin karşılık gelen değerleri sırasıyla %90,71 ve %97,68'dir. Bu, WDB-SS'nin HCE seviyesindeki ısı kayıplarını ne kadar güçlü bir şekilde en aza indirdiğini ve sistemin kendi performans sınırına (ideal sistemler için %100) ne kadar etkili bir şekilde yaklaştığını yansıtmaktadır.



Şekil 5.8 $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji verimi

Tablo 5.7 $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji veriminin ΔT doğrusal uyumu

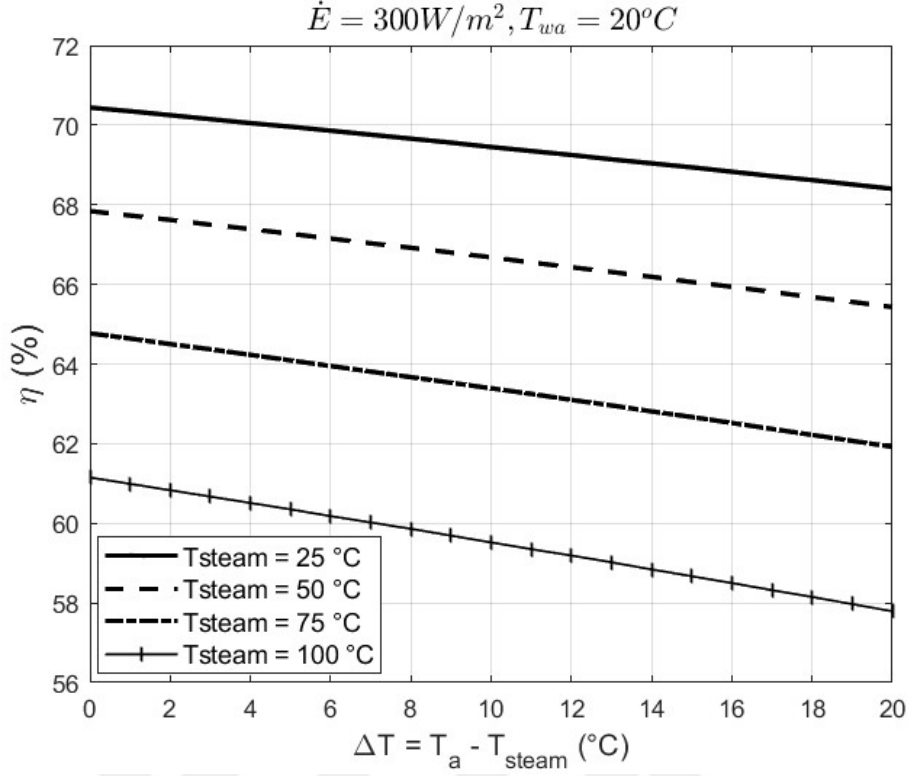
$\eta (\%) \cong a. \Delta T + b, \dot{E} = 900 \text{ W/m}^2, T_{wa} = 20^\circ \text{C}$				
$T_{\text{steam}} (^\circ\text{C})$	a	b	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $	Korelasyon katsayısı R^2
25	- 0,034	70,45	0,02147	0,999
50	- 0,0404	69,59	0,02766	0,999
75	- 0,0476	68,56	0,02949	0,999
100	- 0,0557	67,35	0,02690	0,999



Şekil 5.9 $\dot{E} = 600 W/m^2$ için WDB-SS sisteminin enerji verimi

Tablo 5.8 $\dot{E} = 600 W/m^2$ için WDB-SS sisteminin enerji veriminin ΔT doğrusal uyumu

$\eta (\%) \cong a. \Delta T + b, \dot{E} = 600 W/m^2, T_{wa} = 20^\circ C$				
$T_{steam} (^\circ C)$	a	b	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $	Korelasyon katsayısı R^2
25	- 0,051	70,45	0,0293	0,999
50	- 0,0605	69,16	0,03682	0,999
75	- 0,0713	67,62	0,03838	0,999
100	- 0,0838	65,81	0,03894	0,999



Şekil 5.10 $\dot{E} = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji verimi

Tablo 5.9 $\dot{E} = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin enerji veriminin ΔT doğrusal uyumu

$\eta (\%) \cong a. \Delta T + b, \dot{E} = 300 \text{ W/m}^2, T_{wa} = 20^\circ \text{C}$				
$T_{\text{steam}} (^\circ\text{C})$	a	b	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $	Korelasyon katsayısı R^2
25	-0,1021	70,46	0,05154	0,999
50	-0,1207	67,87	0,06205	0,999
75	-0,1425	64,8	0,06540	0,999
100	-0,1678	61,18	0,07987	0,999

5.3.3 Su buharlaşma mekanizmasının ekserji verimi

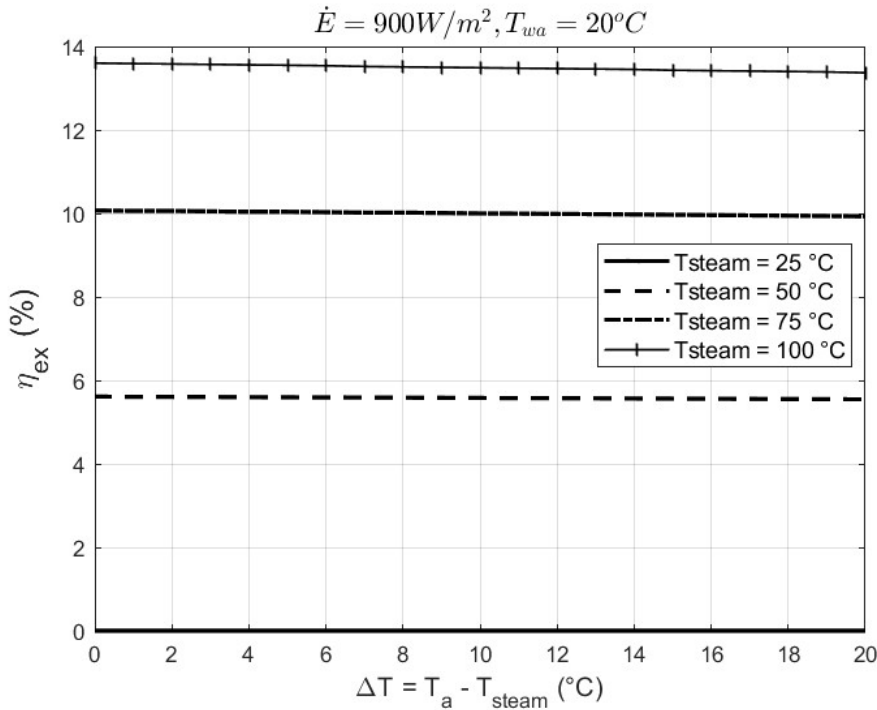
Tatlı su üretkenliği ve enerji verimine benzer sonuçlar WDB-SS'nin su buharlaşma mekanizmasının ekserji verimi için de elde edilmiştir. Şekil 5.11, 5.12 ve 5.13 sırasıyla 900 W/m^2 , 600 W/m^2 ve 300 W/m^2 güneş ışınımı ve farklı buhar sıcaklığı değerleri (25 $^\circ\text{C}$, 50 $^\circ\text{C}$, 75 $^\circ\text{C}$, 100 $^\circ\text{C}$) için ekserji verimi eğrilerini göstermektedir. Bu eğriler yaklaşık olarak doğrusal olup $\Delta T = T_a - T_{\text{steam}}$ ile hafifçe azalır.

Bu sonuç, $\dot{m}_{wa}$ 'nın yaklaşık olarak doğrusal ve ψ_{steam} 'ın belirli bir buhar sıcaklığı için (yani, belirli bir HCE'nin iç basıncı için) sabit olduğundan, Denklem (27)'ye göre, ekserji veriminin de yaklaşık olarak doğrusal olması gerektiği gerçeğiyle açıklanabilir.

Bu doğrusallığı karakterize etmek için MATLAB kullanılarak bir doğrusal regresyon gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar sırasıyla 900 W/m^2 , 600 W/m^2 ve 300 W/m^2 güneş ışınlımı ve farklı buhar sıcaklığı değerleri için Tablo 5.10, 5.11 ve 5.12'de verilmiştir.

Belirli bir buhar sıcaklığı için ekserji veriminin gelen güneş ışınlımı ile hafifçe arttığı fark edilebilir. Ayrıca, belirli bir buhar sıcaklığı için emici yüzey sıcaklığı arttıkça hafifçe azalır. Oysa, belirli bir gelen güneş ışınlımı için buhar sıcaklığı arttıkça önemli ölçüde artar. Bunun nedeni, ölü halin atmosferik basınç ve ortam sıcaklığında bulunan sıvı su olması nedeniyle (5.2.3. bölümde belirtildiği gibi), buhar sıcaklığı ne kadar yüksekse, kendi ekserjisi ve ardından ekserji verimi de o kadar yüksek olur.

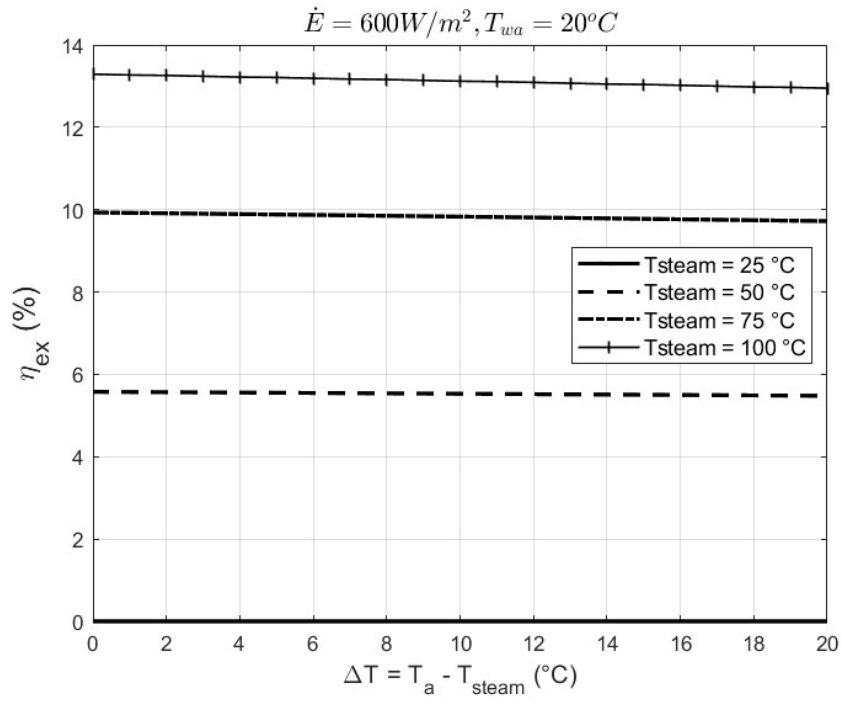
Ancak, WDB-SS'nin amacı en yüksek ekserji verimine ulaşmak değil, tatlı su üretkenliğinin optimum değerini elde etmektir. Bu nedenle, WDB-SS'nin çalışma parametrelerinin seçiminde yalnızca 5.4.1. bölümde tatlı su üretkenliğine yapılan gözlemler dikkate alınmalıdır.



Şekil 5.11 $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji verimi

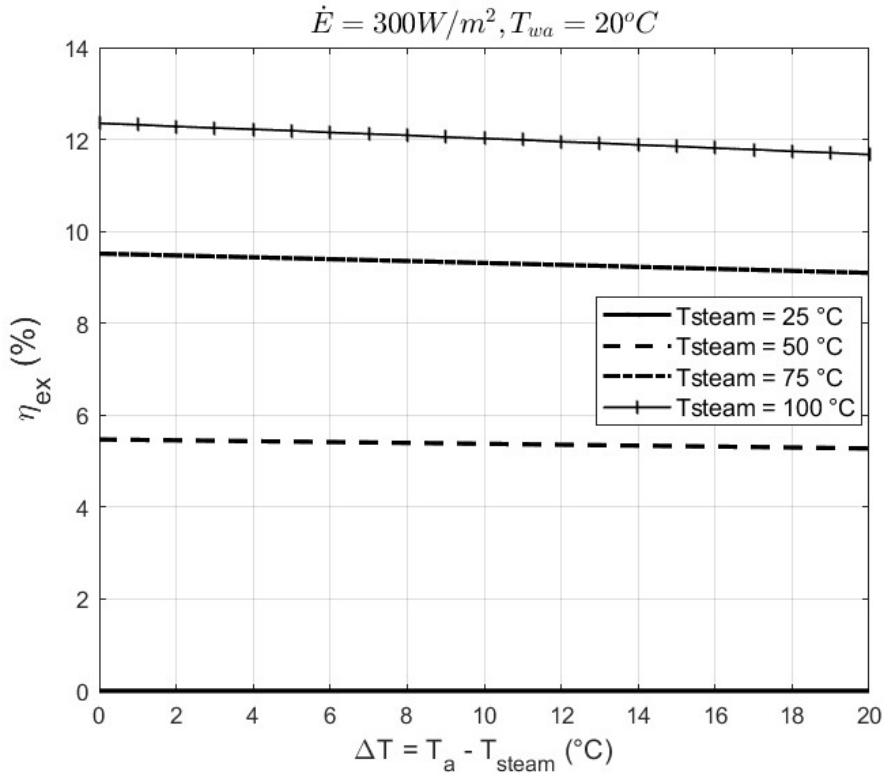
Tablo 5.10 $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji veriminin ΔT doğrusal uyumu

$\eta_{ex}(\%) \cong a \cdot \Delta T + b, \dot{E} = 900 \text{ W/m}^2, T_{wa} = 20^\circ\text{C}$				
T_{steam} ($^\circ\text{C}$)	a ($\times 10^{-3}$)	b	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $ ($\times 10^{-3}$)	Korelasyon katsayısı R^2
25	- 0,00147	0,00302	0,00149	0,999
50	- 3,25	5,61	1,89	1
75	- 6,92	10,1	9,51	0,998
100	- 11,35	13,6	13,98	0,998

Şekil 5.12 $\dot{E} = 600 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji verimi

Tablo 5.11 $\dot{E} = 600 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji veriminin ΔT doğrusal uyumu

$\eta_{ex}(\%) \cong a \cdot \Delta T + b, \dot{E} = 600 \text{ W/m}^2, T_{wa} = 20^\circ\text{C}$				
T_{steam} ($^\circ\text{C}$)	a ($\times 10^{-3}$)	b	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $ ($\times 10^{-3}$)	Korelasyon katsayısı R^2
25	- 0,00218	0,00302	0,00177	0,999
50	- 4,87	5,58	2,73	1
75	- 10,5	9,93	5,24	0,999
100	- 17,01	13,29	13,68	0,999

Şekil 5.13 $\dot{E} = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji verimi

Tablo 5.12 $\dot{E} = 300 \text{ W/m}^2$ için WDB-SS sisteminin ekserji veriminin ΔT doğrusal uyumu

$\eta_{ex}(\%) \cong a \cdot \Delta T + b, \quad \dot{E} = 300 \text{ W/m}^2, \quad T_{wa} = 20^\circ\text{C}$				
T_{steam} ($^\circ\text{C}$)	a ($\times 10^{-3}$)	b	Kalıntılar normu $\ \varepsilon\ $ ($\times 10^{-3}$)	Korelasyon katsayısı R^2
25	- 0,00437	0,00302	0,00274	0,999
50	- 9,757	5,473	5,072	0,999
75	- 20,94	9,519	10,30	0,999
100	- 33,87	12,35	19,03	0,999

5.3.4 Gözlemlenen sonuçların genelleştirilmesi

Önceki gözlemlenen sonuçları genelleştirmek için, buhar kütleli akış hızı, enerji ve ekserji verimlerinin ifadelerini elde etmek üzere enerji dengesi denklemleri geliştirilmelidir. Denklem (5)'nin geliştirilmesi şu şekildedir:

$$\dot{m}_{wa} = \frac{-h_{ae}A_{a,ext}}{h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}}} \Delta T + \frac{\dot{Q}_{a,abs} - h_{ae}A_{a,ext}(T_{steam} - T_e) - \xi_2(T_e)}{h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}}} \quad (29)$$

$$\Delta T = T_a - T_{steam} \text{ ve } \xi_2(T_e) = \dot{Q}_{\text{bracket,cond}} + \dot{Q}_{a-e,rad} \quad (30)$$

$\dot{Q}_{a,abs}$ önünde $-h_{ae}A_{a,ext}(T_{steam} - T_e) - \xi_2(T_e)$ terimi ihmal edilebilir. Bunun nedeni, 5.4.1. ve 5.4.2. bölümlerde açıklandığı gibi ısı kayıplarını, vakum içindeki taşınım ile ısı transfer katsayısı olan h_{ae} ve ısı transfer alanı olan $A_{a,ext}$ 'yi en aza indiren WDB-SS'nin yüksek performanslıdır. Ek olarak, Denklem (9)'daki $\dot{Q}_{a,abs}$ ifadesi dikkate alındığında, $\dot{m}_{wa}$ 'nın basitleştirilmiş ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$\dot{m}_{wa} \cong \frac{-h_{ae}A_{a,ext}}{h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}}} \Delta T + \frac{\eta_{opt}K(i)\varphi(i)A}{h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}}} \dot{E} \quad (31)$$

Benzer bir şekilde, Denklem (23) ve (27)'nin geliştirilmesi sırasıyla şunları verir:

$$\eta = \frac{\dot{m}_{wa}(h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}})}{A\dot{E}} \cong \frac{-h_{ae}A_{a,ext}}{A\dot{E}} \Delta T + \eta_{opt}K(i)\varphi(i) - \frac{h_{ae}A_{a,ext}(T_{steam} - T_e) + \xi_2(T_e)}{A\dot{E}} \quad (32)$$

$$\begin{aligned}
\eta_{ex} &\cong \frac{\dot{m}_{wa}\psi_{vapor}}{\dot{E}_{ex}} \\
&\cong \frac{-h_{ae}A_{a,ext}\psi_{vapor}}{(h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}})\dot{E}_{ex}} \Delta T \\
&\quad + \frac{(\dot{Q}_{a,abs} - h_{ae}A_{a,ext}(T_{steam} - T_e) - \xi_2(T_e))\psi_{vapor}}{(h_{g@P_{HCE}} - h_{f@T_{wa}})\dot{E}_{ex}}
\end{aligned} \tag{33}$$

Bu denklemler 5.4.1., 5.4.2. ve 5.4.3. bölümlerde açıklanan sonuçlara iyi uyum sağlayıp bunları genelleştirmektedir.

BÖLÜM 6

SİSTEMLERİN TATLI SU ÜRETKENLİKLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE EKONOMİK ANALİZ

6. SİSTEMLERİN TATLI SU ÜRETKENLİKLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI VE EKONOMİK ANALİZ

6.1 Üç Yeni Sistemin Arasında Karşılaştırma

Bu araştırma serisinde üç sistem geliştirdikten sonra, bunları karşılaştırma ve en verimli sistemi belirlemek uygundur. 4.2. bölümde, FPHSC-SS ve PHSC-SS arasında kapsamlı bir karşılaştırma yapılmıştır. PHSC-SS'nin, sunduğu avantajlar sayesinde daha verimli bir sistem olduğu gösterilmiştir. Bu avantajlar şöyle özetlenebilir:

- Optimum çalışmasının laminar hava koşullarında gerçekleşip FPHSC-SS'den neredeyse 238 kat daha düşük hava akış hızı gerektirmesi. Bu düşük hava akışı sistem titreşimlerini, hava üfleyiciler tarafından tüketilen enerjiyi ve yoğuşturucu boyutunu azaltır.
- Yoğuşturucu girişindeki hava sıcaklıkları FPHSC-SS'ye göre neredeyse 3 kat daha yüksektir. Bu, yoğuşturucuda su buharının yoğunlaşmasını kolaylaştırır ve soğutma suyu sıcaklıklarının geniş bir aralıkta kullanılmasını sağlar. Sonuç olarak, ortam sıcaklığındaki su, ek soğutma cihazına ihtiyaç duyulmadan soğutma suyu olarak sorunsuz bir şekilde kullanılabilir.

Ayrıca, FPHSC-SS'nin 2,923 kg/saat'lik optimum tatlı su üretkenliği, yoğuşturucu çıkışı ve girişinde sırasıyla 20°C ve 27°C'lik hava sıcaklığı için elde edilmiştir. Dahası, yoğuşturucu çıkışındaki hava sıcaklığı 24°C'ye yükseldiğinde, tatlı su üretkenliği 1,4 kg/saate düşer. Bu değer, PHSC-SS'nin 1,697 kg/saat'lik optimum tatlı su üretkenliğinden oldukça düşüktür. Bu iki durumda FPHSC-SS ek bir soğutma cihazının kullanılmasını gerektirmektedir.

Tüm bu noktalar, PHSC-SS'nin FPHSC-SS'ye kıyasla daha makul bir seçim olduğunu göstermektedir.

PHSC-SS ve WDB-SS arasındaki karşılaştırma söz konusu olduğunda, her ikisi de bu araştırma serisinde yer alan en gelişmiş sistemlerdir. WDB-SS, PHSC-SS'nin üst sınırı olarak sunulmuş olsa da, belirli bir noktanın dikkate alınması önemlidir. PHSC-SS'de düşük hava akışı su buharı taşıyıcısıdır. WDB-SS'de bunun yerine mekanik bir buhar çıkartıcı kullanılmaktadır. Bu açıdan bakıldığında, özellikle PHSC-SS'den WDB-SS'ye geçiş noktasında, yani hava akış hızı sıfıra yaklaştığında iki sistem eşit gibi görünmektedir.

Ancak iki sistem arasındaki fark, PHSC-SS'de su damlacıklarının buharlaşmasının hava akış hızı, bağıl nemi ve su akış hızı tarafından kontrol edilmesidir. Bu nedenle, PHSC-SS'nin

incelemesi sırasında yapıldığı gibi, hava akış hızı ve püskürtülecek su akış hızının doğru bir şekilde değerlendirilmesi gerekmektedir. Öte yandan WDB-SS'de, kaynama yoluyla yapılan buharlaşma sırasıyla doymuş buharın sıcaklığı ve basıncına en azından karşılık gelmesi gereken emicinin sıcaklığı ve HCE'nin iç basıncı tarafından kontrol edilir. Başka bir deyişle, belirli bir iç basınçta, karşılık gelen doymuş buharın sıcaklığı, suyun termodinamik özelliklerinin tabloları okunarak bilinmektedir. Dolayısıyla su damlacıklarının kaynaması için emicinin sıcaklığının bu sıcaklığa eşit ya da daha yüksek olması gerekmektedir.

Bu nedenle, teorik olarak, hava akış hızı azalıp sifira yaklaştıkça PHSC-SS'nin performansı artsa da, hava akış hızı sıfırlandığında başka su buharlaşma mekanizması (kaynama) meydana gelmektedir. Bu mekanizma oldukça farklı sonuçlar üretebilir. Dolayısıyla PHSC-SS'nin üst sınırının WDB-SS olduğu tam olarak söylenemez.

Örneğin, karşılaştırma için, HCE'nin atmosfer basıncına eşit iç basıncında, PHSC-SS'nin tatlı su üretkenliği, gelen güneş ışınlamı ve yoğunlaştırıcı giriş ve çıkışında hava sıcaklığı sırasıyla 900 W/m^2 , 90°C ve 70°C için $1,697 \text{ kg/saat}$ olarak değerlendirilmiştir. PHSC-SS'de suyun buharlaşması prensibini (havanın bağıl nemindeki değişimlerden kaynaklanan buharlaşma) garanti eden hava sıcaklığı sınırının (100°C) altındaki üretkenlik dikkate alınmamıştır.

Öte yandan WDB-SS'de, HCE'nin atmosfer basıncına eşit bir iç basıncı ve maksimum üretkenliği sağlayan emici yüzey sıcaklığı (100°C) için, 900 W/m^2 gelen güneş ışınlamı altında tatlı su üretkenliği $1,684 \text{ kg/saat}$ olarak değerlendirilmiştir (bkz. Şekil 5.5).

Bu nedenle pratikte PHSC-SS'nin tatlı su üretkenliği çalışma koşullarına bağlı olarak WDB-SS'ninkinden biraz daha yüksek olabilmektedir. Bununla birlikte, WDB-SS'de kaynama yoluyla su buharının üretilmesi PHSC-SS'de havanın bağıl nemindeki değişimler yoluyla üretilmesine göre daha kolaydır. Bunun nedeni kaynamanın çok daha doğrudan ve kontrol edilebilir olmasıdır. Buna ek olarak, WDB-SS'nin analizi ve termodinamik modellemesinin PHSC-SS'ninkine göre daha basit ve anlaşılır olduğu görülmüştür. Tüm bu gözlemler WDB-SS'yi PHSC-SS'den ve ardından FPHSC-SS'den daha avantajlı kılmaktadır. Bununla birlikte, PHSC-SS ve WDB-SS'nin imal edilmesi FPHSC-SS'ninkine göre daha fazla uzmanlık gerektirmektedir.

Son olarak, bu üç sistemin dezavantajı, güneş kolektöründen atılan fazla sıvı su olmadığı için tuzların emici yüzeyinde kristalleşmesi olup sistemin performansını düşürmektedir. Fakat su ile yıkama yoluyla yapılan düzenli bakım, sorunu fazlasıyla çözmeye yetmektedir. Bu, herhangi sistem için normal bir işlem olan sistem bakımının bir parçasıdır.

6.2 Tatlı Su Üretkenliklerinin Önceki Çalışmalarınki ile Karşılaştırılması

Bu bölümde, bu tezde incelenen üç sistemin (düz plaka HSC-SS, PHSC-SS, WDB-SS) tatlı su üretkenliği literatürdeki önceki çalışmalarınki ile karşılaştırılmaktadır. FPHSC-SS, PHSC-SS ve WDB-SS'nin sunulan tatlı su üretkenlikleri, önceki bölümlerde bahsedilenlerin özetidir.

(Welepe et al., 2022)'de belirtildiği gibi, tatlı su üretkenliğini etkileyen ve sistemleri doğru bir şekilde karşılaştırmayı zorlaştıran çeşitli faktörler vardır. Bunlar arasında çalışmalar sırasındaki çevresel faktörler (güneş ışınımı, rüzgar hızı, ortam sıcaklığı ve nemi) ve her bir sistemin boyutu yer almaktadır. Tüm bu faktörler, bazı makalelerde bahsedilen $L/m^2/gün$ birimini kullanarak sistemlerin üretkenliklerini etkili bir şekilde karşılaştırmayı imkânsız hale getirmektedir.

Aslında bu birim, sistemin yakıtı olan enerjinin tatlı su üretmek için kullanıldığı gerçeğini yansıtmamaktadır. Alınan bir Watt başına üretilen ortalama tatlı su kütlesini veya miktarını ifade etmek için kg/W veya L/W birimi daha uygun görünmektedir. Ancak, bu birimler güneş enerjili desalinasyon sistemlerinin incelenmesi için çok uygun ve önemli olan zamana bağlı üretimin değerlendirilmesine izin vermez. Bu yüzden (Welepe et al., 2022) hesaplamalar için referans olarak belirli ve seçilen bir toplam enerji miktarı başına $kg/saat$ birimini kullanarak sistemlerin tatlı su üretkenliğini değerlendirmeyi önermiştir. Bu tezde bu yöntem kullanılmaktadır.

Referans olarak seçilen toplam alınan enerji miktarı 1800 W olup, bu da $2m^2$ 'lik bir güneş kolektörü tarafından toplanan $900\text{ W}/m^2$ 'lik gelen güneş ışınımına karşılık gelmektedir (Welepe et al., 2022). Orantılı hesaplama, alınan bu enerji referansı için sistemlerin tatlı su üretkenliğini tahmin etmek için kullanılmaktadır. Ayrıca, elektrikli su ve hava ısıtıcıları gibi ikincil ısı kaynakları da hesaplamalarda dikkate alınmıştır. Öte yandan, önceki çalışmalarda genellikle belirtilmeyen sistem bileşenlerinin (pompalar, hava üfleyiciler, vb.) mekanik enerjisi hesaba katılmamıştır.

Tablo 6.1'de FPHSC-SS, PHSC-SS, WDB-SS'nin ve literatürde incelenmiş olan doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemlerinin tatlı su üretkenliklerinin karşılaştırılmasının sonuçları sunulmaktadır. FPHSC-SS'nin rapor edilen tatlı su üretkenlikleri sırasıyla $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik yoğunlaştırıcı çıkış sıcaklığına karşılık gelen sırasıyla $29\text{ }^{\circ}\text{C}$ ve $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'lik yoğunlaştırıcı giriş sıcaklığı için $\dot{E} = 900\text{ W}/m^2$ ve $\gamma = 0,8$ değerlerine karşılık gelenlerdir.

PHSC-SS'nin tatlı su üretkenliği için rapor edilen değer $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ ve $y = 1$ 'e karşılık gelmektedir. Hatırlatma olarak, 4.2. bölümde açıklandığı gibi, $y = 1$ değeri, PHSC-SS'nin optimum şekilde düşük hava akış hızlarında ve laminar hava akış rejiminde çalıştığı bu akış hızlarında su damlacıklarının emici yüzey ile temas etmeden hava akışı tarafından taşınmaması muhtemel olduğu için seçilmiştir. FPHSC-SS'de durum böyle değildir. Dahası, yoğunlaştırıcı giriş ve çıkışındaki hava sıcaklıkları sırasıyla 90°C ve 70°C 'dir.

WDB-SS'nin tatlı su üretkenlikleri Şekil 5.5'te gösterilenlere karşılık gelmektedir. Rapor edilen ilk değer $\dot{E} = 900 \text{ W/m}^2$ ve su damlacıklarının kaynama sıcaklığı 100°C (atmosferik basınçta) ve $\Delta T = 2^\circ\text{C}$ için değerlendirilmiştir. Bu basınç, PHSC-SS'nin tatlı su üretkenliği ile adil bir karşılaştırma yapabilmek için seçilmiştir. Aslında, PHSC-SS'de, sistemden geçen havanın çok düşük akış hızı nedeniyle iç basınç da atmosferik basınca eşit olarak kabul edilmiştir.

İkinci olarak, 6.1. bölümde WDB-SS'nin çalışma prensibi, modellemesi ve tatlı su üretkenliğinin (kaynama yoluyla) kontrolünün basitliği nedeniyle PHSC-SS'den daha faydalı olduğu gösterilmiştir. Bu nedenle, 50°C 'lik su damlacık kaynama sıcaklığı ve $\Delta T = 2^\circ\text{C}$ 'ye karşılık gelen ikinci bir tatlı su üretkenliği rapor edilmiştir.

Son olarak, WDB-SS'nin hesaplanan maksimum üretkenliğini temsil eden 25°C 'lik su damlacık kaynama sıcaklığı için WDB-SS'nin üretkenliğinin rapor edilmediğini belirtmek önemlidir. Bunun nedeni, üretilen su buharını yoğunlaştırmak için yoğunlaştırıcıya ek olarak yardımcı bir soğutma cihazının gerekecek olmasıdır. Yani, FPHSC-SS'ye benzer bir şekildedir. Bu da 4.2. bölümde belirtildiği üzere sistemin boyutunu, maliyetini ve enerji tüketimini arttıracaktır.

Karşılaştırma sonucu olarak, Tablo 6.1'den, bu tezde incelenen sistemlerin (FPHSC-SS, PHSC-SS ve WDB-SS) tatlı su üretkenliklerinin, literatürde daha önce incelenen çoğu doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemlerinden daha yüksek olduğu görülebilir.

Daha yüksek tatlı su üretkenliğe sahip olanlar genellikle daha hacimli olup ikincil veya yardımcı enerji kaynağı olarak elektrik enerjisi kullanıp daha yüksek su ve hava akışlarının kullanılması nedeniyle daha fazla enerji tüketmektedir. Dolayısıyla daha yüksek sistem maliyeti ve üretilen tatlı su maliyeti ile sonuçlanmaktadır. Örneğin, (Al-Otoom & Al-Khalaileh, 2020) tarafından tasarlanan ve incelenen güneş enerjili desalinasyon sistemi ve (Elminshawy et al., 2015), (A. S. A. Mohamed et al., 2021) ve (Sharshir, Peng, et al., 2016)'ninki gibi bazı SWH-HDH sistemleridir.

Tablo 6.1 Mevcut sistemlerin tatlı su üretkenliklerinin, literatürdeki doğrudan güneş desalinasyon sistemlerinin üretkenlikleri ile karşılaştırılması (Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.)

Yazar	Sistem tipi	Ortalama gelen güneş ışınımı (W/m ²)	Ortalama toplam enerji girdisi (W)	Ortalama tatlı su üretkenliği (kg/m ² .saat)	Toplam 1800 W enerji girdisi için ortalama tatlı su üretkenliği (kg/saat)	Açıklama
(Ghandourah et al., 2022) (Deneysel)	SS	700	700	0,5 (kg/h)	1,29	Oluklu emici plakalı piramit güneş enerjili sistem.
(Alqsair et al., 2022) (Deneysel)	SS	750	-	0,954	-	Parabolik güneş konsantratörü, PCM ve nanopartikül kaplama kullanımı.
(Saeed et al., 2022) (Deneysel)	SS	750	-	0,915	-	Oluklu tambur ve nano bazlı PCM kullanımı.
(Tuly et al., 2022) (Deneysel)	SS	400	415	0,206 (kg/h)	0,89	İç yan duvar reflektörü, içi boş dairesel kanatçıklar ve nanopartikül karışımı PCM içeren aktif çift eğimli güneş enerjili sistem.
(H. Ahmed et al., 2022) (Deneysel)	SS	480	507,36	0,19 (kg/h)	0,674	Oluklu emici plaka ve PCM kullanımı.

Tablo 6.1 Mevcut sistemlerin tatlı su üretkenliklerinin, literatürdeki doğrudan güneş desalinasyon sistemlerinin üretkenlikleri ile karşılaştırılması (Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.) (devam)

Yazar	Sistem tipi	Ortalama gelen güneş ışıınımı (W/m ²)	Ortalama toplam enerji girdisi (W)	Ortalama tatlı su üretkenliği (kg/m ² .saat)	Toplam 1800 W enerji girdisi için ortalama tatlı su üretkenliği (kg/saat)	Açıklama
(F. A. Essa, Abdullah, et al., 2021) (Deneyssel)	SS	656,75	-	0,5	1,096	Güneş enerjisi girdisini artırmak için dış aynaların kullanılması.
(M. A. Essa et al., 2021) (Deneyssel)	SS	682,41	-	0,48	1,270	Su ısıtmayı kolaylaştıran bir ETC ve kanatçıklar olarak işlev gören iç gözenekli malzemenin dahil edilmesi
(Abed et al., 2021) (Deneyssel)	SS	592,5	959,11	0,4	0,461	Dört adet yüksek frekanslı ultrason dalgaları kullanan buharlaştırıcı ile birlikte bir dış SWH entegrasyonu
(Al-Otoom & Al-Khalaileh, 2020) (Deneyssel)	SS	852,4	1278,6	4,113	8,684	Sistem içinde siyah boyalı alüminyum dudaklar ve kaolin çözeltisi (higroskopik çözelti) içeren döner bir kayışın uygulanması
(Bahrami et al., 2019) (Deneyssel)	SS	900	-	0,93	0,930	Kaynak su ile çalışan parabolik çanaklı güneş kolektörünün yerleştirilmesi

Tablo 6.1 Mevcut sistemlerin tatlı su üretkenliklerinin, literatürdeki doğrudan güneş desalinasyon sistemlerinin üretkenlikleri ile karşılaştırılması (Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.) (devam)

Yazar	Sistem tipi	Ortalama gelen güneş ışınımı (W/m ²)	Ortalama toplam enerji girdisi (W)	Ortalama tatlı su üretkenliği (kg/m ² .saat)	Toplam 1800 W enerji girdisi için ortalama tatlı su üretkenliği (kg/saat)	Açıklama
(Shafii et al., 2016) (Deneysel)	SS	890,88		0,54	1,091	Su ısıtma için tüp içine gömülü paslanmaz çelik yün içeren bir ETC'nin uygulanması
(Elminshawy et al., 2015) (Deneysel)	SS	572,5	1687	2,75	2,939	Dış aynalar ve 1000 W elektrikli su ısıtıcılarının entegrasyonu
(Abdelaziz et al., 2022) (Deneysel)	SWH/ SAH-HDH	775	3276	0,858 (kg/h)	0,471	Yüksek frekanslı ultrason dalgaları ile çalışan nemlendirici ile SWH olarak bir ETC'nin dahil edilmesi
(Alrbai, Hayajneh, et al., 2022) (Deneysel)	SWH-HDH	-	-	3,85 (kg/h)	-	Bir ETC'nin hem nemlendiricide hem de nem alma cihazında bulunan su sisleyicileri ile birlikte bir SWH olarak kullanılması
(A. S. A. Mohamed et al., 2021) (Deneysel)	SWH-HDH	-	5003	6,99 (kg/h)	2,515	ETC, yalıtımlı tank, yardımcı elektrikli ısıtıcı kombinasyonu

Tablo 6.1 Mevcut sistemlerin tatlı su üretkenliklerinin, literatürdeki doğrudan güneş desalinasyon sistemlerinin üretkenlikleri ile karşılaştırılması (Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.) (devam)

Yazar	Sistem tipi	Ortalama gelen güneş ışınımı (W/m ²)	Ortalama toplam enerji girdisi (W)	Ortalama tatlı su üretkenliği (kg/m ² .saat)	Toplam 1800 W enerji girdisi için ortalama tatlı su üretkenliği (kg/saat)	Açıklama
(Rahimi-Ahar, Hatamipour, Ghalavand, et al., 2020) (Deneyssel)	SAH-HDH	1123	3930,5	1,8 (kg/saat)	0,824	Nemlendirici basıncını düşürmek ve suyun buharlaşmasını sağlamak için vakum pompası ve düz plakalı bir güneş kolektörü ile eşleştirilmiş bir ETC'nin SWH olarak kullanılması.
(Zubair et al., 2017) (Deneyssel)	SWH-HDH	-	-	0,87	-	ETC'nin SWH olarak kullanılması
(Deniz & Çınar, 2016) (Deneyssel)	SAH-HDH	730,56	2483,9	-	0,439	Düz plakalı SAH ve düz plakalı SWH kullanılması
(Sharshir, Peng, et al., 2016) (Deneyssel)	SWH-HDH	692,5	1385	1,091	2,836	ETC'nin SWH olarak kullanılması
	SS	692,5	775,6	0,464	1,207	Bir HDH sisteminden çıkan sıcak tuzlu su kullanılması
	SS	692,5	775,6	0,317	0,823	Geleneksel güneş enerjili damıtma sistemi
	Hibrit SS-HDH	692,5	2160,6	0,474	1,233	ETC'nin, HDH sisteminde SWH olarak kullanılması. Damıtma sisteminin HDH sisteminden çıkan sıcak tuzlu su ile beslenmesi

Tablo 6.1 Mevcut sistemlerin tatlı su üretkenliklerinin, literatürdeki doğrudan güneş desalinasyon sistemlerinin üretkenlikleri ile karşılaştırılması (Welepe et al., 2022; Welepe N. et al., n.d.) (devam)

Yazar	Sistem tipi	Ortalama gelen güneş ışıması (W/m^2)	Ortalama toplam enerji girdisi (W)	Ortalama tatlı su üretkenliği ($kg/m^2.saat$)	Toplam 1800 W enerji girdisi için ortalama tatlı su üretkenliği ($kg/saat$)	Açıklama
(Welepe et al., 2022) $T_{ci} = 29\text{ }^{\circ}C$ $T_{co} = 25\text{ }^{\circ}C$ (Teorik)	FPHSC-SS	900	1800	0,535	1,07 (yani 1 kg tatlı suyun üretilmesi için 1,682 kWh gerektir)	Düz kanal şeklinde düz plakalı SAH/güneş kolektörünün kullanılması.
(Welepe et al., 2022) $T_{ci} = 27\text{ }^{\circ}C$ $T_{co} = 20\text{ }^{\circ}C$ (Teorik)		900	1800	1,462	2,923 (yani 1 kg tatlı suyun üretilmesi için 0,616 kWh gerektir)	Kanatlar, yardımcı ısı kaynakları veya güneş konsantratörleri olmaksızın.
(Welepe N. et al., n.d.) $T_{ci} = 90\text{ }^{\circ}C$ $T_{co} = 70\text{ }^{\circ}C$ (Teorik)	PHSC-SS	900	1800	0,848	1,697 (yani 1 kg tatlı suyun üretilmesi için 1,061 kWh gerektir)	Kanatçıklar ve yardımcı ısı kaynakları olmadan bir ETC ve parabolik oluklu reflektörlerin kullanımı
Şimdiki çalışma $T_{steam} = 100\text{ }^{\circ}C$ $T_a = 102\text{ }^{\circ}C$ (Teorik)	WDB-SS	900	1800	0,841	1,681 (yani 1 kg tatlı suyun üretilmesi için 1,071 kWh gerektir)	Kanatçıklar ve yardımcı ısı kaynakları olmadan ETC ve parabolik oluklu reflektörlerin kullanımı.
Şimdiki çalışma $T_{steam} = 50\text{ }^{\circ}C$ $T_a = 52\text{ }^{\circ}C$ (Teorik)		900	1800	0,898	1,796 (yani 1 kg tatlı suyun üretilmesi için 1,002 kWh gerektir)	PHSC-SS sistemine kıyasla işletme, modelleme ve üretkenlik kontrolünün daha basit olması.

6.3 Ekonomik Analiz

Bu tezde incelenen sistemlerin termodinamik analizinden sonra, mükemmel bir karşılaştırma için ekonomik bir analiz yapılması gerekmektedir. Bu, her bir sistem tarafından üretilen tatlı suyun litre başına maliyetinin hesaplanmasını ve ayrıca her bir sistemin geri ödeme süresinin değerlendirilmesini kapsamaktadır.

FPHSC-SS, PHSC-SS ve WDB-SS'nin ekonomik analizi 600 W/m^2 'lik güneş ışımasını, günde 7 saat güneşlenme ve yılda 340 gün için gerçekleştirilmiştir. Bu değerler Tablo 6.4'te belirtilen önceki çalışmalarda kullanılan değerlere yaklaşık olarak eşdeğerdir.

Maliyet, bir dizi parametreyi içeren bir dizi standart formüller kullanılarak adım adım hesaplanır. Bu parametreler ve formüller aşağıdaki gibi verilmiştir (Alqsair et al., 2022; 'Belessiotis et al., 2016; Dhivagar et al., 2022; El-Sebaey et al., 2023; Ghandourah et al., 2022; Palenzuela et al., 2015; Saeed et al., 2022; Sharshir, Rozza, Elsharkawy, et al., 2022; Sibagariang et al., 2022; Tiwari & Sahota, 2017; Tuly et al., 2022):

- **Sermaye geri kazanım faktörü (CRF):** sistemin ömrü boyunca sermaye maliyetini veya sistem sabit maliyetini (F) eşdeğer bir yıllık değere dönüştürmek için kullanılır.

$$CRF = i(1 + i)^n / ((1 + i)^n - 1) \quad (34)$$

- **Sabit yıllık maliyet (FAC):** sistemin ömrü boyunca eşdeğer bir yıllık değeri temsil eder.

$$FAC = F(CRF) \quad (35)$$

- **Batık fon faktörü (SFF):** hizmet yılının sonunda sistem değerini tahmin etmek için kullanılan bir faktördür.

$$SFF = i / ((1 + i)^n - 1) \quad (36)$$

- **Kurtarma değeri (SV):** ekipmandan kurtarma veya geri kazanım değerini temsil eder.

$$S = 0,2F \quad (37)$$

- **Yıllık kurtarma değeri (ASV):** sistemin değerinin ömrü boyunca her bir yılında ekipmandan elde edilen kurtarma geri kazanım değerini temsil eder.

$$ASV = S(SFF) \quad (38)$$

- **Yıllık bakım maliyetleri (AMC):** her yıl boyunca sistemin bakım maliyetleridir.

$$AMC = 0,15(FAC) \quad (39)$$

- **Toplam yıllık maliyet (TAC):** sistemin nihai yıllık maliyetidir.

$$TAC = FAC + AMC - ASV \quad (40)$$

- **Litre başına tatlı su maliyeti (CPL):** litre başına tatlı suyun yıllık maliyetini temsil eder.

$$CPL = TAC/M \quad (41)$$

- **Geri ödeme süresi (PP):** ilk nakit yatırım olan F'in geri kazanılması için gereken gün sayısıdır.

$$PP = (F/NF) \times N \quad (42)$$

$$NP = (MPPW - CPL) \times M \quad (43)$$

Sonuç olarak, Tablo 6.4, bu tezde geliştirilen üç sistemin özellikle PHSC-SS ve WDB-SS, literatürdeki incelenmiş sistemlere göre daha düşük tatlı su maliyetleri ve daha kısa geri ödeme sürelerine sahip olduğunu göstermektedir.

Tablo 6.2 Sermaye maliyeti veya sistem sabit maliyeti

Madde	FPHSC-SS	PHSC-SS	WDB-SS
Düz plakalı güneş kolektörü (\$)	45	/	/
Parabolik oluklu güneş kolektörü (\$)	/	45	45
ETC (\$)	/	50	50
Yoğuşturucu (\$)	55	25	25
Aksesuar (su pompası, hava üfleyici, buhar çıkartıcı, elektronik kontrol cihazı) (\$)	70	30	30
Soğutma cihazı (\$)	100	/	/
Ön nemlendirme cihazı (\$)	55	/	/
Sermaye toplam maliyeti veya sistem sabit maliyeti, F (\$)	325	150	150

Tablo 6.3 Ekonomik analiz için parametreler

Parametre	Değer
Sistem ömür süresi, n (yıl)	20
Faiz oranı, i (%)	15
Yılın çalışma günleri, N (gün)	340
Tatlı su piyasa fiyatı, MPPW (\$/L)	0,25 (El-Sebaey et al., 2023)

Tablo 6.4 Ekonomik analiz

Yazar	Sermaye toplam maliyeti veya sistem sabit maliyeti, F (\$)	Yıllık ortalama tatlı su üretimi, M (L/yıl)	Litre başına tatlı su maliyeti, CPL (\$/L)	Geri ödeme süresi, PP (gün)
(Alqsair et al., 2022)	360	2845,15	0,0230	190
(Ghandourah et al., 2022)	91,44	1543,6	0,0108	84
(Sibagariang et al., 2022)	275,17	354,82	0,1410	2418
(Dhivagar et al., 2022)	95	1134	0,0152	121
(Tuly et al., 2022)	112	704,53	0,0289	244
(Saeed et al., 2022)	250	2584	0,0176	142
(Sharshir, Rozza, Elsharkawy, et al., 2022)	115	995,43	0,0210	172
(El-Sebaey et al., 2023)	77	1194,76	0,0117	92
(Welepe et al., 2022) – FPHSC-SS $\dot{E} = 600 \text{ W/m}^2$ $T_{ci} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{co} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$	325	4637,83	0,0127	100
(Welepe N. et al., n.d.) - PHSC-SS $\dot{E} = 600 \text{ W/m}^2$ $T_{ci} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_{co} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$	150	2650,94	0,0103	80
Şimdiki çalışma – WDB-SS, $\dot{E} = 600 \text{ W/m}^2$ $T_{steam} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_a = 102 \text{ }^\circ\text{C}$	150	2603,82	0,0105	82
Şimdiki çalışma – WDB-SS, $\dot{E} = 600 \text{ W/m}^2$ $T_{steam} = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ $T_a = 52 \text{ }^\circ\text{C}$	150	2830,87	0,0096	75

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tezde, üç yeni doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemi tasarlanıp incelenmiştir. Her şey, literatürde incelenen doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemlerinde buharlaştırılacak suyun fazla kullanıldığının gözlemlenmesiyle başlamıştır. Başka bir deyişle, birim zamanda sisteme verilen su miktarı, buharlaşan su miktarından çok daha yüksektir.

Bu durum, optimum buharlaşma sıcaklıklarına ulaşmak için gereken sürenin artmasına neden olup düşük güneş ışınlı durumu bu sıcaklıklara ulaşılması ve suyun kalınlığı nedeniyle ısı direnç yaratarak güneş enerjisi emici yüzeyden optimum enerji çıkarılmasını engelleyip ve emici yüzey sıcaklığını gereksizce artırmaktadır. Tüm bunlar sistemin performansı ve özellikle de tatlı su üretkenliğini önemli ölçüde azaltmaktadır.

Nemlendirici güneş kolektörü (HSC) bu sorunu çözmek için tasarlanmıştır. Birim zaman başına sisteme verilen buharlaştırılacak sıvı su miktarının buharlaşma hızına eşit olduğu bir güneş kolektörüdür. Başka bir deyişle, fazla sıvı su yoktur ve sıvı su kolektörden dışarı atılmamaktadır.

Bu HSC daha sonra tam bir doğrudan güneş enerjili desalinasyon sistemi oluşturmak için bir yoğunlaştırıcıyla birleştirilir. Tasarlanan ve üzerinde çalışılan ilk sistem düz plakalı nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemidir (FPHSC-SS). Bu sistem, havanın aynı anda ısıtılması ve nemlendirilmesi işleminin, önce ısıtılması sonra adyabatik olarak nemlendirilmesi işleminden daha verimli olduğunu göstermiştir. Bu sonuç iklimlendirme sistemlerine de uygulanabilir.

FPHSC-SS'nin tatlı su üretkenliği, 900 W/m^2 güneş ışınlı ve 2 m^2 emici yüzey alanı için $2,923 \text{ kg/saat}$ olarak değerlendirilmiştir. Bu değerlere karşılık gelen enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %72,9 ve %1,12'dir. Ancak, bu üretkenliğe ulaşmak için yoğunlaştırıcıya ek olarak yardımcı bir soğutma cihazı kullanılmalıdır. Bu da sistemin boyutunu ve enerji tüketimini artırmaktadır.

FPHSC-SS'nin performansını iyileştirmek için parabolik oluklu nemlendirici güneş kolektörü tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemi (PHSC-SS) tasarlanmıştır. Sistemin bir parabolik oluklu güneş yansıtıcısı veya konsantratörü ve ısı toplayıcı elemanı (HCE) olarak bir vakum tüpü kolektörü (ETC) kullanmaktadır. Bu sistemin avantajı, FPHSC-SS'ye göre yaklaşık 238 kat daha az hava akışı kullanmasıdır. Bu düşük hava akışı yoğunlaştırıcının boyutunu, hava üfleyiciler tarafından tüketilen enerjiyi ve sistemdeki olası titreşimleri önemli ölçüde

azaltmaktadır. Ancak PHSC-SS'nin imalatı FPHSC-SS'ninkine göre daha fazla uzmanlık gerektirmektedir.

PHSC-SS'nin Tatlı su üretkenliği, 900 W/m^2 güneş ışınlamı ve 2 m^2 emici yüzey alanı için $1,697 \text{ kg/saat}$ olarak değerlendirilmiştir. FPHSC-SS'ninkinden daha düşük olmasına rağmen, düşük hava akış hızları nedeniyle bu sistemde yoğunlaştırucuya ek olarak yardımcı bir soğutma cihazına ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu tatlı su üretkenliğine karşılık gelen enerji ve ekserji verimleri sırasıyla %68,12 ve %14,87'dir. Tüm bu hususlar PHSC-SS'yi FPHSC-SS'ye kıyasla makul bir seçim haline getirmiştir.

Tasarlanıp incelenen üçüncü sistem su damlacıkları kaynama tabanlı güneş enerjili su damıtma sistemidir (WDB-SS). Bu sistem, PHSC-SS'nin performansına ilişkin bir analiz, HCE'den geçen hava akış hızı azalıp sıfıra yaklaştıkça performansının arttığını göstermesi nedeniyle geliştirilmiştir. Bu nedenle hava akış hızının iptal edilmesinin PHSC-SS'nin üst sınırına ulaşmasını sağlayacağı varsayılmıştır.

Buradaki fikir, hava akış hızını iptal etmek, dolayısıyla su damlacıklarının havanın bağıl neminin değişimlerine bağlı olarak buharlaşması yerine kaynama yoluyla buharlaşmasına neden olmak ve ardından üretilen su buharını bir hava çıkartıcı tarafından yoğunlaştırucuya doğru çekmek olmuştur. Bu durumda, PHSC-SS'nin çalışma prensibinden tam farklı çalışma prensibi olan bir sistem (WDB-SS) ortaya çıkmıştır. Bu nedenle WDB-SS, varsayıldığının aksine artık PHSC-SS'nin üst sınırı değildir.

900 W/m^2 güneş ışınlamı, 2 m^2 emici yüzey alanı ve su damlacığı kaynama sıcaklığı 100°C için, WDB-SS'nin tatlı su üretkenliği, enerji ve ekserji verimleri sırasıyla $1,681 \text{ kg/saat}$, %67,24 ve %13,58 olarak değerlendirilmiştir. Ardından, 50°C 'lik kaynama sıcaklığı için bu değerler sırasıyla $1,796 \text{ kg/saat}$, %68,12 ve %5,6'ya dönüşmüştür.

WDB-SS'yi PHSC-SS'den daha avantajlı kılan özellik, su damlacıklarının kaynama yoluyla buharlaşmasının, havanın bağıl neminin değişimlerine bağlı olarak buharlaşmaya kıyasla çok daha doğrudan ve kontrol edilebilir olmasıdır. Buna ek olarak, WDB-SS'nin analizi ve termodinamik modellemesi PHSC-SS'ye göre daha basit ve anlaşılabilir. PHSC-SS gibi, imalatı FPHSC-SS'ninkine göre daha fazla uzmanlık gerektirmektedir.

Sonuç olarak, PHSC-SS ve WDB-SS bu araştırmada en gelişmiş sistemlerdir. Üretilen tatlı suyun maliyeti WDB-SS için 50°C ve 100°C su damlacığı kaynama sıcaklığında sırasıyla $0,0096 \text{ \$}/\text{L}$ ve $0,0105 \text{ \$}/\text{L}$ olarak ve ilgili geri ödeme süreleri sırasıyla 75 ve 82 gün olarak değerlendirilmiştir. PHSC-SS ve FPHSC-SS tarafından üretilen tatlı su maliyetleri ise, sırasıyla

0,0103 \$/L ve 0,0127 \$/L olarak ve ilgili geri ödeme süreleri sırasıyla 80 ve 100 gün olarak değerlendirilmiştir. Dolayısıyla bu tezde elde edilmiş tatlı su üretkenlikler literatürdeki incelenen sistemlerin çoğundan elde edilenlerden daha yüksek, elde edilmiş tatlı su maliyetleri ve geri ödeme süreleri literatürdekilerden daha düşük bulunmuştur.

Bu araştırmanın gelecekteki kapsamı, düşük maliyetle MSF ve MED gibi dolaylı güneş enerjili desalinasyon sistemleriyle karşılaştırılabilir bir şekilde tatlı su üretmek için PHSC-SS veya WDB-SS'nin büyük ölçekte inşa edilmesidir. İkinci olarak, PHSC-SS ve WDB-SS'nin tasarımı için parabolik oluklu güneş kolektörü kullanılmak yerine, parabolik çanak tipi güneş kolektörü kullanılabilmektedir. Aslında, parabolik çanak tipi güneş kolektörü HCE'nin yüzey alanı ve dolayısıyla dış ortama doğru olan enerji kayıpları ve sistemin ayak izini önemli ölçüde azaltmaktadır. Son olarak, iklimlendirme sistemlerinde su buharını daha verimli bir şekilde üretmek için FPHSC-SS, PHSC-SS ve WDB-SS'nin çalışma prensipleri kullanılabilmektedir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- Abbaspour, M., Ramiar, A., & Esmaili, Q. (2022). Efficiency improvement of vertical solar stills – A review. *Solar Energy*, 235, 19–35.
<https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.02.027>
- Abdelaziz, G. B., Algazzar, A. M., El-Said, E. M. S., Elsaid, A. M., Sharshir, S. W., Kabeel, A. E., & El-Beheri, S. M. (2021). Performance enhancement of tubular solar still using nano-enhanced energy storage material integrated with v-corrugated aluminum basin, wick, and nanofluid. *Journal of Energy Storage*, 41, 102933.
<https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102933>
- Abdelaziz, Gamal. B., Dahab, M. A., Omara, M. A., Sharshir, S. W., Elsaid, A. M., & El-Said, E. M. S. (2022). Humidification dehumidification saline water desalination system utilizing high frequency ultrasonic humidifier and solar heated air stream. *Thermal Science and Engineering Progress*, 27, 101144.
<https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101144>
- Abdullah, A. S., Alarjani, A., Abou Al-sood, M. M., Omara, Z. M., Kabeel, A. E., & Essa, F. A. (2019). Rotating-wick solar still with mended evaporation technics: Experimental approach. *Alexandria Engineering Journal*, 58(4), 1449–1459.
<https://doi.org/10.1016/j.aej.2019.11.018>
- Abdullah, A. S., Alawee, W. H., Shanmugan, S., & Omara, Z. M. (2023). Techniques used to maintain minimum water depth of solar stills for water desalination—A comparative review. *Results in Engineering*, 19, 101301.
<https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101301>
- Abdullah, A. S., Omara, Z. M., Bek, M. A., & Essa, F. A. (2020). An augmented productivity of solar distillers integrated to HDH unit: Experimental implementation. *Applied Thermal Engineering*, 167, 114723.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114723>
- Abdullah, A. S., Omara, Z. M., Essa, F. A., Alarjani, A., Mansir, I. B., & Amro, M. I. (2021). Enhancing the solar still performance using reflectors and sliding-wick belt. *Solar Energy*, 214, 268–279. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.11.016>
- Abdullah, A. S., Omara, Z. M., Essa, F. A., Younes, M. M., Shanmugan, S., Abdelgaied, M., Amro, M. I., Kabeel, A. E., & Farouk, W. M. (2021). Improving the performance of trays solar still using wick corrugated absorber, nano-enhanced phase change material and photovoltaics-powered heaters. *Journal of Energy Storage*, 40, 102782.
<https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102782>
- Abd-ur-Rehman, H. M., & Al-Sulaiman, F. A. (2016). An experimental investigation of a novel design air humidifier using direct solar thermal heating. *Energy Conversion and Management*, 127, 667–678. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.09.053>
- Abd-ur-Rehman, H. M., & Al-Sulaiman, F. A. (2017). A novel design of a multistage stepped bubble column humidifier for the humidification of air. *Applied Thermal Engineering*, 120, 530–536. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.021>
- Abed, A. H., Hoshi, H. A., & Jabal, M. H. (2021). Experimental investigation of modified solar still coupled with high-frequency ultrasonic vaporizer and phase change material capsules. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 101531.
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101531>
- Abozoor, M. K. S., Meraj, M., Azhar, M., Khan, M. E., Seraj, M., Ahsan, M., Ahmed, S. A., & Bani Hani, E. H. (2022). Energy and exergy analyses of active solar still integrated with evacuated flat plate collector for New Delhi. *Groundwater for Sustainable Development*, 19, 100833. <https://doi.org/10.1016/j.gsd.2022.100833>

- Abu El-Maaty, A. E., Awad, M. M., Sultan, G. I., & Hamed, A. M. (2019). Solar powered fog desalination system. *Desalination*, 472, 114130. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.114130>
- Abu El-Maaty, A. E., Awad, M. M., Sultan, G. I., & Hamed, A. M. (2021). Performance study of fog desalination system coupled with evacuated tube solar collector. *Desalination*, 504, 114960. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2021.114960>
- Adam, A., Saffaj, N., & Mamouni, R. (2023). Enhancement of adjusted solar still integrated with renewable energy: An experimental approach to recycling industrial wastewater. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.07.056>
- Ahmed, H., Najib, A., Zaidi, A. A., Naseer, M. N., & Kim, B. (2022). Modeling, design optimization and field testing of a solar still with corrugated absorber plate and phase change material for Karachi weather conditions. *Energy Reports*, 8, 11530–11546. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.08.276>
- Ahmed, M. M. Z., Alshammari, F., Alatawi, I., Alhadri, M., & Elashmawy, M. (2022). A novel solar desalination system integrating inclined and tubular solar still with parabolic concentrator. *Applied Thermal Engineering*, 213, 118665. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118665>
- Alatawi, I., Khaliq, A., Ahmed Heniegah, A. M., Abdelaziz, G. B., & Elashmawy, M. (2022). Tubular solar stills: Recent developments and future. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 242, 111785. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2022.111785>
- Al-Harashsheh, M., Abu-Arabi, M., Ahmad, M., & Mousa, H. (2022). Self-powered solar desalination using solar still enhanced by external solar collector and phase change material. *Applied Thermal Engineering*, 206, 118118. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118118>
- Al-harashsheh, M., Abu-Arabi, M., Mousa, H., & Alzghoul, Z. (2018). Solar desalination using solar still enhanced by external solar collector and PCM. *Applied Thermal Engineering*, 128, 1030–1040. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.09.073>
- Ali, M. T., Fath, H. E. S., & Armstrong, P. R. (2011). A comprehensive techno-economical review of indirect solar desalination. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15(8), 4187–4199. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.05.012>
- Alnaimat, F., Ziauddin, M., & Mathew, B. (2021). A review of recent advances in humidification and dehumidification desalination technologies using solar energy. *Desalination*, 499, 114860. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2020.114860>
- Al-Otoom, A., & Al-Khalaileh, A. T. (2020). Water desalination using solar continuous humidification–dehumidification process using hygroscopic solutions and rotating belt. *Solar Energy*, 197, 38–49. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.12.075>
- Alqsair, U. F. (2023). Numerical simulation and optimization of surface evaporation in a 3D solar still for improved performance. *Results in Engineering*, 20, 101554. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101554>
- Alqsair, U. F. (2024). Enhancement the production of trays solar still via nano phase change material and preheating feed-water. *Case Studies in Thermal Engineering*, 53, 103822. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103822>
- Alqsair, U. F., Abdullah, A. S., & Omara, Z. M. (2022). Enhancement the productivity of drum solar still utilizing parabolic solar concentrator, phase change material and nanoparticles' coating. *Journal of Energy Storage*, 55, 105477. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105477>
- Alrbai, M., Enizat, J., Hayajneh, H., Qawasmeh, B., & Al-Dahidi, S. (2022). Energy and exergy analysis of a novel humidification-dehumidification desalination system with fogging technique. *Desalination*, 522, 115421. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2021.115421>

- Alrbai, M., Hayajneh, H., Arakza, F., Enizat, J., Al-Dahidi, S., Al-Ghussain, L., & Hassan, M. A. (2022). Techno-economic analysis of a solar-powered humidification-dehumidification desalination system under fogging effect. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 53, 102752. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102752>
- Al-Sulaiman, F. A., Zubair, M. I., Atif, M., Gandhidasan, P., Al-Dini, S. A., & Antar, M. A. (2015). Humidification dehumidification desalination system using parabolic trough solar air collector. *Applied Thermal Engineering*, 75, 809–816. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.072>
- Angappan, G., Pandiaraj, S., Panchal, H., Kathiresan, T., Ather, D., Dutta, C., Subramaniam, M. K., Muthusamy, S., Kabeel, A. E., El-Shafay, A. S., & Sadasivuni, K. K. (2022). An extensive review of performance enhancement techniques for pyramid solar still for solar thermal applications. *Desalination*, 532, 115692. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2022.115692>
- Aref, L., Fallahzadeh, R., & Madadi Avargani, V. (2021). An experimental investigation on a portable bubble basin humidification/dehumidification desalination unit utilizing a closed-loop pulsating heat pipe. *Energy Conversion and Management*, 228, 113694. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113694>
- Arunkumar, T., & Kabeel, A. E. (2017). Effect of phase change material on concentric circular tubular solar still-Integration meets enhancement. *Desalination*, 414, 46–50. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2017.03.035>
- Asgari, B., Bizhani, M., Hakkaki-Fard, A., & Kazemzadeh Hannani, S. (2022). Performance evaluation of different configurations of solar humidification-dehumidification desalination system with subsurface condenser. *Energy Conversion and Management*, 269, 116186. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116186>
- Asgari, B., Hakkaki-Fard, A., & Kazemzadeh Hannani, S. (2023). Effect of baffle turbulators on the horizontal solar film evaporator of the humidification-dehumidification desalination system. *Thermal Science and Engineering Progress*, 42, 101888. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101888>
- Ayati, E., Rahimi-Ahar, Z., Hatamipour, M. S., & Ghalavand, Y. (2020). Performance evaluation of a heat pump-driven vacuum humidification-dehumidification desalination system. *Applied Thermal Engineering*, 180, 115872. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115872>
- Bahrami, M., Madadi Avargani, V., & Bonyadi, M. (2019). Comprehensive experimental and theoretical study of a novel still coupled to a solar dish concentrator. *Applied Thermal Engineering*, 151, 77–89. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.103>
- Bait, O., & Si-Ameur, M. (2018). Enhanced heat and mass transfer in solar stills using nanofluids: A review. *Solar Energy*, 170, 694–722. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.06.020>
- Bejan, A. (2016). *Advanced Engineering Thermodynamics*. Wiley. <https://doi.org/10.1002/9781119245964>
- 'Belessiotis, V., 'Kalogirou, S., & 'Delyannis, E. (2016). *Thermal Solar Desalination - Methods and Systems*. Elsevier. <https://shop.elsevier.com/books/thermal-solar-desalination/belessiotis/978-0-12-809656-7>
- Cao, Y., Dhahad, H. A., Sharma, K., Anqi, A. E., El-Shafay, A. S., & Najat Ahmed, A. (2022). Comprehensive thermodynamic and economic analyses and optimization of a novel poly-generation setup utilizing solar and geothermal sources. *Applied Thermal Engineering*, 207, 118133. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118133>
- Chandrashekara, M., & Yadav, A. (2017). An experimental study of the effect of exfoliated graphite solar coating with a sensible heat storage and Scheffler dish for desalination.

- Applied Thermal Engineering*, 123, 111–122.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.058>
- Chauhan, K. S., Beniwal, R., & Tyagi, H. (2024). Thermodynamic analysis of a hybrid novel solar powered humidification-dehumidification coupled with direct contact membrane distillation system. *Energy Conversion and Management*, 300, 117930.
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117930>
- Chauhan, V. K., Shukla, S. K., Tirkey, J. V., & Singh Rathore, P. K. (2021). A comprehensive review of direct solar desalination techniques and its advancements. *Journal of Cleaner Production*, 284, 124719.
<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.124719>
- Dave, T., Ahuja, V., & Krishnan, S. (2021). Economic analysis and experimental investigation of a direct absorption solar humidification-dehumidification system for decentralized water production. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 46, 101306. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101306>
- Deniz, E. (2015). Solar-Powered Desalination. In Robert Y. Ning (Ed.), *Desalination Updates*. InTech. <https://doi.org/10.5772/60436>
- Deniz, E., & Çınar, S. (2016). Energy, exergy, economic and environmental (4E) analysis of a solar desalination system with humidification-dehumidification. *Energy Conversion and Management*, 126, 12–19. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.07.064>
- Deshmukh, H. S., & Thombre, S. B. (2017). Solar distillation with single basin solar still using sensible heat storage materials. *Desalination*, 410, 91–98.
<https://doi.org/10.1016/j.desal.2017.01.030>
- Dhindsa, G. S. (2021). Performance enhancement of basin solar still using paraffin wax and floating wicks in the basin. *Materials Today: Proceedings*, 37, 3310–3316.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.121>
- Dhivagar, R., El-Sapa, S., Alrubaie, A. J., Al-khaykan, A., Chamkha, A. J., Panchal, H., El-Sebaey, M. S., & sharma, K. (2022). A case study on thermal performance analysis of a solar still basin employing ceramic magnets. *Case Studies in Thermal Engineering*, 39, 102402. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102402>
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes* (4th ed.). John Wiley & Sons, Inc. <https://doi.org/10.1002/9781118671603>
- Dumka, P., & Mishra, D. R. (2020). Performance evaluation of single slope solar still augmented with the ultrasonic fogger. *Energy*, 190, 116398.
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116398>
- Durkaieswaran, P., & Murugavel, K. K. (2015). Various special designs of single basin passive solar still – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 49, 1048–1060. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.111>
- E.A.E. Ahmed, M., Abdo, S., Abdelrahman, M. A., & Gaheen, O. A. (2023). Finned-encapsulated PCM pyramid solar still – Experimental study with economic analysis. *Journal of Energy Storage*, 73, 108908. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108908>
- Easa, A. S., Khalaf-Allah, R. A., Mohamed, S. M., I. A. Habba, M., & Tolan, M. T. (2024). Optimization of Humidification-Dehumidification solar desalination Unit: Comparative analysis. *Applied Thermal Engineering*, 236, 121610.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121610>
- Elango, T., Kannan, A., & Kalidasa Murugavel, K. (2015). Performance study on single basin single slope solar still with different water nanofluids. *Desalination*, 360, 45–51.
<https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.01.004>
- Elashmawy, M. (2019). Effect of surface cooling and tube thickness on the performance of a high temperature standalone tubular solar still. *Applied Thermal Engineering*, 156, 276–286. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.04.068>

- Elashmawy, M., & Ahmed, M. M. Z. (2021). Enhancing tubular solar still productivity using composite aluminum/copper/sand sensible energy storage tubes. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 221, 110882. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2020.110882>
- El-Ashtoukhy, E.-S. Z., Abdel-Aziz, M. H., Farag, H. A., el Azab, I. H., Sh. Zoromba, M., & Naim, M. M. (2022). An innovative unit for water desalination based on humidification dehumidification technique. *Alexandria Engineering Journal*, 61(11), 8729–8742. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.02.017>
- Elgendi, M., Kabeel, A. E., & Essa, F. A. (2022). Improving the solar still productivity using thermoelectric materials: A review. *Alexandria Engineering Journal*. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2022.10.011>
- Elhenawy, Y., Bassyouni, M., Fouad, K., Sandid, A. M., Abu-Zeid, M. A. E.-R., & Majozi, T. (2023). Experimental and numerical simulation of solar membrane distillation and humidification – dehumidification water desalination system. *Renewable Energy*, 215, 118915. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2023.118915>
- Elhenawy, Y., Fouad, K., Bassyouni, M., & Majozi, T. (2023). Design and performance a novel hybrid membrane distillation/humidification–dehumidification system. *Energy Conversion and Management*, 286, 117039. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117039>
- Elminshawy, N. A. S., Siddiqui, F. R., & Addas, M. F. (2015). Experimental and analytical study on productivity augmentation of a novel solar humidification–dehumidification (HDH) system. *Desalination*, 365, 36–45. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.02.019>
- Elminshawy, N. A. S., Siddiqui, F. R., & Addas, M. F. (2016). Development of an active solar humidification-dehumidification (HDH) desalination system integrated with geothermal energy. *Energy Conversion and Management*, 126, 608–621. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.08.044>
- Elnaby Kabeel, A., Abdelgaied, Mohamed., Attia, M. E. H., Arıcı, M., & Abdel-Aziz, M. M. (2023). Performance enhancement of a conical solar still by optimizing inclination angle. *Solar Energy*, 264, 112001. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2023.112001>
- El-Said, E. M. S., & Abdelaziz, G. B. (2020). Experimental investigation and economic assessment of a solar still performance using high-frequency ultrasound waves atomizer. *Journal of Cleaner Production*, 256, 120609. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.120609>
- El-Said, E. M. S., Dahab, M. A., Omara, M., & Abdelaziz, G. B. (2021). Solar desalination unit coupled with a novel humidifier. *Renewable Energy*, 180, 297–312. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2021.08.105>
- El-Sebaey, M. S., Ellman, A., Hegazy, A., & Essa, F. A. (2023). Experimental study with thermal and economical analysis for some modifications on cylindrical sector and double slope, single basin solar still. *Case Studies in Thermal Engineering*, 49, 103310. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103310>
- Elshamy, S. M., & El-Said, E. M. S. (2018). Comparative study based on thermal, exergetic and economic analyses of a tubular solar still with semi-circular corrugated absorber. *Journal of Cleaner Production*, 195, 328–339. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.05.243>
- Esfanjani, P., Mahmoudi, A., Rashidi, S., & Valipour, M. S. (2024). Experimental investigation of a novel design of cavity receiver for a parabolic dish collector humidification-dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*, 299, 117845. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117845>
- Essa, F. A., Abdullah, A. S., Omara, Z. M., Kabeel, A. E., & Gamiel, Y. (2021). Experimental study on the performance of trays solar still with cracks and reflectors. *Applied Thermal Engineering*, 188, 116652. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116652>

- Essa, F. A., Alawee, W. H., Mohammed, S. A., Dhahad, H. A., Abdullah, A. S., & Omara, Z. M. (2021). Experimental investigation of convex tubular solar still performance using wick and nanocomposites. *Case Studies in Thermal Engineering*, 27, 101368. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101368>
- Essa, F. A., Omara, Z. M., Abdullah, A. S., Kabeel, A. E., & Abdelaziz, G. B. (2021). Enhancing the solar still performance via rotating wick belt and quantum dots nanofluid. *Case Studies in Thermal Engineering*, 27, 101222. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101222>
- Essa, M. A., Ibrahim, M. M., & Mostafa, N. H. (2021). Experimental parametric passive solar desalination prototype analysis. *Journal of Cleaner Production*, 325, 129333. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.129333>
- Evangelisti, L., Guattari, C., & Asdrubali, F. (2019). On the sky temperature models and their influence on buildings energy performance: A critical review. *Energy and Buildings*, 183, 607–625. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.11.037>
- Fallahzadeh, R., Aref, L., Madadi Avargani, V., & Gholamiarjenaki, N. (2020). An experimental investigation on the performance of a new portable active bubble basin solar still. *Applied Thermal Engineering*, 181, 115918. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115918>
- Fares, M. M., Ju, X., Elgendy, E., Fatouh, M., Abd El-Samie, M. M., Zhang, H., & Xu, C. (2023). Theoretical investigation of a humidification-dehumidification/reverse osmosis hybrid desalination unit driven by concentrated photovoltaic/thermal solar collector: On both energy and mass recovery. *Energy Conversion and Management*, 297, 117671. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.117671>
- Farshchi Tabrizi, F., Khosravi, M., & Shirzaei Sani, I. (2016). Experimental study of a cascade solar still coupled with a humidification–dehumidification system. *Energy Conversion and Management*, 115, 80–88. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.006>
- Farvardin, A., & Motlagh, S. Y. (2024). Investigating the effects of air inlet jet on the performance of solar still: A comprehensive numerical study. *Desalination*, 569, 117048. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2023.117048>
- Fayaz, Z., Dhindsa, G. S., & Sokhal, G. S. (2022). Experimental study of solar still having variable slope tilted wick in the basin to enhance its daily yield. *Materials Today: Proceedings*, 48, 1421–1426. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.09.195>
- Feria-Diaz, J. J., Medina-Salgado, B. A., & Sandoval Herazo, L. C. (2023). Mild hybrid energy dual-slope solar stills: Design and performance. *Results in Engineering*, 20, 101570. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101570>
- FlyCarpet. (2021, May 7). *Free Online Interactive Psychrometric Chart*. <http://www.flycarpet.net/en/PsyOnline>
- Forristall, R. (2003). *Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver*. <https://www.nrel.gov/docs/fy04osti/34169.pdf>
- Fouda, A., Nada, S. A., Elattar, H. F., Rubaiee, S., & Al-Zahrani, A. (2018). Performance analysis of proposed solar HDH water desalination systems for hot and humid climate cities. *Applied Thermal Engineering*, 144, 81–95. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.08.037>
- Garg, K., Beniwal, R., Das, S. K., & Tyagi, H. (2023). Experimental investigation of a low-cost humidification-dehumidification desalination cycle using packed-bed humidifier and finned-tube heat exchanger. *Thermal Science and Engineering Progress*, 41, 101858. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101858>

- Gautam, A., Dave, T., & Krishnan, S. (2023). Performance investigation of humidification dehumidification desalination with mass extraction and recirculation of rejected water. *Thermal Science and Engineering Progress*, 41, 101813. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2023.101813>
- Ge, Z., Wang, H., Wang, H., Zhang, S., & Guan, X. (2014). Exergy Analysis of Flat Plate Solar Collectors. *Entropy*, 16(5), 2549–2567. <https://doi.org/10.3390/e16052549>
- Ghalavand, A., Hatamipour, M. S., & Ghalavand, Y. (2023). Performance evaluation of a solar multi-stage humidification dehumidification desalination plant with heat recovery section. *Desalination*, 566, 116931. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2023.116931>
- Ghandourah, E., Panchal, H., Fallatah, O., Ahmed, H. M., Moustafa, E. B., & Elsheikh, A. H. (2022). Performance enhancement and economic analysis of pyramid solar still with corrugated absorber plate and conventional solar still: A case study. *Case Studies in Thermal Engineering*, 35, 101966. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101966>
- Ghazal, M. T., Atikol, U., & Egelioglu, F. (2014). An experimental study of a solar humidifier for HDD systems. *Energy Conversion and Management*, 82, 250–258. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.019>
- Giwa, A., Fath, H., & Hasan, S. W. (2016). Humidification–dehumidification desalination process driven by photovoltaic thermal energy recovery (PV-HDH) for small-scale sustainable water and power production. *Desalination*, 377, 163–171. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.09.018>
- Hashemi, S. A., Kazemi, M., Taheri, A., Passandideh-Fard, M., & Sardarabadi, M. (2020). Experimental investigation and cost analysis on a nanofluid-based desalination system integrated with an automatic dual-axis sun tracker and Fresnel lens. *Applied Thermal Engineering*, 180, 115788. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115788>
- He, W. F., Xu, L. N., & Han, D. (2016). Parametric analysis of an air-heated humidification-dehumidification (HDH) desalination system with waste heat recovery. *Desalination*, 398, 30–38. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.07.016>
- Hua, W. S., Xu, H. J., & Xie, W. H. (2022). Review on adsorption materials and system configurations of the adsorption desalination applications. *Applied Thermal Engineering*, 204, 117958. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117958>
- Hussain Soomro, S., Santosh, R., Bak, C.-U., Yoo, C.-H., Kim, W.-S., & Kim, Y.-D. (2022). Effect of humidifier characteristics on performance of a small-scale humidification-dehumidification desalination system. *Applied Thermal Engineering*, 210, 118400. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118400>
- Ibrahim, A. G. M., & Dincer, I. (2015). A solar desalination system: Exergetic performance assessment. *Energy Conversion and Management*, 101, 379–392. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.05.060>
- Jafari Mosleh, H., & Ahmadi, R. (2019). Linear parabolic trough solar power plant assisted with latent thermal energy storage system: A dynamic simulation. *Applied Thermal Engineering*, 161, 114204. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114204>
- Jafari Mosleh, H., Jahangiri Mamouri, S., Shafii, M. B., & Hakim Sima, A. (2015). A new desalination system using a combination of heat pipe, evacuated tube and parabolic trough collector. *Energy Conversion and Management*, 99, 141–150. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.04.028>
- Jafarkazemi, F., & Ahmadifard, E. (2013). Energetic and exergetic evaluation of flat plate solar collectors. *Renewable Energy*, 56, 55–63. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.10.031>
- Jeyaraj, T., & Kumar, P. (2023). Theoretical and experimental investigation of double slope solar still with channel integration: Energy, exergy and water quality analysis.

- Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 188, 113779.
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113779>
- Jobrane, M., Kopmeier, A., Kahn, A., Cauchie, H.-M., Kharroubi, A., & Penny, C. (2021). Internal and external improvements of wick type solar stills in different configurations for drinking water production– A review. *Groundwater for Sustainable Development*, 12, 100519. <https://doi.org/10.1016/j.gsd.2020.100519>
- Jobrane, M., Kopmeier, A., Kahn, A., Cauchie, H.-M., Kharroubi, A., & Penny, C. (2022). Theoretical and experimental investigation on a novel design of wick type solar still for sustainable freshwater production. *Applied Thermal Engineering*, 200, 117648. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117648>
- Kabeel, A. E., & Abdelgaied, M. (2017). Performance enhancement of modified solar still using multi-groups of two coaxial pipes in basin. *Applied Thermal Engineering*, 118, 23–32. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.090>
- Kabeel, A. E., Arunkumar, T., Denkenberger, D. C., & Sathyamurthy, R. (2017). Performance enhancement of solar still through efficient heat exchange mechanism – A review. *Applied Thermal Engineering*, 114, 815–836. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.12.044>
- Kabeel, A. E., Diab, M. R., Elazab, M. A., & El-Said, E. M. S. (2022). Hybrid solar powered desalination system based on air humidification dehumidification integrated with novel distiller: Exergoeconomic analysis. *Journal of Cleaner Production*, 379, 134690. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.134690>
- Kabeel, A. E., Omara, Z. M., & Essa, F. A. (2014a). Enhancement of modified solar still integrated with external condenser using nanofluids: An experimental approach. *Energy Conversion and Management*, 78, 493–498. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.11.013>
- Kabeel, A. E., Omara, Z. M., & Essa, F. A. (2014b). Improving the performance of solar still by using nanofluids and providing vacuum. *Energy Conversion and Management*, 86, 268–274. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.050>
- Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design* (3rd ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/b11784>
- Kalogirou, S. A., Karellas, S., Badescu, V., & Braimakis, K. (2016). Exergy analysis on solar thermal systems: A better understanding of their sustainability. *Renewable Energy*, 85, 1328–1333. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2015.05.037>
- Kasaeian, A., Babaei, S., Jahanpanah, M., Sarrafha, H., Sulaiman Alsagri, A., Ghaffarian, S., & Yan, W.-M. (2019). Solar humidification-dehumidification desalination systems: A critical review. *Energy Conversion and Management*, 201, 112129. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.112129>
- Kaunga, D., Patel, R., & Mujtaba, I. M. (2022). Humidification-dehumidification desalination process: Performance evaluation and improvement through experimental and numerical methods. *Thermal Science and Engineering Progress*, 27, 101159. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101159>
- Kaushal, A., & Varun. (2010). Solar stills: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(1), 446–453. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2009.05.011>
- Khalaf-Allah, R. A., Abdelaziz, G. B., Kandel, M. G., & Easa, A. S. (2022). Development of a centrifugal sprayer-based solar HDH desalination unit with a variety of sprinkler rotational speeds and droplet slot distributions. *Renewable Energy*, 190, 1041–1054. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2022.04.019>
- Khalil, A., El-Agouz, S. A., El-Samadony, Y. A. F., & Abdo, A. (2015). Solar water desalination using an air bubble column humidifier. *Desalination*, 372, 7–16. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2015.06.010>

- Khani, N., Khoshgoftar Manesh, M. H., & Onishi, V. C. (2022). 6E analyses of a new solar energy-driven polygeneration system integrating CO₂ capture, organic Rankine cycle, and humidification-dehumidification desalination. *Journal of Cleaner Production*, 379, 134478. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.134478>
- Khass, T. M., Mohammed, R. H., Qasem, N. A. A., & Zubair, S. M. (2022). Different configurations of humidification-dehumidification desalination systems: Thermal and economic assessment. *Energy Conversion and Management*, 258, 115470. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115470>
- Kizilkan, O., & Khanmohammadi, S. (2023). Design a novel solar based system integrated with humidification-dehumidification unit and re-compression sCO₂ cycle for sustainable development. *Journal of Cleaner Production*, 407, 137117. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.137117>
- Kousik Suraparaju, S., & Kumar Natarajan, S. (2022). Effect of Natural Sisal Fibre on Enhancing the Condensation Rate of Solar Still for Sustainable Clean Water Production. *Thermal Science and Engineering Progress*, 101527. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101527>
- Kumar Chauhan, V., & Kumar Shukla, S. (2022a). Analytical and experimental study of performance of Pyrex glass Q-dot based passive solar still glass evaporator. *Thermal Science and Engineering Progress*, 34, 101387. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101387>
- Kumar Chauhan, V., & Kumar Shukla, S. (2022b). Experimental study of effect of glass cover tilt angle of solar still in winter season of India's composite climate. *Thermal Science and Engineering Progress*, 33, 101348. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2022.101348>
- Kumar, S., Dubey, A., & Tiwari, G. N. (2014). A solar still augmented with an evacuated tube collector in forced mode. *Desalination*, 347, 15–24. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.05.019>
- Lai, L., Wang, X., Kefayati, G., & Hu, E. (2023). Analysis of a novel solid desiccant evaporative cooling system integrated with a humidification-dehumidification desalination unit. *Desalination*, 550, 116394. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2023.116394>
- Li, X., Yuan, G., Wang, Z., Li, H., & Xu, Z. (2014). Experimental study on a humidification and dehumidification desalination system of solar air heater with evacuated tubes. *Desalination*, 351, 1–8. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2014.07.008>
- Liang, P., Liu, S., Ding, Y., Wen, X., Wang, K., Shao, C., Hong, X., & Liu, Y. (2021). A self-floating electrospun nanofiber mat for continuously high-efficiency solar desalination. *Chemosphere*, 280, 130719. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2021.130719>
- Luo, X., Shi, J., Zhao, C., Luo, Z., Gu, X., & Bao, H. (2021). The energy efficiency of interfacial solar desalination. *Applied Energy*, 302, 117581. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.117581>
- M, C., & Yadav, A. (2017). Water desalination system using solar heat: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 67, 1308–1330. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.08.058>
- Mahian, O., Kianifar, A., Heris, S. Z., Wen, D., Sahin, A. Z., & Wongwises, S. (2017). Nanofluids effects on the evaporation rate in a solar still equipped with a heat exchanger. *Nano Energy*, 36, 134–155. <https://doi.org/10.1016/j.nanoen.2017.04.025>
- Maliani, O. D., Bekkaoui, A., Baali, E. H., Guissi, K., El Fellah, Y., & Errais, R. (2020). Investigation on novel design of solar still coupled with two axis solar tracking system. *Applied Thermal Engineering*, 172, 115144. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115144>

- Memon, S., Soomro, S. H., Kim, W.-S., & Young-Deuk Kim. (2022). Performance investigation of solar-powered direct-contact membrane distillation and humidification–dehumidification hybrid system. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 174, 108889. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2022.108889>
- Meng, Z., Li, Z., Li, Y., Zhang, C., Wang, K., Yu, W., Wu, D., Zhu, H., & Li, W. (2022). Novel nanofluid based efficient solar vaporization systems with applications in desalination and wastewater treatment. *Energy*, 247, 123513. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123513>
- Modi, K. V., Maurya, S. R., Parmar, J. H., Kalsariya, A. B., & Panasara, P. B. (2022). An experimental investigation of the effectiveness of partially and fully submerged metal hollow-fins and jute cloth wick-fins on the performance of a dual-basin single-slope solar still. *Cleaner Engineering and Technology*, 6, 100392. <https://doi.org/10.1016/j.clet.2021.100392>
- Modi, K. V., & Modi, J. G. (2019). Performance of single-slope double-basin solar stills with small pile of wick materials. *Applied Thermal Engineering*, 149, 723–730. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.071>
- Modi, K. V., Patel, U. N., Patel, S. J., Patel, J. N., & Patel, S. R. (2022). Efficacy of partially and fully submerged circular cross-section metal hollow-fins and black cotton cloth wick-segments on a single-basin dual-slope solar still. *Journal of Cleaner Production*, 344, 131059. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.131059>
- Mohamed, A. F., Hegazi, A. A., Sultan, G. I., & El-Said, E. M. S. (2019). Augmented heat and mass transfer effect on performance of a solar still using porous absorber: Experimental investigation and exergetic analysis. *Applied Thermal Engineering*, 150, 1206–1215. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.070>
- Mohamed, A. S. A., Shahdy, A. G., & Salem Ahmed, M. (2021). Investigation on solar humidification dehumidification water desalination system using a closed-air cycle. *Applied Thermal Engineering*, 188, 116621. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116621>
- Mohammadi, K., Taghvaei, H., & Rad, E. G. (2020). Experimental investigation of a double slope active solar still: Effect of a new heat exchanger design performance. *Applied Thermal Engineering*, 180, 115875. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115875>
- Mohanraj, M., Karthick, L., & Dhivagar, R. (2021). Performance and economic analysis of a heat pump water heater assisted regenerative solar still using latent heat storage. *Applied Thermal Engineering*, 196, 117263. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117263>
- Muthu Manokar, A., Kalidasa Murugavel, K., & Esakkimuthu, G. (2014). Different parameters affecting the rate of evaporation and condensation on passive solar still – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38, 309–322. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.05.092>
- Nassar, Y. F., Yousif, S. A., & Salem, A. A. (2007). The second generation of the solar desalination systems. *Desalination*, 209(1–3), 177–181. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2007.04.039>
- Nayagam, V. S., Geetha, K., Vallikannu, R., Muthuvel, S. K., Ram, G. C., Gupta, P., Sudhakar, M., Mohanavel, V., & Sathyamurthy, R. (2022). Energy efficient tubular solar still for augmented yield using electrical heater. *Energy Reports*, 8, 959–964. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.10.283>
- Negi, A., Dhindsa, G. S., & Sehgal, S. S. (2022). Experimental investigation on single basin tilted wick solar still integrated with flat plate collector. *Materials Today: Proceedings*, 48, 1439–1446. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.09.210>

- Negi, A., Verma, R. P., Saxena, A., Ranakoti, L., Bhandari, P., Singh, T., & Tiwari, G. N. (2023). Design and performance of black painted Khes wick modified solar still: An experimental and 5E analysis. *International Journal of Thermofluids*, 20, 100491. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100491>
- Nijmeh, S., Odeh, S., & Akash, B. (2005). Experimental and theoretical study of a single-basin solar still in Jordan. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32(3–4), 565–572. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2004.06.006>
- Noman, S., Kabeel, A. E., & Manokar, A. M. (2024). Performance improvement of tubular solar still with pistachios shell materials: Energy, exergy, economic, and sustainability analysis. *Journal of Energy Storage*, 78, 110132. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.110132>
- Omara, Z. M., Eltawil, M. A., & ElNashar, E. A. (2013). A new hybrid desalination system using wicks/solar still and evacuated solar water heater. *Desalination*, 325, 56–64. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2013.06.024>
- Padilla, R. V., Demirkaya, G., Goswami, D. Y., Stefanakos, E., & Rahman, M. M. (2011). Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver. *Applied Energy*, 88(12), 5097–5110. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.07.012>
- Palenzuela, P., Alarcón-Padilla, D.-C., & Zaragoza, G. (2015). *Concentrating Solar Power and Desalination Plants*. Springer International Publishing. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-20535-9>
- Panchal, H., Boka, P., Sharma, K., Siddiqui, M. I. H., & Dobrotă, D. (2024). A case study on distillate output of solar still using toner waste powder coated absorber plate. *Case Studies in Thermal Engineering*, 53, 103903. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103903>
- Peng, G., & Sharshir, S. W. (2023). Progress and performance of multi-stage solar still – A review. *Desalination*, 565, 116829. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2023.116829>
- Peng, G., Xu, Z., Ji, J., Sun, S., & Yang, N. (2022). A study on the upper limit efficiency of solar still by optimizing the mass transfer. *Applied Thermal Engineering*, 213, 118664. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118664>
- Poonia, S., Singh, A. K., & Jain, D. (2022). Performance evaluation of PCM based solar concentrator type desalination device. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.02.637>
- Prasanna, Y. S., & Deshmukh, S. S. (2022). Energy, exergy and economic analysis of an air cavity appended passive solar still of different basin material at varying depth. *Energy for Sustainable Development*, 71, 13–26. <https://doi.org/10.1016/j.esd.2022.09.008>
- Radomska, E., & Mika, Ł. (2023). Long-term modeling of the performance of a solar still with phase-change material. *Applied Thermal Engineering*, 235, 121339. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121339>
- Rahimi-Ahar, Z., Hatamipour, M. S., & Ahar, L. R. (2020). Air humidification-dehumidification process for desalination: A review. *Progress in Energy and Combustion Science*, 80, 100850. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2020.100850>
- Rahimi-Ahar, Z., Hatamipour, M. S., Ghalavand, Y., & Palizvan, A. (2020). Comprehensive study on vacuum humidification-dehumidification (VHDH) desalination. *Applied Thermal Engineering*, 169, 114944. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114944>
- Rajaseenivasan, T., Shanmugam, R. K., Hareesh, V. M., & Srithar, K. (2016). Combined probation of bubble column humidification dehumidification desalination system using solar collectors. *Energy*, 116, 459–469. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.09.127>
- Rajaseenivasan, T., & Srithar, K. (2017). Potential of a dual purpose solar collector on humidification dehumidification desalination system. *Desalination*, 404, 35–40. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.10.015>

- Sachdev, T., Gaba, V. K., & Tiwari, A. Kr. (2020). Performance analysis of desalination system working on humidification-dehumidification coupled with solar assisted air heater and wind tower: Closed and open water cycle. *Solar Energy*, 205, 254–262. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.04.083>
- Sadaghiyani, O., Boubakran, M., & Hassanzadeh, A. (2018). Energy and exergy analysis of parabolic trough collectors. *International Journal of Heat and Technology*, 36(1), 147–158. <https://doi.org/10.18280/ijht.360120>
- Saeed, A. A., Alharthi, A. M., Aldosari, K. M., Abdullah, A. S., Essa, F. A., Alqsair, U. F., Aljaghtham, M., & Omara, Z. M. (2022). Improving the drum solar still performance using corrugated drum and nano-based phase change material. *Journal of Energy Storage*, 55, 105647. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105647>
- Sambare, R. K., Dewangan, S. K., Gupta, P. K., & Joshi, S. (2022). Energy, exergy and economic analyses of Tubular solar still with various transparent cover materials. *Process Safety and Environmental Protection*. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2022.10.064>
- Samimi, M., & Moghadam, H. (2024). Investigation of structural parameters for inclined weir-type solar stills. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 190, 113969. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113969>
- Sampathkumar, K., Arjunan, T. V., Pitchandi, P., & Senthilkumar, P. (2010). Active solar distillation—A detailed review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(6), 1503–1526. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.01.023>
- Santosh, R., Arunkumar, T., Velraj, R., & Kumaresan, G. (2019). Technological advancements in solar energy driven humidification-dehumidification desalination systems - A review. *Journal of Cleaner Production*, 207, 826–845. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.09.247>
- Santosh, R., Lee, H.-S., & Kim, Y.-D. (2022). A comprehensive review on humidifiers and dehumidifiers in solar and low-grade waste heat powered humidification-dehumidification desalination systems. *Journal of Cleaner Production*, 347, 131300. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.131300>
- Saravanakumar, R., Venugopal, J., Udagani, C., Thiyagarajan, V., Kumar, S. K. N., Karnan, L., Kabeel, A. E., Madhu, B., & Sathyamurthy, R. (2022). A mini review on recent advancements in inclined solar still. *Energy Reports*, 8, 641–645. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.09.174>
- Saxena, A., & Tangellapalli, S. (2023). Thermodynamic investigation of solar-powered integrated humidification-dehumidification and vapor compression refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*, 151, 304–313. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2022.11.012>
- Shafii, M. B., Jahangiri Mamouri, S., Lotfi, M. M., & Jafari Mosleh, H. (2016). A modified solar desalination system using evacuated tube collector. *Desalination*, 396, 30–38. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.05.030>
- Shah, R., Makwana, M., Makwana, N., & Desai, R. (2022). Performance analysis of black gravel solar still. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.09.115>
- Shanazari, E., & Kalbasi, R. (2018). Improving performance of an inverted absorber multi-effect solar still by applying exergy analysis. *Applied Thermal Engineering*, 143, 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.021>
- Sharma, D., Ghosh, D. P., Rote, J. N., Dennis, S. J., Messer, M., Zhang, X., & Abbasi, B. (2021). Development of an anti-clogging perforated plate atomizer for a zero liquid discharge humidification-dehumidification desalination system. *Desalination*, 515, 115195. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2021.115195>

- Sharshir, S. W., Elkadeem, M. R., & Meng, A. (2020). Performance enhancement of pyramid solar distiller using nanofluid integrated with v-corrugated absorber and wick: An experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 168, 114848. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114848>
- Sharshir, S. W., El-Samadony, M. O. A., Peng, G., Yang, N., Essa, F. A., Hamed, M. H., & Kabeel, A. E. (2016). Performance enhancement of wick solar still using rejected water from humidification-dehumidification unit and film cooling. *Applied Thermal Engineering*, 108, 1268–1278. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.07.179>
- Sharshir, S. W., Eltawil, M. A., Algazzar, A. M., Sathyamurthy, R., & Kandeal, A. W. (2020). Performance enhancement of stepped double slope solar still by using nanoparticles and linen wicks: Energy, exergy and economic analysis. *Applied Thermal Engineering*, 174, 115278. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115278>
- Sharshir, S. W., Kandeal, A. W., Ismail, M., Abdelaziz, G. B., Kabeel, A. E., & Yang, N. (2019). Augmentation of a pyramid solar still performance using evacuated tubes and nanofluid: Experimental approach. *Applied Thermal Engineering*, 160, 113997. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113997>
- Sharshir, S. W., Peng, G., Wu, L., Yang, N., Essa, F. A., Elsheikh, A. H., Mohamed, S. I. T., & Kabeel, A. E. (2017). Enhancing the solar still performance using nanofluids and glass cover cooling: Experimental study. *Applied Thermal Engineering*, 113, 684–693. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.085>
- Sharshir, S. W., Peng, G., Yang, N., El-Samadony, M. O. A., & Kabeel, A. E. (2016). A continuous desalination system using humidification – dehumidification and a solar still with an evacuated solar water heater. *Applied Thermal Engineering*, 104, 734–742. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.120>
- Sharshir, S. W., Rozza, M. A., Elsharkawy, M., Youns, M. M., Abou-Taleb, F., & Kabeel, A. E. (2022). Performance evaluation of a modified pyramid solar still employing wick, reflectors, glass cooling and TiO₂ nanomaterial. *Desalination*, 539, 115939. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2022.115939>
- Sharshir, S. W., Rozza, M. A., Joseph, A., Kandeal, A. W., Tareemi, A. A., Abou-Taleb, F., & Kabeel, A. E. (2022). A new trapezoidal pyramid solar still design with multi thermal enhancers. *Applied Thermal Engineering*, 213, 118699. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118699>
- Sharshir, S. W., Yang, N., Peng, G., & Kabeel, A. E. (2016). Factors affecting solar stills productivity and improvement techniques: A detailed review. *Applied Thermal Engineering*, 100, 267–284. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.041>
- Shoeibi, S., Kargarsharifabad, H., Mirjalily, S. A. A., & Muhammad, T. (2022). Solar district heating with solar desalination using energy storage material for domestic hot water and drinking water – Environmental and economic analysis. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 49, 101713. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101713>
- Shoeibi, S., Kargarsharifabad, H., Rahbar, N., Khosravi, G., & Sharifpur, M. (2022). An integrated solar desalination with evacuated tube heat pipe solar collector and new wind ventilator external condenser. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 50, 101857. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101857>
- Sibagariang, Y. P., Napitupulu, F. H., Kawai, H., & Ambarita, H. (2022). Investigation of the effect of a solar collector, nozzle, and water cooling on solar still double slope. *Case Studies in Thermal Engineering*, 40, 102489. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102489>
- Siddula, Sundeep., Stalin, N., Mahesha, C. R., Dattu, V. S. N. C. H., S, H., Singh, D. P., Mohanavel, V., & Sathyamurthy, R. (2022). Triangular and single slope solar stills: Performance and yield studies with different water mass. *Energy Reports*, 8, 480–488. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2022.10.225>

- Singh, G., Singh, P. K., Saxena, A., Kumar, N., & Singh, D. B. (2024). Investigation of conical passive solar still by incorporating energy metrics, efficiency, and sensitivity analyses for sustainable solar distillation. *Journal of Cleaner Production*, 434, 139949. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.139949>
- Srithar, K., & Rajaseenivasan, T. (2017). Performance analysis on a solar bubble column humidification dehumidification desalination system. *Process Safety and Environmental Protection*, 105, 41–50. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2016.10.002>
- Sudhakar, M., Sundar, V., Umar Farooq, I., Elvin Andrew, A., Rajendra Prasad, A., & Arul Prakash, M. (2023). Experimental study on double slope (DSI) and triangular pyramid (TPy) solar stills under the influence of latent heat storage material (LHSM). *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.08.350>
- Sun, Z., Zhang, L., Liu, L., Chen, W., Xie, G., Zha, J., & Wei, X. (2023). Optimal design for floating solar still by structural modification: A review. *Desalination*, 566, 116937. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2023.116937>
- Tarazona-Romero, B. E., Campos-Celador, A., & Maldonado-Muñoz, Y. A. (2022). Can solar desalination be small and beautiful? A critical review of existing technology under the appropriate technology paradigm. *Energy Research & Social Science*, 88, 102510. <https://doi.org/10.1016/j.erss.2022.102510>
- Tariq, R., Sheikh, N. A., Xamán, J., & Bassam, A. (2018). An innovative air saturator for humidification-dehumidification desalination application. *Applied Energy*, 228, 789–807. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.06.135>
- Tei, E. A., Hameed, R. M. S., Illyas, M., & Athikesavan, M. M. (2024). Experimental investigation of inclined solar still with and without sand as energy storage materials. *Journal of Energy Storage*, 77, 109809. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.109809>
- Thakur, A. K., Sathyamurthy, R., Saidur, R., Velraj, R., Lynch, I., & Aslfattahi, N. (2022). Exploring the potential of MXene-based advanced solar-absorber in improving the performance and efficiency of a solar-desalination unit for brackish water purification. *Desalination*, 526, 115521. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2021.115521>
- Thanaiah, K., Gumtapure, V., & Mitiku Tadesse, G. (2021). Experimental analysis on humidification-dehumidification desalination system using different packing materials with baffle plates. *Thermal Science and Engineering Progress*, 22, 100831. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100831>
- Tiwari, G. N., & Sahota, L. (2017). *Advanced Solar-Distillation Systems*. Springer Singapore. <https://doi.org/10.1007/978-981-10-4672-8>
- Trinh, V.-H., Nguyen, N.-A., Omelianovych, O., Dao, V.-D., Yoon, I., Choi, H.-S., & Keidar, M. (2022). Sustainable desalination device capable of producing freshwater and electricity. *Desalination*, 535, 115820. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2022.115820>
- Tuly, S. S., Ayon, A. B. S., Hassan, R., Das, B. K., Khan, R. H., & Sarker, M. R. I. (2022). Performance investigation of active double slope solar stills incorporating internal sidewall reflector, hollow circular fins, and nanoparticle-mixed phase change material. *Journal of Energy Storage*, 55, 105660. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105660>
- U.S. Particle Accelerator School Education in Beam Physics and Accelerator Technology. (2015). *Vacuum Science and Technology for Accelerator Vacuum Systems*. USPAS - Vacuum Fundamentals. https://uspas.fnal.gov/materials/15ODU/Session1_Fundamentals.pdf
- Velmurugan, V., Gopalakrishnan, M., Raghu, R., & Srithar, K. (2008). Single basin solar still with fin for enhancing productivity. *Energy Conversion and Management*, 49(10), 2602–2608. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2008.05.010>
- Venkata Sai, P., & Reddy, K. S. (2024). Theoretical and experimental investigations of inclined solar still using secondary reflectors on east-west for enhanced distillate yield.

- Applied Thermal Engineering*, 236, 121836.
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121836>
- Wang, Q., Wang, L., Song, S., Li, Y., Jia, F., Feng, T., & Hu, N. (2022). Flexible 2D@3D Janus evaporators for high-performance and continuous solar desalination. *Desalination*, 525, 115483. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2021.115483>
- Weifeng, H., Yu, L., Haohao, A., Xuan, Z., Pengfei, S., & Dong, H. (2022). Parametric analysis of humidification dehumidification desalination driven by photovoltaic/thermal (PV/T) system. *Energy Conversion and Management*, 259, 115520. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115520>
- Welepe, H. J. N., Günerhan, H., & Bilir, L. (2022). Humidifying solar collector for improving the performance of direct solar desalination systems: A theoretical approach. *Applied Thermal Engineering*, 216, 119043. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119043>
- Welepe N., H. J., Günerhan, H., & Bilir, L. (n.d.). Theoretical performance assessment of a parabolic trough humidifying solar collector-based solar still. *https://Dergipark.Org.Tr/En/Pub/Isibted - Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi (Manuscript Submitted for Publication on December 2023 -.Under Review)*.
- Wu, G., Zheng, H., Ma, X., Kutlu, C., & Su, Y. (2017). Experimental investigation of a multi-stage humidification-dehumidification desalination system heated directly by a cylindrical Fresnel lens solar concentrator. *Energy Conversion and Management*, 143, 241–251. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.04.011>
- Xiao, J., Zheng, H., Jin, R., Liang, S., Wang, G., & Ma, X. (2021). Experimental investigation of a bubbling humidification-dehumidification desalination system directly heated by cylindrical Fresnel lens solar concentrator. *Solar Energy*, 220, 873–881. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2021.04.006>
- Xiao, J., Zheng, H., Ma, X., Kong, H., Zhao, J., & Wang, G. (2022). Theoretical evaluation on performance of a novel bubbling humidification–dehumidification desalination system directly heated by concentrating sunlight. *Applied Thermal Engineering*, 212, 118241. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118241>
- Yilmaz, İ. H., & Mwesigye, A. (2018). Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review. *Applied Energy*, 225, 135–174. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.05.014>
- Younes, M. M., Abdullah, A. S., Essa, F. A., & Omara, Z. M. (2021). Half barrel and corrugated wick solar stills – Comprehensive study. *Journal of Energy Storage*, 42, 103117. <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.103117>
- Younes, M. M., Abdullah, A. S., Essa, F. A., Omara, Z. M., & Amro, M. I. (2021). Enhancing the wick solar still performance using half barrel and corrugated absorbers. *Process Safety and Environmental Protection*, 150, 440–452. <https://doi.org/10.1016/j.psep.2021.04.036>
- Yousef, M. S., Hassan, H., & Sekiguchi, H. (2019). Energy, exergy, economic and enviroeconomic (4E) analyses of solar distillation system using different absorbing materials. *Applied Thermal Engineering*, 150, 30–41. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.005>
- Yunus A. Çengel. (2011). *Heat and Mass Transfer: A Practical Approach, 3rd Edition*.
- Zaheen Khan, M. (2022). Diffusion of single-effect vertical solar still fixed with inclined wick still: An experimental study. *Fuel*, 329, 125502. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125502>
- Zhao, Y., Zheng, H., Liang, S., Zhang, N., & Ma, X. long. (2019). Experimental research on four-stage cross flow humidification dehumidification (HDH) solar desalination system

with direct contact dehumidifiers. *Desalination*, 467, 147–157.

<https://doi.org/10.1016/j.desal.2019.06.003>

Zubair, M. I., Al-Sulaiman, F. A., Antar, M. A., Al-Dini, S. A., & Ibrahim, N. I. (2017).

Performance and cost assessment of solar driven humidification dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*, 132, 28–39.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.10.005>



TEŞEKKÜR

Bu doktora tezi tamamlanması derin bir yolculuk oldu ve gerçekleşmesi, bu olağanüstü bireylerin ve kurumların kararlı desteği, rehberliği ve ilhamı olmadan mümkün olmazdı. Bu akademik çabaların zirvesinde durduğumda, başarısına önemli katkılarda bulunanlara en derin teşekkürlerimi sunuyorum.

İlk olarak, danışmanlarım Prof. Dr. Hüseyin GÜNERHAN ve Asst. Prof. Dr. Levent BİLİR'e içtenlikle teşekkür ediyorum. Rehberlikleri, uzmanlıkları ve sürekli teşvikleri, bu araştırmanın temelini oluşturmuştur. Mükemmeliyete olan bağlılığınız, entelektüel titizliğiniz ve sarsılmaz desteğiniz, bu çalışmanın seyrini şekillendirmede hayati öneme sahipti.

Ege Üniversitesi'ne, uygun bir akademik ortam, yazılım materyalleri ve başarılı bir şekilde bu araştırmanın tamamlanması için gereken yüksek kaliteli bilimsel dergilere erişim sağlayan kimlik bilgileri gibi kaynakları temin ettiği için bir minnet borçluyum.

Aileme ve arkadaşlarıma teşekkür ederim; akademik maceram boyunca kararlı teşvik, anlayış ve sevgiyle yanımda durdular. Sabrınız, cesaretlendirmeniz ve yeteneklerime olan inancınız, sürekli bir güç kaynağı oldu ve olmaktadır.

Bu tez, sadece akademik arayışların doruğu değil; aynı zamanda bilgiye yönelik bir çaba içinde olan bir topluluğun iş birliği ruhu, direnci ve ortak gayretin bir tanığıdır.

Hepiniz, akademik hayatımdaki bu dönüştürücü bölümün ayrılmaz bir parçası olduğunuz için teşekkür ederim.

09 / 02 / 2024

Harris Jonathan NZEME WELEPE

ÖZGEÇMİŞ

Lisans eğitimini Kamerun'da Maroua Üniversitesi Ulusal Politeknik Okulu Yenilenebilir Enerji Bölümü'nde 2013 yılında tamamlamıştır. Yüksek lisans eğitimini Kamerun'da Maroua Üniversitesi Ulusal Politeknik Okulu Yenilenebilir Enerji Bölümü Güneş Enerjisi Anabilim dalında 2015 yılında tamamlamıştır. 2017 yılında Ege Üniversitesinde Makine Mühendisliği doktora öğrenciliği kazanıp Termodinamik anabilim dalında öğrenciliğini devam ettirmektedir.

Tezden Türetilen Yayınlar:

Welepe, H. J. N., Günerhan, H., & Bilir, L. (2022). Humidifying solar collector for improving the performance of direct solar desalination systems: A theoretical approach. *Applied Thermal Engineering*, 216, 119043. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119043>

Welepe N., H. J., Günerhan, H., & Bilir, L. (2024). Theoretical performance assessment of a parabolic trough humidifying solar collector-based solar still. *Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi - Dergipark.Org.Tr/En/Pub/Isibted* (Under Review)

Yazara ait diğer Akademik Yayınlar

Welepe N., H. J., Günerhan, H., & Bilir, L. (2021). Fotovoltaik Jeneratörlerin Boyutlandırılması için Sayısal Yöntemlerle birlikte Sezgisel Yöntemlerin Optimizasyonu. In M. Çevik, A. D. Ngimbi, & F. Emrem (Eds.), *5th International Students Science Congress, 21-22 May 2019, İzmir - Turkey* (pp. 272–277). Izmir International Guest Student Association. <https://doi.org/10.52460/issc.2021.p> - E-ISBN: 978-605-70737-2-3

Welepe N., H. J., Günerhan, H., & Bilir, L. (2019). Technical and Economic Analyses of Solar Desalination. 22. *Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi, 11-14 September 2019, Kocaeli - Turkey* <http://tibtd.org.tr/kongreler/22-ulusal-isi-bilimi-ve-teknigi-kongresi/>

Welepe N., H. J., Günerhan, H. (2019). Deniz Suyu Desalinasyon Teknikleri Konusundaki Son Gelişmeler. In M. Çevik, A. D. Ngimbi, & F. Emrem (Eds.), *3rd International Students Science Congress, 3-4 May 2019, İzmir - Turkey* (pp. 497–504). Izmir International Guest Student Association. <https://sciencecon.org/2019-proceedingsbook/> - E-ISBN: 978-605-81050-1-0

EKLER

Ek 1. Parabolik Oluklu Nemlendirici Güneş Kolektörü Tabanlı Güneş Enerjili Su Damıtma (PHSC-SS) Sisteminin Termodinamik Analizi Denklemleri

Aşağıdaki tüm denklemler (Welepe N. et al., n.d.)’den kaynaklanmaktadır.

Ek.1.1 Varsayımlar

- Bir boyutlu (1B) ve kararlı durum analizi. Bu analiz seviyesi, kısa parabolik güneş kolektörleri için (uzunluğu 100 metreden az olanlar) güvenilir sonuçlar verir (Forristall, 2003).
- Sistemdeki basınç atmosferik basınca eşittir. Sistem kapalı bir döngüde çalıştığından, özellikle laminar hava akışı koşulları altında iç basınç kontrol edilebilmektedir.
- HCE'ye püskürtülen ince su damlacıkları emici yüzeye yapışıp, emici sıcaklığına kadar ısınıp (HCE'deki su derinliği ihmal edilebilir olduğundan) ve akan havaya buharlaşmaktadır.
- HCE Hiçbir su damlacığı hava akımı tarafından taşınmaz, yani emiciye ulaşan su kütle akış hızının toplam püskürtülen su kütle akış hızına eşittir. İlgili oran olan y 1'e eşittir. ($0 \leq y \leq 1$).
- Üretilen tüm su buharlarının tamamen yoğunlaşarak tatlı suya dönüşmektedir. Bunun için doğrudan temaslı bir yoğuşturucu kullanılmaktadır. Doğrudan temaslı bir yoğuşturucunun havayı doymuş haline tutmak için kullanılması ve elde edilen toplam tatlı suyun saflığını sağlamak için tatlı su ile çalışması gerekmektedir (Welepe N. et al., n.d.).

Ek.1.2 Enerji denge denklemleri

- Cam zarfın enerji denklemi

$$\dot{Q}_{e,abs} + \dot{Q}_{a-e,rad} + \dot{Q}_{a-e,conv} = \dot{Q}_{e-sky,rad} + \dot{Q}_{e-amb,conv} \quad (44)$$

- Emici yüzeyin enerji denklemi

$$\dot{Q}_{a,abs} = \dot{Q}_{a-e,rad} + \dot{Q}_{a-e,conv} + \dot{Q}_{a-f,conv} + \dot{Q}_{a-f,evap} + \dot{Q}_{bracket,cond} \quad (45)$$

$$\dot{Q}_{a-f,evap} = \dot{Q}_{vapor} - \dot{Q}_{liquid} \quad (46)$$

- Hava akışın enerji denklemi

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_{a-f,conv} + \dot{Q}_{vapor} \quad (47)$$

Ek.1.3 Isı transfer mekanizmalarının ifadeleri

5.2.3 bölümde WDB-SS için verilen denklemler PHSC-SS için de geçerlidir. Buna ek olarak, sadece PHSC-SS için geçerli olan denklemler aşağıdaki gibi verilmiştir.

- Emici yüzey ile hava arasındaki taşınım (Yunus A. Çengel, 2011)

$$\dot{Q}_{a-f,conv} = h_{af} A_{a,int} (T_a - T_f), \text{ ve } A_{a,int} = \pi d_{a,int} L \quad (48)$$

$$h_{af} = kNu/d_{a,int} \quad (49)$$

$$Re = \dot{m}_f d_{a,int} / A_k \mu, \quad \dot{m}_f = \dot{m}(1 + \omega), \quad A_k = \pi d_{a,int}^2 / 4 \quad (50)$$

Kısa borular için Nusselt sayısı ifadeleri aşağıdaki gibi verilmiştir (Kakaç et al., 2012):

$$Nu = [3,66^3 + 1,61^3 (Pe D_h / L)]^{1/3}, \quad Pe = Re Pr, \text{ laminar hava akışları için } (Re < 2300) \quad (51)$$

$$Nu = Nu_\infty [1 + (D_h / L)^{2/3}], \text{ türbülanslı hava akışları için} \quad (52)$$

$$Nu_\infty = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12,7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (\text{Kakaç et al., 2012; Yunus A. Çengel, 2011}) \quad (53)$$

ve $3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^6$, $0,5 \leq Pr \leq 2000$ (Yunus A. Çengel, 2011). Ayrıca $2300 < Re < 10^4$ için geçerlidir. (Kakaç et al., 2012).

f ifadesi aşağıdaki gibi verilmiştir (Yunus A. Çengel, 2011):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \cong -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D_h}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (54)$$

- Su buharlaşması ve havanın entalpi değişimi

Bu ısı transfer mekanizmaları aşağıdaki gibi ifade edilmektedir (Yunus A. Çengel, 2011):

$$\dot{Q}_f = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (55)$$

$$\dot{Q}_{a-f, \text{evap}} = \dot{m}_{wa}(h_{g@T_a} - h_{f@T_{wa}}), \text{ ve } \dot{m}_{wa} = \dot{m}(\omega_2 - \omega_1) \quad (56)$$

$$\dot{Q}_{\text{vapor}} = \dot{m}_{wa}h_{g@T_a} \quad (57)$$

$$\dot{Q}_{\text{liquid}} = \dot{m}_{wa} \left(h_{f@T_{wa}} + v_{f@T_{wa}}(P_{wa} - P_{\text{sat}@T_{wa}}) \right) \cong \dot{m}_{wa}h_{f@T_{wa}} \cong \dot{m}_{wa}h_{@P_0, T_{wa}} \quad (58)$$

Bu yaklaşım, doymuş sıvı su için geçerlidir (Yunus A. Çengel, 2011).

Ek.1.4 Su buharlaşmasının enerji verimi

Bu çalışmada sistemin enerji verimi derken, aslında sistemin su buharlaşma enerji verimini teslim eder. İfadesi şöyledir:

$$\eta = \frac{\dot{m}h_2 - (\dot{m}h_1 + \dot{m}_{wa}h_{f@T_{wa}})}{A\dot{E}} = \frac{\dot{m}[h_2 - h_1 - (\omega_2 - \omega_1)h_{f@T_{wa}}]}{A\dot{E}}, \quad A = a \times L \quad (59)$$

Ek.1.5 Sistemin ekserji analizi

Kuru havanın birim kütlesi başına nemli havanın ekserjisinin ifadesi şöyledir (Bejan, 2016):

$$\begin{aligned} \psi_i = & (c_{p,a} + \omega_i c_{p,v})T_0 \left(\frac{T_i}{T_0} - 1 - \ln \frac{T_i}{T_0} \right) + (1 + \tilde{\omega}_i)R_a T_0 \ln \frac{P_i}{P_0} \\ & + R_a T_0 \left(\tilde{\omega}_i \ln \frac{\tilde{\omega}_i}{\tilde{\omega}_0} + (1 + \tilde{\omega}_i) \ln \frac{1 + \tilde{\omega}_0}{1 + \tilde{\omega}_i} \right) \end{aligned} \quad (60)$$

$$\tilde{\omega}_i = 1,608\omega_i, \quad \tilde{\omega}_0 = 1,608\omega_0, \quad i \in \{1, 2\} \quad (61)$$

Ölü hal dış havanın halidir. Ayrıca system içindeki basınç varsayım olarak atmosferik basınca eşit kabul edilir. Yani $P_i = P_0$.

Öte yandan, sıvı suyun birim kütle başına ekserjisinin ifadesi şöyledir (Bejan, 2016):

$$\psi_{wa} = h_f(T_{wa}, P_0) - h_g(T_0, p_{v0}) - T_0 \left(s_f(T_{wa}, P_0) - s_g(T_0, p_{v0}) \right) \quad (62)$$

Güneşten gelen ekserji oranının ifadesi şudur (Ge et al., 2014; Jafarkazemi & Ahmadifard, 2013; Kalogirou et al., 2016; Sadaghiyani et al., 2018):

$$\dot{E}_{ex} = A\dot{E} \left(1 - \frac{4}{3} \frac{T_0}{T_s} + \frac{1}{3} \left(\frac{T_0}{T_s} \right)^4 \right) \quad (63)$$

Bu çalışmada sistemin enerji verimi derken, aslında sistemin su buharlaşma enerji verimini teslim eder. İfadesi şöyledir (Bejan, 2016):

$$\eta_{ex} = \frac{\text{elde edilen ekserji oranı (çıktı)}}{\text{giren toplam ekserji oranı (girdi)}} = \frac{\dot{m}\psi_2}{\dot{E}_{ex} + \dot{m}_{wa}\psi_{wa} + \dot{m}\psi_1} \quad (64)$$