



**T.C.  
KIRIKKALE ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GRAVİTY-FİLM ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN ISI POMPASI SİSTEMİNE  
ENTEGRESİ İLE SICAK SU ELDESİ**

**GÖZDE URAL  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**DANIŞMAN  
Prof. Dr. Ali ERİŞEN**

**KIRIKKALE-2022**

..... (Adı SOYADI) tarafından hazırlanan  
“.....(Bu kısım büyük harfler ile  
doldurulacaktır)” adlı tez çalışması, aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ / OY  
ÇOKLUĞU ile Kırıkkale Üniversitesi  
Enstitüsü

..... Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul  
edilmiştir.

Danışman: Unvanı Adı SOYADI

Anabilim Dalı, Üniversite Adı

İmza.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum .

İkinci Danışman (varsa): Unvanı Adı SOYADI

Anabilim Dalı, Üniversite Adı

İmza.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum

Başkan : Unvanı Adı SOYADI

Anabilim Dalı, Üniversite Adı

İmza.....

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu  
onaylıyorum/onaylamıyorum

İmza.....

Üye : Unvanı Adı SOYADI

Anabilim Dalı, Üniversite Adı

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum/onaylamıyorum

Tez Savunma Tarihi: ...../...../.....

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları  
yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....  
Unvanı Adı SOYADI

..... Enstitüsü Müdür

## ETİK BEYANI

Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Gözde URAL  
30.12.2022



# ÖZET

## GRAVITY-FİLM ISI DEĞİŞTİRİCİSİNİN ISI POMPASI SİSTEMİNE ENTEGRESİ İLE SICAK SU ELDESİ

URAL, Gözde Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Yüksek Lisans Tezi Danışman:

Prof. Dr. Ali ERİŞEN

Aralık 2022, 71 Sayfa

Dünya genelinde en yüksek enerji harcanan sektör konutlarda mahal ısıtma-soğutma ve sıcak su üretimi sektörüdür. Ülkemizde ise en fazla enerji ısıtma amacıyla tüketilmektedir. Fosil yakıtların azalması ve artan enerji maliyetleri sebebiyle yenilenebilir enerji kaynaklı teknolojiler üzerine yeni araştırmalar yapılmaya başlanmıştır. Her gün evlerde, işyerlerinde vb. kanalizasyona atık su ile yüksek miktarda enerji gönderilmektedir. Sürekli olmasının yanı sıra sahip olduğu enerji miktarının mevsimsel olarak yüksek oranda aynı kalması yenilenebilir enerji kaynağı olarak görülmesine sebep olarak gösterilebilmektedir. Atık sudan ısı geri kazanımı ile sıcak su üretimi veya mahal ısıtma-soğutma üzerine çalışmalar literatürde mevcuttur. Isı pompası sistemleri yenilenebilir enerji kaynakları ile entegre halde kullanılabilen sistemlerin başında gelmektedir. Düşük enerji kullanımı ve çevresel olması tercih sebebidir. Bu çalışmada evsel atık sudan ısı geri kazanımında kullanılan GFX (Gravity-film Heat Exchanger) ısı değiştiricisinin ısı pompası ve elektrikli ısıtıcıya entegrasyonu ile sıcak su üretimi üzerine hesaplamalar yapılmıştır. Yapılan termodinamik analizler için EES programı kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre en düşük enerji tüketimine sahip olan tasarım GFX ve ısı pompası ile sıcak su üretildiği durumdur. Yalnızca elektrikli ısıtıcı kullanılan durumda ise diğer tasarımlara göre yüksek miktarda elektrik enerjisi harcandığı görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Hava Kaynaklı Isı Pompası, Isı Değiştiriciler, Isı Geri Kazanımı, Isı Geri Kazanım Sistemleri

# ABSTRACT

## OBTAINING HOT WATER BY INTEGRATING THE GRAVITY-FILM HEAT EXCHANGER INTO THE HEAT PUMP SYSTEM

URAL, Gözde Kırıkkale University

Graduate School of Natural and Applied Sciences Department of Mechanical

Engineering, Master's Thesis Supervisor: Prof. Dr. Ali ERİŞEN

December 2022, 71 Pages

The sector with the highest energy consumption in the world is space heating-cooling and hot water production sector. In our country, the most energy is consumed for heating purposes. Due to the decrease in fossil fuels and increasing energy costs, new researches on renewable energy-based technologies have begun. Every day in homes, workplaces, etc. a high amount of energy is sent to the sewer with wastewater. In addition to being continuous, the fact that the amount of this waste energy has seasonally remains the same at a high rate can be shown as the reason for it to be seen as a renewable energy source. Studies on hot water production or space heating-cooling by heat recovery from wastewater are available in the literature. Heat pump systems are among the systems that can be used in integration with renewable energy sources. In the heat-pump systems, low energy use and environmental are preferred aspects. In this study, calculations were made on hot water production with the integration of the GFX (Gravity-film Heat Exchanger) heat exchanger, which is used in heat recovery from domestic wastewater, to the heat pump and electric heater. The EES program was used for the thermodynamic analysis. According to the results obtained, the design with the lowest energy consumption is the case where hot water is produced with the GFX and heat pump. In the case where only an electric heater is used, it has been observed that a higher amount of electrical energy is consumed compared to other designs.

**Key Words:** Air Source Heat Pump, Air Source Heat Pump, Heat Recovery, Heat Recovery Systems

## TEŞEKKÜR

Sonsuz bilgi ve tecrübeleriyle yoluma ışık tutan, öğrencisi olmaktan gurur duyduğum saygıdeğer danışmanım Prof. Dr. Ali Erişen'e teşekkür ederim.

Çalışmalarım sırasında destek ve görüşlerini esirgemeyen, akademik hayatımda yol gösterici olan sayın Prof. Dr. Yahya Doğu'ya teşekkür ederim.

Lisans ve yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve destekleri, mesleki gelişimime olan büyük katkıları için sayın Prof. Dr. İbrahim Uzun'a, Dr. Öğretim Üyesi Tolga Demircan'a, Dr. Öğretim Üyesi Barış Kalaycıoğlu'na sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam boyunca verdiği büyük destek ve gösterdiği sabır için sayın Dr. Hüsamettin Tan'a teşekkür ederim.

Son olarak eğitim ve öğretim hayatımda verdikleri güven ve sabır için aileme, akademik olarak ilerlememe ve bu mesleği seçmeme vesile olan ablam Dr. Öğretim Üyesi Sevda Yaman'a, bana yaşama sevinci aşılayan ve ilham kaynağım yeğenim Berk Tuna Yaman'a teşekkür ederim.

Gözde URAL

Aralık-2022

# İÇİNDEKİLER DİZİNİ

Sayfa

<b>ÖZET</b> .....	iv
<b>ABSTRACT</b> .....	v
<b>TEŞEKKÜR</b> .....	vi
<b>İÇİNDEKİLER</b> .....	iv
<b>ÇİZELGELER DİZİNİ</b> .....	v
<b>ŞEKİLLER DİZİNİ</b> .....	vi
<b>SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ</b> .....	ix
<b>1. GİRİŞ</b> .....	1
1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı .....	1
1.2. Literatür Araştırması .....	2
<b>2.SİSTEM TANITIMI</b> .....	8
2.1. GFX Isı Değiştirici (Gravity-Film Heat Exchanger).....	8
2.2. Isı Pompası.....	10
Isı Pompası Bileşenleri.....	11
<b>3. YÖNTEM</b> .....	14
3.1. Matematiksel Model.....	14
3.1.1. Elektrikli Isıtıcı ile Sıcak Su Elde Edilme.....	15
3.1.2. GFX - Elektrikli Isıtıcı ile Sıcak Su Elde Edilmesi.....	15
3.1.3. Isı Pompası ile Sıcak Su Elde Edilmesi .....	22
3.1.4. GFX - Isı Pompası ile Sıcak Su Elde Edilmesi .....	24
<b>4. BULGULAR</b> .....	26
4.1. Elektrikli Isıtıcı ile Sıcak Su Elde Edilmesi .....	26
4.2. GFX - Elektrikli Isıtıcı ile Sıcak Su Elde Edilmesi.....	27
4.3. Isı Pompası ile Sıcak Su Elde Edilmesi .....	35
4.4. GFX - Isı Pompası ile Sıcak Su Elde Edilmesi .....	41
4.5. Genel Değerlendirme .....	46
<b>5. SONUÇ VE ÖNERİLER</b> .....	49
<b>KAYNAKÇA</b> .....	51
<b>EKLER</b> .....	55
EK-1.....	56
<b>ÖZGEÇMİŞ</b> .....	58



# ÇİZELGELER DİZİNİ

ÇİZELGE

Sayfa

3.1. Tasarımlarda kullanılan referans değerler .....	14
4.1. Şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre elektrikli ısıtıcının çektiği güç miktarının değişimi.....	26
4.2. Şebeke suyu debisine göre GFX ısı değiştiricisi ısı değerinin değişimi .....	28
4.3. Şebeke suyu debisine göre diğer noktalardaki sıcaklıkların değişimi .....	28
4.4. Şebeke suyu debisine göre soğutucu akışkan debisi, yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	36
4.5. Şebeke suyu debisine göre soğutucu akışkan debisi, yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi.....	41
4.6. Şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre yapılan tasarımlarda çekilen güç miktarlarının değişimi.....	46

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### ŞEKİL

### Sayfa

2.1. Gravity film ısı değiştirici .....	9
2.2. Isı pompası çevrimi (1. Yoğuşturucu, 2. Genleşme vanası-kısıлма vanası, 3. Buharlaştırıcı, 4. Kompresör) .....	11
3.1. Elektrikli ısıtıcı ile sıcak su üretimi (1. Soğuk şebeke suyu, 5. Elektrikli ısıtıcıdan çıkan duş suyu).....	15
3.2. GFX destekli elektrikli ısıtıcı ile sıcak su üretimi (1. şebeke Suyu, GFX'e Giriş, 2. GFX'ten çıkan ön ısıtılmış şebeke suyu, elektrikli ısıtıcıya giriş, 3. Duştan gelen atık sıcak su, GFX'e giriş, 4. Atık su, GFX'ten çıkış, 5. Elektrikli ısıtıcıdan çıkış, duş suyu).....	16
3.3. NTU değerinin hacimsel debiye göre değişimi .....	21
3.4. GFX destekli ısı pompası ile sıcak su üretimi ( 1. Soğuk şebeke suyu 5. Yoğuşturucudan çıkan sıcak duş suyu ,6. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, 7. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan, 8. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, 9. Genleşme vanasından çıkan soğutucu akışkan) .....	22
3.5. GFX destekli ısı pompası ile sıcak su üretimi ( 1. GFX'e giren soğuk şebeke suyu, , 2. GFX'ten çıkan şebeke suyu, 3. GFX'e giren duş suyu, 4. GFX'ten çıkan atık Su, 5. Yoğuşturucudan çıkan sıcak duş suyu, 6. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, 7. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan, 8. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan,9. Genleşme vanasından çıkan soğutucu akışkan) .....	25
4.1. şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre elektrikli ısıtıcının çektiği güç miktarının değişimi.....	27
4.2. şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre elektrikli ısıtıcının çektiği güç miktarının yüzdesel değişimi.....	27
4.3. 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre aktarılan ısı miktarının değişimi .....	29
4.4. 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre diğer noktalardaki sıcaklıkların değişimi .....	29
4.5. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre aktarılan ısı miktarının değişimi .....	30
4.6. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre diğer noktalardaki sıcaklıkların değişimi .....	30
4.7. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre aktarılan ısı miktarının değişimi .....	31
4.8. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre diğer noktalardaki	

sıcaklıkların değişimi .....	31
4.9. Şebeke suyu debisine göre NTU ve etkinlik değerinin değişimi.....	32
4.10. 37°C Duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre aktarılan ısı miktarının değişimi.....	32
4.11. 41°C Duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre aktarılan ısı miktarının değişimi.....	33
4.12. 45°C Duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre aktarılan ısı miktarının değişimi.....	33
4.13. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre elektrikli ısıtıcı tarafından çekilen elektrik gücünün değişim yüzdeleri .....	34
4.14. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre GFX tarafından suya aktarılan ısı miktarının değişim yüzdeleri .....	34
4.15. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre GFX tarafından suya aktarılabilecek maksimum ısı miktarının değişim yüzdeleri .....	35
4.16. 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	36
4.17. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	37
4.18. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	37
4.19. 37 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	38
4.20. 41 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	38
4.21. 45 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	39
4.22. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre buharlaştırıcı tarafından soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarının değişim yüzdeleri.....	39
4.23. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre yoğunlaştırıcı tarafından suya aktarılan ısı miktarının değişim yüzdeleri .....	40
4.24. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre kompresör tarafından yapılan işin değişim yüzdeleri.....	40
4.25. 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	41
4.26. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	42
4.27. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	42
4. 28. 37 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi.....	43
4.29. 41 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	43
4.30. 45 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi .....	44

4.31. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre buharlaştırıcı tarafından soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarının değişim yüzdeleri.....	44
4.32. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre yoğuşturucu tarafından suya aktarılan ısı değişim yüzdeleri .....	45
4.33. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre kompresör tarafından yapılan işin değişim yüzdeleri.....	45
4.34. 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre çekilen elektrik gücünün değişimi .....	47
4.35. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre çekilen elektrik gücünün değişimi .....	47
4.36. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre çekilen elektrik gücünün değişimi .....	48



## SİMGELER DİZİNİ

A	Isı Transfer Alanı (m <sup>2</sup> )
C	Isıl Kapasite (kJ/sn.°C)
C <sub>p</sub>	Suyun Özgül Isısı (kJ/kg.°C)
C*	Isıl Kapasite Oranı
Δ	Fark
ε	Etkinlik (epsilon)
h	Entalpi (kJ/kg)
$\dot{m}_{sa}$	Soğutucu Akışkan Debisi (lt/dk)
$\dot{m}_{kütlesel}$	Şebeke Suyunun Kütlesel Debisi (kg/sn)
$\dot{V}_{şebeke}$	Şebeke Suyunun Hacimsel Debisi (lt/dk)
$\dot{Q}$	Aktarılan Isı Miktarı (kW)
T	Sıcaklık (°C)
U	Toplam Isı Transfer Katsayısı (kW/m <sup>2</sup> .°C)
$\dot{W}$	Çekilen Elektrik Gücü Miktarı (kW)

## KISALTMALAR DİZİNİ

a	Dış Hava, Ortam
AB	Avrupa Birliği
c	Soğuk (Cold)
CFC	Kloroflorokarbon
COP Performance)	Isıtma Tesir Katsayısı (Coefficient of
dk	Dakika

ds	Duş Suyu
DSIGK Recovery)	Drenaj Suyu Isı Geri Kazanımı (Drain Water Heat
El. Is.	Elektrikli Isıtıcı
EPBD Performance of Buildings Directive)	Binaların Enerji Performansı Yönergesi (Energy
exp	Üstel Fonksiyon
evap	Buharlaştırıcı, evaporator
gerçek	Gerçek Durum
GFX Exchanger)	Gravity-Film Isı Değiştirici (Gravity-Film Heat
h	Sıcak (Hot)
HCFC	Hidrokloroflorokarbon
in, i	Giren
kg	Kilogram
kJ	Kilojoule
komp	Kompresör
kond	Yoğuşturucu, kondenser
kW	Kilowatt
out,o	Çıkan
ln	Logaritmik
LMTD Mean Temperature Difference)	Logaritmik Ortalama Sıcaklık Farkı (Logarithmic
lt	Litre
maks	Maksimum
min	Minimum
NTU	Geçiş Birimi Sayısı (Number of Transfer Unit)
sn	Saniye
sa	Soğutucu Akışkan
ř, şebeke	şebeke Suyu

# 1. GİRİŞ

## 1.1. Tezin Amacı ve Kapsamı

Çevresel sürdürülebilirlikle ilgili zorluklar ve evsel su ısıtmasında tüketilen büyük miktarda enerji göz önüne alındığında, bu enerji tüketimini azaltmak konusunda küresel ilgi artmaktadır [1]. Avrupa Birliği (AB) ve İsviçre, küresel ısınmayı azaltma çalışmalarında, binalarda karbon ayak izini azaltmayı hedeflemektedir: AB'de, Binaların Enerji Performansı Yönergesi (EPBD), tüm yeni binaların neredeyse sıfır enerji olmasını şart koşmaktadır. İsviçre'de, 2050 Enerji Stratejisi, konutlarda birincil enerji kullanımında 2010'a kıyasla %45'lik bir azalmayı hedeflemektedir [2].

Ülkemizin coğrafi konumu nedeniyle fosil yakıtlardan yoksun olması ve hızla değişen dünya politikaları sebebiyle olası bir enerji krizinden doğacak olumsuzluklardan etkilenmemesi amacıyla farklı kaynaklara yönelmek gerekmektedir. Ülkemizde son zamanlarda yenilenebilir enerjiye olan ilgi artmaktadır. Genellikle güneş, rüzgar, jeotermal ve biyokütle gibi doğal enerji kaynakları kullanılmaktadır [3]. Geline son noktada sera gazı salınımını en az seviyeye indirecek, diğer sistemlere göre daha az enerji tüketimi yapacak sistemlere gereksinim artmış ve atık olarak tanımlanan ancak içinde enerji barındıran geri dönüşümün kullanılabildiği kaynakların önemi artmıştır [4].

Ülkemizde tüm binaların enerji talebinin yarısından fazlasını, alan ve su ısıtma oluşturmaktadır [5]. Enerji verimliliğinin yüksekliği ve ekonomik açıdan uygun olması nedeniyle ısı pompası sistemleri yardımcı teknoloji olarak enerji ihtiyacını önemli ölçüde karşılamaktadır. Diğer düzeneklere göre enerji tüketiminin daha az olması, kompakt bir yapıya sahip olması ve daha işlevsel olması sebebiyle kullanımı yaygınlaşmıştır [6]. Isı pompası sistemlerinin verimliliğini arttırmak ve enerji tüketimini azaltmak amacıyla çalışmalar yapılmış ve ısı pompası için farklı ısı

kaynakları arayışına gidilmiştir. 1980'li yıllarda ısı kaynağı olarak atık suyun da toprak, su ve çevre havası gibi uygun bir kaynak olabileceği hatta daha iyi sonuçlar verebileceği üzerine çalışmalara başlanmıştır [7]. Atık su yerel ve güvenli olmasının yanı sıra sürekli olması ısı kaynağı olarak kullanılmasının başlıca sebeplerindendir. Atık su, evlerden, aynı hattaki tesislerden vb. kanalizasyon sistemine gönderilmekte ve buradan diğer hatlardaki atık sular ile birleşerek arıtma tesisine doğru hareket etmektedir. Atık suyun ideal bir ısı taşıyıcısı haline gelmesinin diğer sebebi ise kış sezonunda yaklaşık 9-14 °C ve yaz döneminde 28-29 °C sıcaklıklara ulaşabilmesidir [8]. Suya gömülü olan bu ısıyı geri kazanmanın birkaç yolu vardır. Evlerden gelen suyun ısı içeriği evlerde, kanalizasyondan veya atık su arıtma tesislerinde geri kazanılabilir. Isının çoğu, evlerde merkezi olmayan bir şekilde geri kazanılabilir [9].

Drenaj Suyu Isı Geri Kazanımı (DSIGK, Drain Water Heat Recovery), sıcak veya ılık drenaj suyundan kalan enerjiyi geri kazanmak için tasarlanmıştır [10]. Konut tipi DSIGK, karşı akışlı bir ısı değiştiricisine dayanmaktadır. Drenaj borularından geçen sıcak atık sudan gelen ısı, bir konuta giren daha soğuk tatlı suya aktarılmaktadır. Suyun sıcak su ısıtıcısına girmeden önce bu şekilde ısıtılması, suyu önceden tanımlanmış bir sıcaklığa ısıtmak için gereken enerji miktarını azaltmaktadır.

Drenaj suyu ısı geri kazanımında kullanılması amacıyla geliştirilen GFX (Gravity-Film Heat Exchanger), drenaj suyundan (genellikle ılık) ısı çeken ve binaya giren soğuk suyu ön ısıtmak için uygulayan dikey, karşı akışlı bir ısı değiştiricidir. Basitliği, kirlenme direnci, kolay kurulumu ve sınırlı bakımınıdır. Gravity-film ısı değiştirici (GFX) DSIGK'de, sıcak gri su, iç yüzeyinde merkezi bir bakır boruya yerçekimi ile akmaktadır. Bu sırada gelen soğuk su, merkezi borunun etrafına helezoni olarak sarılmış bakır borulardan akmakta ve ön ısıtma gerçekleşmektedir [11].

## **1.2. Literatür Araştırması**

Isı geri kazanım teknolojilerine bakıldığında atık ısıyı geri kazanmak için tasarlanan ünitelerin enerji geri kazanımlı ısı eşanjörlerinden oluştuğu görülmektedir. Atık ısı



geri kazanım yöntemleri, bir gaz veya sıvı ile bir prosesten çıkan atık ısının yakalanması ve ekstra bir enerji kaynağı olarak sisteme geri aktarılmasını içerir. Bu sistemler temelde rejeneratif brülörler, ekonomizerler, atık ısı kazanları ve fırın rejeneratörleri, döner rejeneratörler, ısı çarkları, reküperatörler gibi hava ön ısıtıcılarıdır [12]. Her yöntemin uygulamaya bağlı olarak avantajları vardır.

Kullanılan bazı cihazlara göre ısı geri kazanım oranı %90'lara kadar çıkabilmektedir [13].

Verilen örnekler arasında bulunan rejeneratif brülörler, yanma odasından çıkan yüksek sıcaklıktaki egzoz ısısının geri kazanılması, tekrar kullanılabilmesi ve yanma havasını ısıtması için kullanılmaktadır. Mevcut uygulamalarda yüksek sıcaklıklarda ergitme işleminin yapıldığı fırınların genelinde atık ısı %100 oranında kullanılmadan atılmaktadır. Çelik tav fırınları, alüminyum ergitme fırınları, ısıl işlem fırınları, haddeleme fırınları ve seramik fırınları gibi sanayide kompakt yüksek sıcaklıkta işlemlerin yapıldığı fırınlarda kullanılmaktadır [14].

Diğer bir atık ısı geri kazanım uygulamalarında kullanılan araçlardan olan ekonomizerler baca gazından atılan ısıyı geri kazanarak geleneksel uygulamalarda kazan besleme suyunun ısıtılması amacıyla kullanılmaktadır. Bununla birlikte tesis ısıtılması ve sıcak su üretiminde de geri kazanılan atık ısı kullanılabilir [15].

Atık ısı kazanları ise orta ve yüksek sıcaklıklardaki egzoz gazlarından ısı geri kazanımını gerçekleştirmektedir. Bir kömür santralinde yanma odasından ayrıldıktan sonra yanma işleminden üretilen ısı yaklaşık 1000 °C sıcaklığa sahiptir. Buna göre atık ısı kazanlarının geri kazandığı ısı ile türbinler ve jeneratörler yoluyla enerji üretimi için gerekli buharın üretimi daha az enerji harcıyarak gerçekleştirilmektedir [15].

Fırın rejeneratörleri, cam ergitme fırınlarında atık gazlardan (yanma gazları) açığa çıkan ısının geri kazanılmasını sağlamaktadır. Atık gazlardaki ısı, sahip olduğu dolgu malzemeleri vasıtasıyla yakma havasına iletilmektedir. Yakma havasının sıcaklığının artmasıyla daha az enerji harcanarak fırının istenilen sıcaklığa ulaşmasını sağlamaktadır [16].

İklimlendirme sistemlerinde atık ısının kullanıldığı diğer bir sistem ise döner tip rejeneratörlerdir. Döner tip rejeneratörler, yazın ortam soğutması, kışın ise ortam

ısıtmasının gerçekleştirilmesi amacıyla dışarıya atılan havanın duyulur ve gizli ısısından yararlanarak %80'lere varan enerji tasarrufu sağlanabilmektedir [17]. Havalandırma sistemleri ile binadan çıkan havanın sıcaklığını kullanan ısı çarkları, havadan enerji çekerek geri kazanım sağlamaktadır. Özellikle fabrikalarda kullanılan bu sistem ile %80 oranında tasarruf sağlanabilmektedir [18].

Diğer bir ısı geri kazanım sistemi olan reküperatörler endüstriyel tesislerde kullanılan fırınlardan atılan baca gazlarının sahip olduğu yüksek enerjinin geri kazanımı noktasında basit ve kullanışlıdır. Bu yakıcılar, yakıcı bünyesine entegre edilen ısı değiştirici ile baca gazından aldığı sıcaklığı yanma havasına iletmektedir [19].

Literatürde atık su kaynaklı ısı pompaları üzerine yapılan çalışmalarda atık suyun potansiyeli ve diğer enerji kaynaklarına göre verimi araştırılmıştır. Bu değerler fizibilite değerleri ile desteklenmiştir. Yüksek verimi ve kolay erişilmesi nedeniyle kullanımının yaygınlaştırılması gerektiği belirtilmiştir.

Garcia [20], bir DSIGK cihazının sıcak sudan soğuk su tarafına ısı transferi için bir termal direnç ağı modeli geliştirmiştir. Bu modeli doğrulamak için deneysel veriler kullanılmış ve model tahmini ile deneysel veriler arasındaki sapma %10'dan az olduğu belirlenmiştir. Garcia, ayrıca bobin sayısını artırmanın etkililik üzerindeki etkisini de incelemiş ve bobin sayısı arttıkça etkinliğin azalacağı sonucuna varmıştır.

Picard ve Ark [21], kullanım suyu ısıtılması ile harcanan enerji miktarının azaltılması amacıyla duşlardan gelen atık suyun içerdiği enerjinin bir kısmını geri kazanmak için GFX ısı değiştiricisinin de kullanıldığı bir çalışma yapmışlardır. Klasik yöntemlerden biri olan güneş enerjisi ile su ısıtma işleminde GFX ısı değiştiricisini entegre etmişlerdir. Bu durumda yaklaşık %68-69 civarında tasarruf edildiği gözlenmiştir.

Cardone ve Fabiano (1981), ısı değiştirici borularının duş tabanının altında olduğu duş tipi bir gri su ısı eşanjörü sunmuştur. Bu tasarımda gri su, kademeli olarak merkezi bir açıklığa doğru derine inmeden önce spiral bir oluk içinde toplanmıştır. Aynı oluk içinde, bir spiral bobin ısıtılacak akan soğuk suyu içermektedir [1].

Zoloum ve Ark. (2007), yaptığı çalışmada çeşitli drenaj suyu ısı değiştiricileri kullanarak sıcak duş suyu elde etmişlerdir. GFX ısı değiştiricisinin de içinde bulunduğu bu çalışmada çeşitli debi ve sıcaklıklar için sekiz farklı drenaj suyu ısı

geri kazanımında kullanılan ısı değiştiricinin ısı hesaplamaları yapılmıştır [22].

Ni ve Ark. (2012), alan ısıtma, alan soğutma ve kullanım suyu ısıtma için konut atık suyundan ısıyı geri kazanmak için ısı pompası sistemine bir DSIGK'yi dahil etmenin potansiyel tasarrufunu analiz etmiştir. Drenaj suyu ısı geri kazanım sistemi ile geleneksel bina enerji sistemi arasında yıllık enerji tüketimi ve içme suyu tasarruflarının karşılaştırılması için sayısal bir model geliştirilmiştir [23].

Baek ve Ark. (2005), saunalı otellerden gelen atık suyun ısı pompası için ısı kaynağı olarak kullanıldığı bir ısı pompası sisteminin analizini yapmıştır. Tasarlanan ısı pompası ile sıcak su elde edilmesi üzerine çalışılmıştır. TRNSYS programı ile ısı pompasının bileşenleri simüle edilmiştir. Yapılan enerji analizlerinde ısı pompası yıllık ortalama COP değeri yaklaşık 4,8 olduğu ve ısı pompasının kış mevsimi hafta sonları hariç sıcak su ihtiyacının %100'ünü karşılayabileceği tahmin edilmiştir [24].

Wang ve Ark. (2022), yaptığı çalışmada, banyodan gelen atık su kullanarak ısının geri kazanılması için sistem kurmuşlardır. Yapılan deneyde metalik olmayan daldırma tipi ısı eşanjörü kullanmışlardır. Sistemin 40,4–60,6 °C sıcaklıkta sıcak su üretebildiğini ve sistemin en yüksek ısıtma tesir katsayısının (COP) 5,65 olduğunu göstermektedir. Çalışmada, 90 günlük sürekli çalışma sırasında yüzey ısı transfer kapasitesinin yaklaşık %7,8 azaldığı ve zaman içindeki düşüş oranının geleneksel ısı eşanjörlerinden çok daha düşük olduğu belirtilmiştir [25].

Zang ve Ark. (2017), kolejler ve üniversitelerdeki umumi banyolardan atık ısıyı geri kazanmak için kanalizasyon kaynaklı ısı pompası kullanmanın uygulanabilirliği bu makalede analiz edilmiştir. Analizler, banyo kanalizasyonunun uygun su akışı, su sıcaklığı ve su kalitesi nedeniyle kanalizasyon kaynaklı ısı pompası kullanılarak atık ısı geri kazanımı için çok uygun olduğunu göstermektedir.

Orhan (2007), aile tipi hava kaynaklı ısı pompalı su ısıtıcı prototipi yapmıştır. Bu çalışmada, tasarım koşulları belirlenmiş, bileşen seçimleri yapılarak prototip tasarlanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, ısı pompası tesir katsayısı 2,5 değerinin üzerinde çıkmıştır [27].

Doğan (2020), kanalizasyon atık su kaynaklı ısı pompası sisteminin matematiksel modeli oluşturmuş ve MATLAB'da kodlama ile simülasyon gerçekleştirmiştir.

Çalışmada daha sonra kanalizasyon atık su kaynaklı bir ısı pompası sistemi teorik olarak tasarlanmış ve atık su sıcaklığının, debisinin sistem performansına ve bileşenlerine etkisi incelenmiştir. Belirlenen parametreler için ,atık su debisindeki değişimlere göre ısı pompası tesir katsayısı 2,89'dan 4,27'ye çıkarken, sıcaklıkta yapılan değişikliklerde 2,56'dan 4,51'e çıktığı gözlenmiştir [3].

Hepbaşlı ve Ark. (2014), yaptığı derleme çalışmasında, atık su kaynaklı ısı pompası sistemlerini enerji, ekserji, çevresel ve ekonomi alanlarında uygulama ve performans değerlendirmeleri açısından kapsamlı bir şekilde gözden geçirmiştir. Atık su kaynaklı ısı pompaları hakkında daha önce yürütülen çalışmalar çizelge halinde sıralanmış, incelenen uygulamaların sonuçları paylaşılmıştır. Ayrıca deneysel ve simüle edilmiş değerlere dayalı olarak çoğunlukla ısıtma için COP değerleri 1,77 ile 10,63 arasında, soğutma için 2,23 ile 5,35 arasında değiştiği belirlenmiştir. Yapılan performans değerlendirmeleri ise genel olarak ekserji alanında kapsamlı bir çalışma yapılmadığı görülmüştür [8].

Nyers (2016), atık sudan ısı geri kazanımı için yeni tasarlanmış ve gerçekleştirilmiş bir sistem sunmaktadır. Atık su, sıcaklığı yaklaşık 44-49 °C olan bir ısı kaynağı olarak alınmıştır. Isı geri kazanım işlemi, bir plakalı ısı değiştirici ve iki ısı pompası kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bahsedilen bileşenler seri olarak bağlantılıdır. 40 metre derinliğindeki bir kuyudan pompalanan temiz su, bu sistem aracılığı ile 13-14°C' den 50-55 °C sıcaklığa getirilmiştir. Yapılan ısı geri kazanma işleminde ısı tesir katsayısı 6,00-6,5 değerlerine ulaşmıştır. Su ısıtma enerji talebinin %83-85'i yapılan bu çalışma ile sağlanmıştır [28].

Literatürde yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen verilere göre;

1. Uygulamaların çoğunluğu Çin'de yapılmıştır.
2. Atık su ile büyük ölçekte ısı kaybedilmekte ve atık ısının çeşitli uygulamalar ile yenilenebilir enerji kaynağı olarak kullanılması ekonomik açıdan fosil yakıtlara göre daha verimli olduğu belirlenmiştir.
3. Atık su sıcaklığının gün içinde ve yıl boyunca değişimi çok az olduğu için enerji bakımından güvenilir bir kaynak olduğu saptanmıştır.

4. Atık su miktarı özellikle büyük şehirler için oldukça fazla olmakla birlikte, debisi de yıl içerisinde neredeyse sabittir.
5. Bulunabilirlik, düşük sıcaklık ve debi değişimi, süreklilik, yüksek miktarda olması gibi özellikler ısı kaynağı olarak kullanılması için büyük avantaj sağlamaktadır. Atık sudan ısı geri kazanımı sistemlerinde kullanılan ısı pompalarında çoğunlukla R134A soğutucu akışkanı kullanıldığı tespit edilmiştir.
6. Literatürde yapılan çalışmalara göre ısıtma tesir katsayısı (COP) değerleri ısıtma için 5-6,5 aralığında olduğu görülmüştür.
7. Atık su kaynaklık ısı pompası sistemlerinde kullanılan ısı değiştiricilere bakıldığında genel olarak karşılaşılan sorunlardan en büyüğü kirlilik oluşumudur. Bu durum ısı geçişini olumsuz etkilemekte ve verimliliği oldukça düşürmektedir.
8. Ekserji üzerine yapılan analizlerin çok az olduğu belirlenmiş olup daha çok enerji ve ekonomik açıdan değerlendirmeler yapıldığı görülmüştür.

Bu çalışmada evsel atık su içerisindeki enerjinin çekilmesi ve bu enerjinin en verimli şekilde geri dönüşümünü sağlayarak sıcak su üretimi için ısı pompasına ek olarak GFX ısı değiştiricisi kullanılmıştır. Yapılan ilk tasarımda elektrikli su ısıtıcısı ile şebeke suyunun duş suyu sıcaklığına getirilmiştir. Bu işlem için harcanan elektrik enerjisi miktarı hesaplanmıştır. Diğer bir tasarımda GFX ısı değiştiricisi ile elektrikli su ısıtıcısının birlikte kullanımı ile duştan gelen sıcak sudan ısı geri kazanımı yapılarak şebeke suyunun ısıtılma işlemi gerçekleşmesi durumunda harcanan ve kazanılan enerji miktarları hesaplanmıştır. Üçüncü tasarımda aynı şekilde GFX ile ön ısıtmaya maruz bırakılan soğuk şebeke suyu ısı pompası ile belirlenen duş suyu sıcaklık değerlerine getirilmiştir. Dördüncü ve son tasarımda ise ısı pompası tek başına kullanılarak sıcak duş suyu elde edilmesi üzerine hesaplamalar yapılmıştır. Bu sistemlerin çalışma şekli ve performansı çizelge, grafik ve çizimlerle anlatılmıştır. Tasarımlarda kullanılan elemanların özellikleri hakkında detaylı bilgi verilmiştir.

## 2. SİSTEM TANITIMI

Bu çalışmada sıcak duş suyu elde edilmesi amacıyla GFX, elektrikli ısıtıcı ve ısı pompası kullanılmıştır. Tasarımda yer alan sistemler bu başlık altında incelenmiş, konstrüksiyonları hakkında bilgi verilmiştir.

### 2.1. GFX Isı Değiştirici (Gravity-Film Heat Exchanger)

GFX ısı değiştiricisi, drenaj suyundan (genellikle ılık) ısı çeken ve binaya giren soğuk suyun ön ısıtması için kullanılan dikey, karşı akışlı bir ısı değiştiricisidir. GFX, bir konuttaki mevcut dikey tahliye hattının bir bölümüne kurulmaktadır. Dikey tahliye hattı olması nedeniyle pompaya ihtiyaç duyulmaksızın yer çekimi etkisiyle atık suyun hareketi söz konusu olduğundan gravity ismi verilmiştir. Bu ısı değiştirici, merkezi borunun etrafına sarılı 1/2 inç bakır bobinlere sahip 3 veya 4 inçlik bir merkezi bakır borudan (sıcak atık suyu taşıyan) oluşmaktadır. Gravity film ısı değiştirici olarak GFX-40 kullanılmıştır. GFX'in atık su ısı geri kazanımı için bir dizi avantajı vardır:

1. Hareketli parça bulundurmamaktadır.
2. Tamamen bakır konstrüksiyondan oluşmaktadır. Bakır, mümkün olan en uzun ömürlü, en verimli ısı transferi ve minimum bakım gerektirdiği için kullanım açısından uygundur. Ayrıca tamamen bakır borudan yapılmış olması korozyon nedeniyle ısı değiştiricisinin kısa sürede zarar görmesini engellemektedir.
3. Kanalizasyon borularının bulunduğu yerlere dönebilir.
4. Hat basıncının bulunduğu bobinin her iki ucundaki dişli olmayan ya da dişsiz (sweat) bağlantıları bulunmaktadır.
5. Sistemde iç kaynak bulunmadığı için, kaynak arızalarından ve gövde borulu ısı eşanjörlerinde yaygın olan boru sızıntılarından kaynaklanan çapraz kontaminasyon

sorunlarını ortadan kaldırması sebebiyle düşük bakım maliyeti sunmaktadır [11].

6. GFX ısı değiştircisinde kullanılan küçük hacimli sıcak su, merkezi dikey boruda ilerlerken yüzey geriliminin etkisiyle ince bir film halinde yayılır ve ısı değiştircisinin iini etkin bir şekilde kaplar. Bu durum, ısıl temasın büyümesini sağlayarak daha verimli bir uygulama alanı oluşturur.

GFX nispeten daha az termal kütleye sahip olduğundan, daha sonra kullanılmak üzere fazla ısı enerjisi depolayamaz. Sonuç olarak, GFX, ılık atık su üretimi ile sıcak veya ılık su ihtiyacı çakıştığında en iyi şekilde çalışacak şekilde tasarlanmıştır. Örneğin, bir GFX, bir banyo için suyun ön ısıtılması için özellikle faydalı olmayacaktır, ancak duş için sıcak veya ılık su kullanımının ve duştan atık su üretiminin aynı anda meydana geldiği duşlarda kullanım için idealdir. Su aynı anda hem lavaboya hem de lavabodan akıyorsa, küçük lavabolarda da bir GFX' ten yararlanabilir [11]. Gravity film ısı değiştircisinin sistematik görünüşü şekil 2.1'de verilmiştir.



**şekil 2.1.** Gravity film ısı değiştirici [29]

## 2.2. Isı Pompası

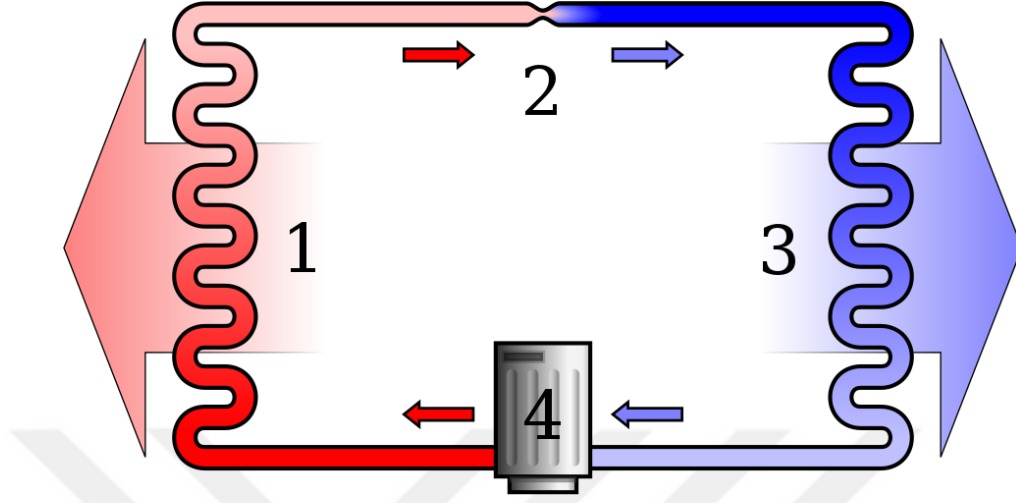
Isıl enerji, herhangi bir makineye gerek kalmadan yüksek sıcaklıklı bir ortamdan düşük sıcaklıklı ortama, diğer bir deyişle azalan sıcaklık yönünde kendiliğinden geçmektedir. Ancak düşük sıcaklıklı ortamdan yüksek sıcaklıklı ortama ısı geçişi ısı pompaları ve soğutma makineleri adı verilen özel sistemler ile sağlanabilmektedir. Soğutma makineleri ve ısı pompaları aynı prensibe göre çalışmakta ancak farklı amaçlarla kullanılmaktadır. Isı pompaları bir mahal veya akışkanın ısıtılması için kullanılırken, soğutma makinelerinde amaç mahal veya akışkanın soğutulmasıdır. Isı enerjisinin çekildiği ortama kaynak, ısı enerjisinin aktarıldığı ortama kuyu denmektedir. Isı pompaları kaynak tiplerine veya kaynak-kuyu tipine göre hava, su, toprak, güneş vb. kaynaklı ya da hava-su, toprak-hava vb. ısı pompası olarak ayrılmaktadır [30]. Isı pompalarında yaygın olarak kullanılan enerji kaynağı çevre havasıdır. Hava kaynaklı sistemler diğerlerine kıyasla daha basit bir tasarım gerektirmesi nedeniyle tercih sebebidir. Toprak kaynaklı uygulamalarda, sabit toprak sıcaklığına ulaşmak için toprak altına uzun borular yerleştirilmesi sebebiyle daha zor bir tasarım gerektirecektir. Su kaynaklı ısı pompalarında ise yaklaşık olarak 80 metreye kadar olan derinliklerdeki 5 °C ile 18 °C sıcaklıkları arasındaki kuyu sularından yararlanılmaktadır. Ayrıca yer altı suları da sisteme dahil edilebilmektedir. Ancak bu durum, sistemin tasarımını da zorlaştırmaktadır.

Hava kaynaklı ısı pompalarının diğer sistemlere göre daha basit olması en büyük avantajıdır. Fakat, sistemin etkinliği ve ısıtma kapasitesi hava sıcaklıklarının düşük olması durumlarında oldukça azalmaktadır. Bu sebeple düşük hava sıcaklıklarında kullanılan ısı pompalarında yardımcı bir ısıtma sistemi ile bu durum ortadan kaldırılabilmektedir.

Isı pompası temel olarak yoğuşturucu (condenser), genleşme valfi, buharlaştırıcı (evaporator), kompresör ve bir soğutucu akışkandan oluşmaktadır. Düşük sıcaklıktaki soğutucu akışkan tarafından buharlaştırıcı aracılığıyla kaynaktaki ısı enerjisi çekilmektedir. Yüksek verimli bir elektrikli kompresör ile sıkıştırılarak yüksek sıcaklık ve yüksek basınçlı hale getirilmektedir. Bu buhar daha sonra yoğuşturucudan geçirilerek, yoğuşturucudan geçen akışkandan daha düşük sıcaklıktaki akışkana ısı enerjisi aktarılmaktadır. Ayrıca, soğutucu akışkan daha



sonra bir genişleme valfinden geçmekte ve atmosferik havadan serbest ısıyı tekrar emmek için buharlaştırıcıya geri dönerek döngüyü tekrarlamaktadır [31].



**Şekil 2.2.** Isı pompası çevrimi (1. Yoğuşturucu, 2. Genleşme vanası-kısımla vanası, 3. Buharlaştırıcı, 4. Kompresör) [32]

Hava kaynaklı ısı pompası su ısıtıcıları, buharlaştırıcı ile havadan çekilen ısı, yoğuşturucuda soğutucu akışkanının yoğuşması ile suya verilerek sıcak su elde etmektedir. Yüksek miktarda ısıyı suya taşıırken, düşük miktarda enerji kullanılmaktadır. Bu sebeple geleneksel ısıtma sistemlerine göre verimliliği daha yüksektir. Bu sistemlerde buharlaştırıcıda ısı çekilen hava ile ilave bir enerji gerekmeden mahal soğutma ve nem giderme işlemleri de gerçekleştirilebilmektedir.

### **Isı Pompası Bileşenleri**

Isı pompasında kullanılacak olan bileşenlerin tasarım ve seçimi sistem kapasitesi, verimliliği ve güvenilirliği açısından oldukça önemlidir. Sistemde kullanılan her bileşen bütünüyle sistemin performansını etkilemektedir.

#### **Buharlaştırıcı (Evaporator)**

Buharlaştırıcı, soğutucu akışkanın genişleme valfinden sonra düşük sıcaklıktaki ortamdan ısı çekilmesini sağlayan elemandır. Buharlaştırıcılar soğutucu akışkanın çalışma koşullarına, beslenmesine havanın kontrol tipine ve sirkülasyon yöntemine göre değişik şekil ve boyutlarda olabildiği gibi, ısı iletkenliği yüksek olan çelik, alüminyum, demir ve bakır gibi malzemelerden üretilmektedir. Buharlaştırıcı

kapasitesini etkileyen faktörlere bakıldığında hava hızı, boruların çapı, kanat alanı ve aralığı, dış ortam ile arasında olan sıcaklık farkı, buharlaştırıcı temizliği gelmektedir. Soğutulan ortamın su, hava veya hava-su karışımı olmasına göre farklı tiplerde buharlaştırıcılar geliştirilmiştir [31].

### **Kompresör**

Kompresörler, soğutucu akışkanı sıkıştırarak basınç ve sıcaklık artışı sağlamaktadır. Pistonlu, turbo, rotorlu, scroll ve vidalı tip gibi çeşitleri bulunmaktadır. Kompresör seçimlerinde değişik çalışma koşullarında güvenilirliği, maliyeti, verimliliği ve uzun ömürlü olması gibi özellikleri göz önüne alınmalıdır. Kompresörler performans ve güvenilirlik açısından kullanılan yağ tipi, pompa gibi özellikler bakımından çeşitlilik göstermektedir [34].

### **Yoğuşturucu (Kondenser)**

Yoğuşturucular, kompresörden çıkan buhar fazındaki kızgın soğutucu akışkanın üzerindeki ısıyı sabit basınçta yoğuşturarak sıvı hale gelmesini sağlayan elamanlardır. Buharlaştırıcıdan aldığı ısıyı ve kompresörde sıkıştırma sırasında sisteme eklenen elektrik enerjisinin ısı eşdeğerini yoğuşturucudan geçen akışkandan daha soğuk sıcaklıktaki akışkana aktaran bir ısı değiştirici olarak tanımlanabilir. Yoğuşturucu kapasitesi dış ortam ile olan sıcaklık farkına (performans ve güvenilirlik), yoğuşturucu uzunluğuna (fiyat), basınç düşümü (performans ve güvenilirlik) ve temizliğine (performans) bağlı olmaktadır. Yoğuşturucular ısıletkenliği yüksek olan alüminyum ve bakır gibi malzemelerden yapılmaktadır [34].

### **Genleşme Valfi (Kısılma Vanası)**

Isı pompasının performans ve güvenilirliği, genleşme valfinin güvenilirliği ile ilişkilidir. Genleşme valfinin çalışmaması ısı pompasının da uygun bir şekilde çalışmamasına neden olacaktır. Genleşme valfi, soğutucu akışkanın basıncını yoğuşturucu basıncından buharlaştırıcı basıncına düşürmektedir. İdeal şartlarda bu noktadaki basınç düşüşü sabit entalpide gerçekleşir.

Genleşme valfinin kapasitesi, kullanılacağı sistemin kapasitesine uygun olmalıdır. Büyük orifis çaplı valfler taşmaya neden olabileceği gibi, küçük orifis çaplı valfler kapasite düşüşüne neden olabilmektedir. Küçük sistemlerde kılcal borular genleşme

valfi olarak kullanılabilir. Büyük sistemlerde ise otomatik genleşme valfi, termik genleşme valfi ve el ayar valfi gibi elemanlar kullanılmaktadır [33].

### **Soğutucu Akışkan**

Soğutucu akışkanlar, havalandırma, soğutma ve ısı pompası sistemlerinde kaynak olarak belirlenen bölgeden ısıyı absorbe ederek, kuyu olarak belirlenen diğer bir bölgeye iletim ve taşınım yoluyla aktarımını sağlamaktadır [35].

Teknolojik gelişmelerle birlikte soğutucu akışkanların atmosferin stratosfer katmanında oluşan ozon tabakasını deldiği ve bunun sonucu olarak küresel ısınmaya neden olduğu tespit edilmiştir. Özellikle CFC'ler (R-11, R-12) kimyasal kararlılıkları yüksek olması sebebiyle yapıları bozulmadan atmosferde 100 yıldan fazla kalabilmektedirler. Bununla beraber HCFC'ler (R-22, R-123, R-124) ise kimyasal kararlılıkları az olmasına rağmen yaklaşık 15 yıl kalabilmektedir [36]. Soğutma ve iklimlendirme sistemlerinde ozon tabakasını delme potansiyelleri yüksek olan ve dolayısıyla küresel ısınmaya sebep olan soğutucu akışkanlar yerine, ozon tabakasına zarar vermeyen ve küresel ısınmaya çok az neden olan soğutucu akışkanlar kullanılmalıdır [37]. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak klorsuz olduğu ve diğer akışkanlara göre daha zararsız olduğu tespit edilen R134A kullanılmıştır.

### 3. YÖNTEM

#### 3.1. Matematiksel Model

GFX ısı değiştiricisi, elektrikli ısıtıcı ve ısı pompası sistemleri tasarımlarının ısı ve performans analizlerinin yapılma şekli bu başlık altında açıklanacaktır. Hesaplamalarda yapılan referans değerler Çizelge 3.1. de gösterilmiştir.

**Çizelge 3.1.** Tasarımlarda kullanılan referans değerler

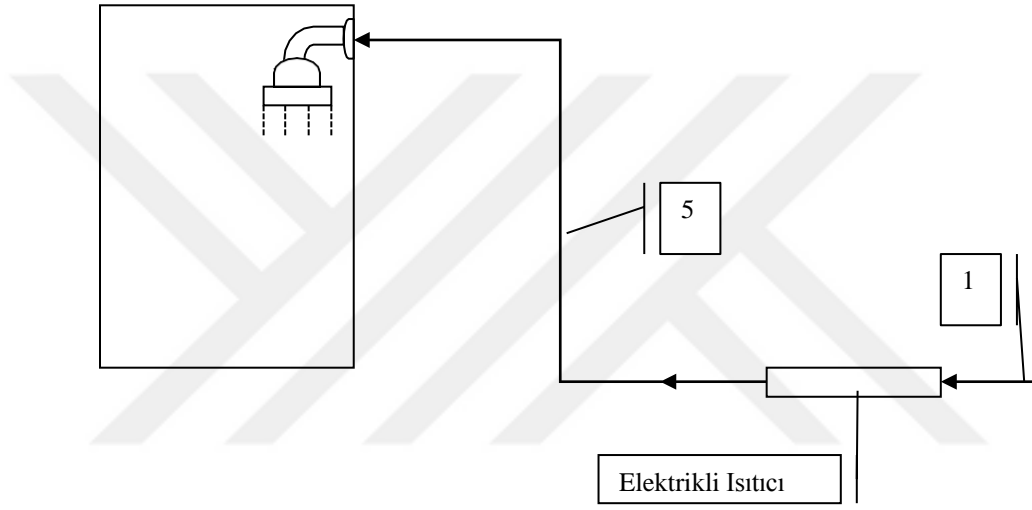
şebeke Suyu Debisi (lt/dk)	Sıcaklık (°C)				
	Ortam	şebeke Suyu	Duş Suyu	Yoğuşturucu	Buharlaştırıcı
6,5	21	8	37	55	10
8,5			41		
10,5			45		

Çizelge 3.1.'de verilen şebeke suyu debisi, şebeke suyu ve duş suyu sıcaklıkları GFX ısı değiştiricisi ile sıcak su üretimi üzerine yapılan bir çalışmadan referans alınmıştır [22]. Isı pompası tasarımında kullanılacak olan yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları, ısı pompası ve ön ısıtıcı ile sıcak su elde edilmesi üzerine yapılan bir çalışmadan esinlenilmiştir [38]. Bu kaynakta çalışılan şebeke suyu sıcaklık ve debileri, Çizelge 3.1.'de verilen değerlere çok yakın olması sebebiyle referans alınması uygun görülmüştür. Bununla birlikte ısı pompasında ve ısı değiştiricisinde kullanılan aktarma organları, geçiş elemanları ve borularda basınç kaybının olmadığı kabul edilmiştir. Bu çalışmada GFX ısı değiştiricisinin katkısının gösterilmesi amaçlandığından ısı pompası ideal çevrim olarak alınmıştır. The West Midlands Public Health Observatory'e göre ideal oda sıcaklığının 21 °C olduğu

belirtilmektedir [39]. The West Midlands Public Health Observatory, İngiltere'deki dokuz bölgesel halk sağlığı gözlemeviden biridir [40].

### 3.1.1. Elektrikli Isıtıcı ile Sıcak Su Elde Edilmesi

Bu tasarımda yalnızca elektrikli ısıtıcı ile şebeke suyunun istenilen duş suyu sıcaklığına getirilmesi üzerine çalışma yapılmıştır. Şebeke suyunun belirlenen referans değerlerine göre elektrikli ısıtıcının çektiği güç miktarının değişimi hesaplanarak grafik ve çizelgelerle desteklenmiştir.



**Şekil 3.1.** Elektrikli ısıtıcı ile sıcak su üretimi (1. Soğuk şebeke suyu, 5. Elektrikli ısıtıcıdan çıkan duş suyu)

Elektrikli ısıtıcının çektiği güç Denklem 3.1 ile ifade edilmektedir [41]

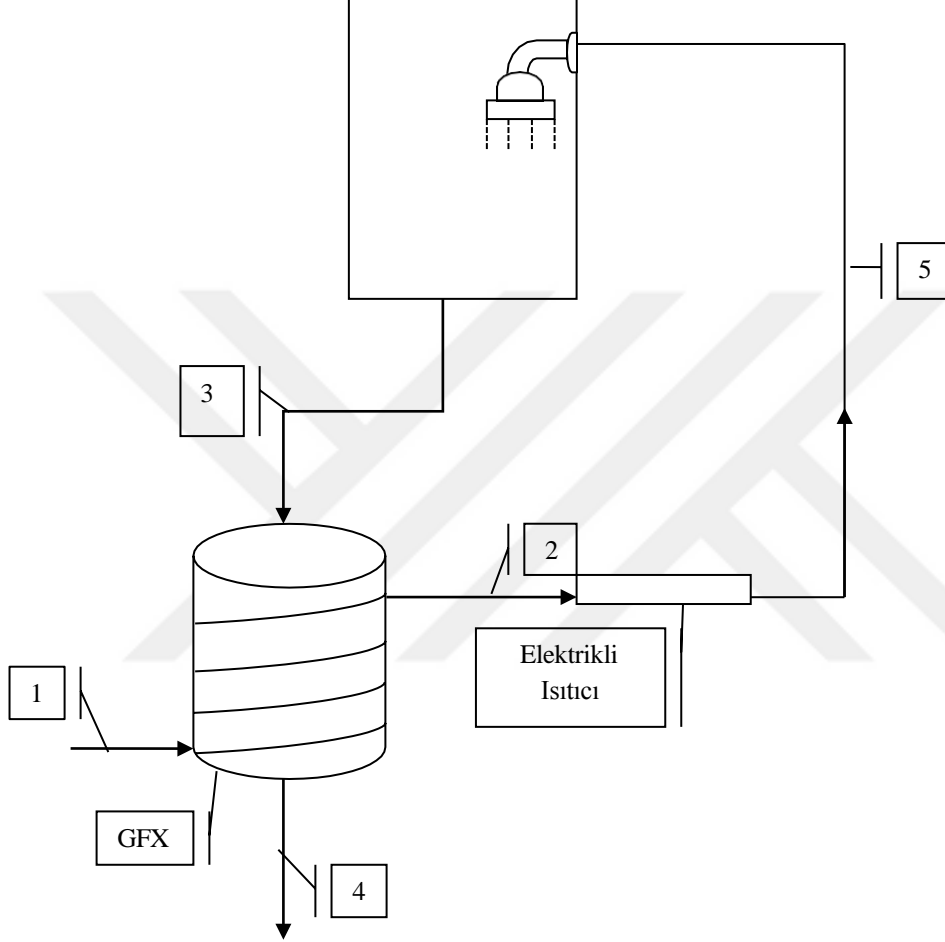
$$\dot{W}_{El. Is.} = \dot{m}_{kütlesel} \cdot C_p \cdot (T_5 - T_1) \quad (3.1)$$

Verilen  $\dot{m}_{kütlesel}$  değeri kütleli debiyi (kg/sn),  $C_p$  ise suyun özgül ısısı olup 4.19 kJ/kg-K sabit değerleri alınmıştır. Bu çalışmada kullanılan  $\dot{V}_{şebeke}$  değeri şebeke suyunun dakikada boru kesitinden geçen hacmidir. Birim dönüşümü yapılarak kütleli debi ile hesaplama yapılmıştır.

### 3.1.2. GFX - Elektrikli Isıtıcı ile Sıcak Su Elde Edilmesi

İlk tasarımda sıcak su ihtiyacını tedarik edebilmek üzere gravity film ısı değiştirici ve elektrikli ısıtıcı kullanılmıştır. Şekil 3.2'de bu entegre

sistemin kavramsal diyagramı görülmektedir. Gravity film ısı değiştircisi şebeke suyunun ön ısıtmasını sağlamaktadır. Duştan gelen atık su ısı değiştircinin merkezi borusundan geçerken, şebeke suyu merkezi borunun etrafına sarılmış haldeki ince bakır borudan geçmektedir. Ön ısıtma yapıldıktan sonra elektrikli ısıtıcıya aktarılan su, istenilen sıcaklığa ulaştığında duş başlığına gönderilmektedir.



**şekil 3.2.** GFX destekli elektrikli ısıtıcı ile sıcak su üretimi (1. şebeke Suyu, GFX'e Giriş, 2. GFX'ten çıkan ön ısıtılmış şebeke suyu, elektrikli ısıtıcıya giriş, 3. Duştan gelen atık sıcak su, GFX'e giriş, 4. Atık su, GFX'ten ıkış, 5. Elektrikli ısıtıcıdan çıkış, duş suyu)

GFX ısı değiştircisinin ısı hesaplamalarında yapılan kabuller:

1. Isı transferinin sürekli ve kararlı akış rejiminde gerçekleştiği,
2. Isı değiştircisinin ortam sıcaklığına karşı yalıtılmış olduğu,
3. Akışkan olarak kullanılan şebeke suyunun fiziksel özellikleri ve özgül ısısının akış boyunca sabit kaldığı,

4. Isı değiştirici yzey malzemesi olarak kullanılan bakırın, şebeke suyu ile iletimle bir ısı geçişi yapmadığı,
5. Isı değiştirici boyunca U toplam ısı geçiş katsayısının sabit olduğu,
6. Akış boyunca kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin olmadığı,
7. GFX ısı değiştiricisi olarak GFX-40 kullanılmasıdır.

şekil 3.3' e bakıldığında aynı akış debileri için GFX-60'ın NTU değerleri GFX-40'tan daha bzyk olduğu gcrulmektedir. Dolayısıyla performansı daha iyidir. Fakat NTU ve etkinlik ağıından birim uzunluk bazında GFX-40'ın GFX-60'tan daha stundur [22]. Geometrik olarak incelendiğinde ise kullanılan ısı değiştiriciler arasında merkezi boru uzunluğu kıaldıkça dış kısımda bulunan bobin şeklindeki boruların sarım sıklığının arttığı gcrulmektedir. Isı değiştiricilerin boruları arasındaki hava boşluğu bzydükçe, havanın iyi bir iletken olmaması nedeniyle ısı transfer oranı dışmektedir. Zaloum ve Ark.'nın yaptığı çalışmada GFX-40 ve Retherm C3-40'ın boyutlarının aynı olmasına rağmen Retherm C3-40'ın evre uzunluğunun GFX-40'tan daha bzyk olduğu gcrulmektedir. evre uzunluğunun daha kcyk olmasının nedeni GFX-40'ın daha sıkı bir bobin sargısına sahip olmasıdır [22].

Bu durum GFX-40'ın ısı transfer alanını arttırmaktadır. Zaloum ve Ark.'nın yaptığı aynı çalışmada NTU değerlerinin GFX-40'tan daha fazla olan ısı değiştiricilerinin olulerine bakıldığında boyutlarının GFX-40'tan bzyk olduğu gcrulmektedir. Buna gcre bakır kullanımının artması sonucunda maliyetin de aynı oranda artacağı sonucuna ulaşılabilir. Ulaşılan verilere gcre verim ve maliyet bakımından drenaj suyu ısı geri kazanımında kullanılan ısı değiştiriciler içerisinde GFX-40'ın bu çalışma için daha uygun olduğu belirlenmiştir.

Isı değiştiricilerin ısı hesaplamalarında iki farklı yntem kullanılmaktadır. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı (LMTD) ve  $NTU-\epsilon$ , ısı değiştirici analizine farklı açılardan yaklaşan iki zyum yntemidir. NTU, ısı değiştiricisinin boyutsuz ısı transfer bzykluğunu gsterir [42].

Her iki yntem de ortak parametreleri ve kavramları paylaşmakta olup ısı değiştiricisinin termal kapasitesi iinaynı zyume ulaşır [43]. Bu alışma için GFX-40 ısı değiştiricisinin toplam ısı transferi katsayısı hesabında  $NTU-\epsilon$  ve LMTD

yöntemlerinin her ikisinin de aynı sonuca ulaşması doğrulanmıştır (Bkz. Ek-1). LMTD yönteminde akışkanın ısı değiştiricisine giriş ve çıkış sıcaklıkları bilinmesi gerekmektedir. Her iki yöntem de aşağıda gösterilmiştir. Şebeke suyunun ısı değiştiriciden çıkış sıcaklıkları bilinmediği için NTU-ε yöntemi uygun görülmüştür. Yapılan bu çalışmada şebeke suyunun GFX ısı değiştiricisine giriş sıcaklıkları ve debisi bilindiğinden LMTD yöntemi yerine öncelikle NTU-ε yöntemi kullanılmıştır.

- **NTU-ε Yöntemi**

Isı değiştiricilerde akışkan giriş ve çıkış sıcaklıkları biliniyor ya da enerji denklemlerinin yazılması mümkün ise performans analizini yapmak için LMTD büyük kolaylık sağlamaktadır. Ancak bu sıcaklık değerleri bilinmiyorsa daha önce de belirtildiği üzere iteratif bir çözüm yapmak daha uygun olacaktır.

Isı değiştiricisinde soğuk şebeke suyuna aktarılan ısı miktarı Denklem 3.2 ile hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (3.2)$$

Akışkan debisi  $\dot{m}$  olarak gösterilmiştir.  $C_p$  ise akışkanın özgül ısıdır. Duştan gelen sıcak atık sudan soğuk şebeke suyuna aktarılan ısı miktarı Denklem 3.3 ile hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m} \cdot C_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3.4)$$

Akışkanın ısı kapasitesi;

$$C = \dot{m} \cdot C_p \quad (3.5)$$

ile hesaplanabilir. Bir ısı değiştiricisinin  $\epsilon$  (etkenlik) değerinin bilinmesi için aktarılabilecek maksimum ısı miktarının ( $\dot{Q}_{maks}$ ) bilinmesi gerekmektedir. Maksimum ısı transferi ters akışlı bir ısı değiştiricisinin sonsuz uzunlukta olduğu durumda gerçekleşmektedir. Akışkanlar arasında küçük ısı kapasite aktarılan ısı miktarı en yüksek noktada gerçekleşecektir. Maksimum ısı transfer miktarı debisi küçük olan akışkanın ısı kapasitesine ( $C_{min}$ ) bağlıdır.



Aktarılabilecek en büyük ısı miktarı Denklem 3.6 ile hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{\text{maks}} = C_{\text{min}} \cdot (T_{\text{h,in}} - T_{\text{c,in}}) \quad (3.6)$$

Isı değiştircilerde akışkanlar arasındaki en yüksek sıcaklık farkı iki akışkanın giriş sıcaklıkları farkıdır.

$$\Delta T_{\text{maks}} = T_{\text{h,in}} - T_{\text{c,in}} \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_{\text{h,maks}} = C_{\text{min}} \cdot \Delta T_{\text{maks}} \quad (3.8)$$

Isı değiştircilerde hesaplanan aktarılan maksimum ısı miktarı gerçekte aktarılan ısı miktarından daha fazladır. Gerçekte aktarılan ısı miktarının maksimum ısı miktarına oranı  $\varepsilon$  olarak tanımlanmaktadır.

$$\varepsilon = \dot{Q}_{\text{gerçek}} / \dot{Q}_{\text{maks}} \quad (3.9)$$

Isı değiştircisinde gerçekte aktarılan ısı miktarı Denklem 3.10 ve Denklem 3.11 ile hesaplanabilir.

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = \varepsilon \cdot C_c \cdot (T_{\text{c,out}} - T_{\text{c,in}}) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = \varepsilon \cdot C_h \cdot (T_{\text{h,in}} - T_{\text{h,out}}) \quad (3.11)$$

Verilen bu denklemlere göre  $C_c < C_h$  durumunda soğuk akışkan daha büyük bir sıcaklık değişimi gösterecektir. Dolayısıyla soğuk akışkan, sıcak akışkanın ısı değiştircisine girdiği sıcaklığa kadar gelebilir. ( $T_{\text{h,in}} = T_{\text{c,out}}$ ) Bununla birlikte  $C_h < C_c$  durumunda, sıcak akışkan büyük bir sıcaklık değişimi gösterecektir. Bu durum sıcak akışkanın çıkış sıcaklığının soğuk akışkanın ısı değiştircisine giriş sıcaklığına kadar soğumasına sebep olabilir. ( $T_{\text{h,out}} = T_{\text{c,in}}$ )

$$C^* = C_{\text{min}} / C_{\text{maks}} \quad (3.12)$$

Denklem 3.12'de verilen  $C^*$  değeri, ısıl kapasite oranıdır. Küçük ısıl kapasiteye sahip olan akışkanın kapasitesinin, büyük olana oranı olarak tanımlanmaktadır. Daima 1'e eşit veya 1'den küçük olmalıdır. GFX, zıt akışlı bir ısı değiştircisidir ve giren - çıkan Şebeke suyunun debisi değişmemektedir. Debilerin değişmemesi durumu için  $C^*=1$  olmaktadır. Geçiş birimi sayısı olarak tanımlanan NTU (number

of transferred units) ısı değiştiricilerde toplam ısı iletkenliğin kk olan kapasiteye oranı olarak ifade edilebilir. Isı değiştiricisinin boyutsuz ısı transferi büyüklüğü NTU ile gösterilir.

$$NTU = (U \cdot A) / C_{\min} \quad (3.13)$$

Ters akışlı ısı değiştiriciler için  $\epsilon$  değeri aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\epsilon = (1 - \exp[-NTU \cdot (1 - C_{\min}/C_{\max})]) / (1 - (C_{\min}/C_{\max}) \cdot \exp[-NTU \cdot (1 - C_{\min}/C_{\max})]) \quad (3.14)$$

Soğuk akışkanın ısı kapasitesinin sıcak akışkanın ısı kapasitesinden kk olması durumunda da ( $C_c < C_h$ ) Denklem 3.14 aynı sonucu verecektir [42].

Eğer ( $C_{\min}/C_{\max}$ ) =1 olursa Denklem 3.14 belirsiz olacaktır. Ancak L'Hospital kuralı Denklem 3.14'e uygulandığında ters akışlı bir ısı değiştirici için etkenlik değeri aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\epsilon = NTU / (1 + NTU) \quad (3.15)$$

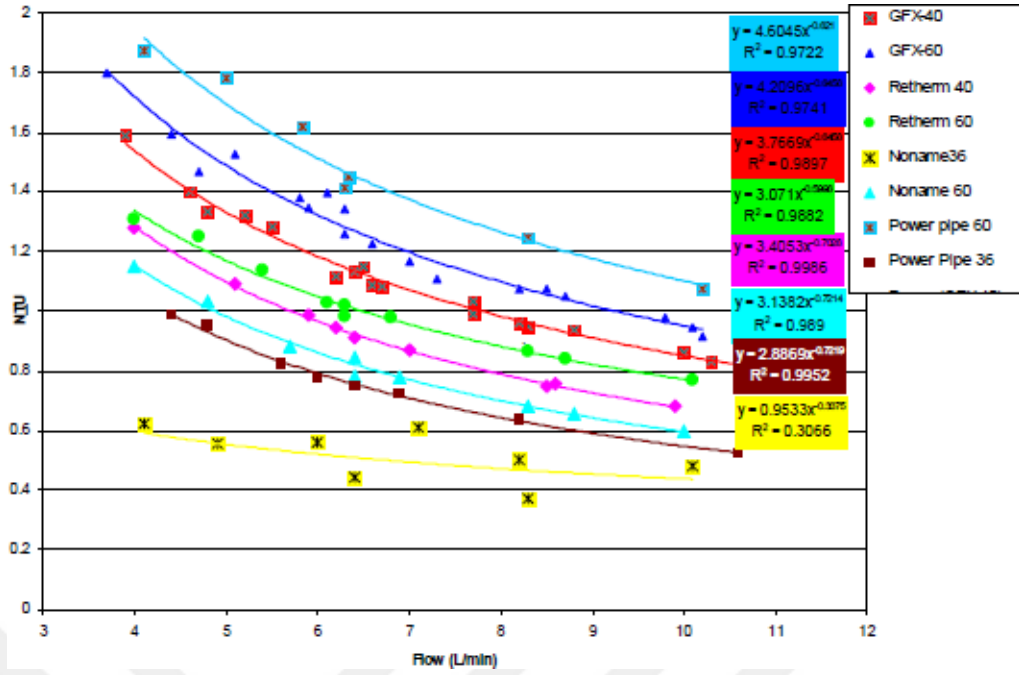
Isı değiştirici modellerine göre farklı NTU- $\epsilon$  formülleri ve sınır Şartları bulunmaktadır. Bu alışmada Denklem 3.13'de verilen NTU değerinin hesaplanmasında GFX-40 ısı değiştiricisinin içinde bulunduğu ve NTU değerinin debi miktarına göre değişiminin teorik ve deneysel araştırmasının yapıldığı Zaloum ve Ark.'nın çalışmasında bulunan formüllerden yararlanılmıştır. İlgili çalışmada drenaj suyundan ısı geri kazanımı için kullanılan ısı değiştiricilerin her çeşidi için Şebeke suyunun farklı debi ve sıcaklık değerleri ile hesaplama yapılmıştır. Bu hesaplamalara göre NTU ve etkenlik değerleri bulunmuştur.

#### • Sistemin Performans Analizi

GFX ile elektrikli ısıtıcının birlikte kullanıldığı durum için sistemin performansı Denklem 3.35 ile ifade edilir.

$$COP = (\dot{Q}_{\text{gerçek}} + \dot{W}_{\text{El. Is.}}) / \dot{Q}_{\text{El. Is.}} \quad (3.16)$$

Elektrikli ısıtıcılarda COP değeri daima 1'dir. Aktarılan ısı miktarı ile harcanan elektrik enerjisi miktarı eşittir.



Şekil 3.3. NTU değerinin hacimsel debiye göre değişimi [22]

- **Logaritmik Ortalama Sıcaklık Yöntemi (LMTD)**

Logaritmik ortalama sıcaklık farkı, ısı değiştiricisi boyunca oluşan sıcaklık farkının bir ölçüsüdür. Bu yöntemde ısı değiştiricisi içindeki soğuk ve sıcak akışkanlar arasında transfer edilen ısı miktarı Denklem 3.17'da gösterilmiştir.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (3.17)$$

U değeri toplam ısı transferi katsayısı, A akışkanlar arasında ısı transferinin yapıldığı yüzey alanını,  $\Delta T_{lm}$  ise logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir. Logaritmik ortalama sıcaklık farkı Denklem 3.18'de gösterilmiştir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (3.18)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (3.19)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (3.20)$$

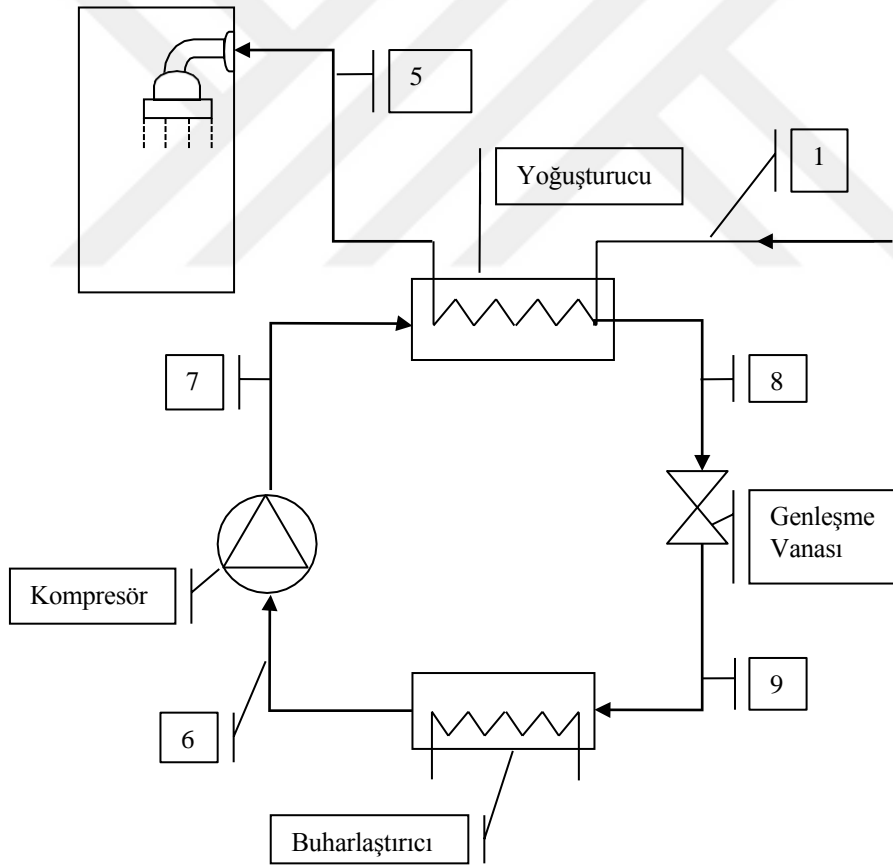
Verilen eşitliklerde,  $T_{h,i}$  ısı değiştiricisine giren sıcak su,  $T_{h,o}$  ısı değiştiricisinden çıkan sıcak su,  $T_{c,i}$  ısı değiştiricisine giren soğuk su ve  $T_{c,o}$  ısı değiştiricisinden çıkan soğuk su olarak ifade edilmektedir.

Ortam sıcaklığına bağlı olarak duş başlığından çıkan sıcak su ile duş tahliyesine giren su sıcaklığı arasında bir enerji kaybı olmaktadır. Dış hava sıcaklığı  $T_a$  olmak üzere bu fark Denklem 3.21'de gösterildiği gibi hesaplanabilir [44].

$$\Delta T_{5-3} = T_5 - T_3 = 3,6 \cdot 10^{-10} \cdot T_5^{6,673} \cdot T_a^{-0,530} \quad (3.21)$$

### 3.1.3. Isı Pompası ile Sıcak Su Elde Edilmesi

Literatürde ısı pompası ile sıcak su üretimi üzerine farklı kaynaklar kullanılarak yapılmış birçok çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmada kullanılan ısı pompası hava kaynaklı olmakla birlikte şebeke suyunu direkt yoğuşturucuya gönderilmesi üzerine tasarım yapılmıştır. Şekil 3.4'da ısı pompası ile sıcak duş suyu üretimi şeması gösterilmektedir.



**Şekil 3.4.** GFX destekli ısı pompası ile sıcak su üretimi ( 1. Soğuk şebeke suyu 5. Yoğuşturucudan çıkan sıcak duş suyu ,6. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, 7. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan, 8. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan, 9. Genleşme vanasından çıkan soğutucu akışkan)

Isı pompasında kütle ve enerji balans denklemleri aşağıda sıralanmıştır.

- **Buharlaştırıcı:**

Kütlenin korunumu ilkesine göre Denklem 3.22 yazılabilir.

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{sa} \quad (3.22)$$

Buna göre soğutucu akışkanın havadan almış olduğu ısı miktarı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{sa} \cdot (h_6 - h_9) \quad (3.23)$$

- **Kompresör:**

Kütle denklığı, kompresör için Denklem 3.24'te olduğu gibi yazılabilir.

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{sa} \quad (3.24)$$

Kompresör aracılığıyla çekilen elektrik gücü miktarı aşağıdaki bağlantı ile gösterilebilir.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_{sa} \cdot (h_7 - h_6) \quad (3.25)$$

Burada  $\dot{W}_{komp}$  sisteme giren net kompresör işi,  $h_6$  ise kompresör çıkışındaki soğutucu akışkanın gerçek entalpisidir.

- **Yoğuşturucu:**

Yoğuşturucu çift borulu bir ısı eşanjörüdür. Soğutucu akışkan tarafı ve su tarafı için enerji denklemleri aşağıda verilmiştir.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_5 = \dot{m}_s \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_{sa} \quad (3.27)$$

Yoğuşturucu için bu eşitliklerde kütlenin korunumu ilkesi uygulanmıştır.  $\dot{m}_s$  şebeke suyu debisini,  $\dot{m}_{sa}$  ise soğutucu akışkan debisini ifade etmektedir. Yoğuşturucu tarafından soğuk şebeke suyuna aktarılan ısı miktarı Denklem 3.28 ile bulunduktan sonra ilgili değerler Denklem 3.29'da yerine konarak soğutucu akışkan debisi bulunur.

$$\dot{m}_5 \cdot h_5 - \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{Q}_s \quad (3.28)$$

$\dot{Q}_\varnothing$  şebeke suyunun yoğuşturucudan almış olduğu ısı miktarını ifade etmektedir.

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 - \dot{m}_8 \cdot h_8 = \dot{Q}_{sa} \quad (3.29)$$

$\dot{Q}_{sa}$  soğutucu akışkanın yoğuşturucuda suya vermiş olduğu ısı miktarını göstermektedir. Yoğuşturucuda ısı kaybı olmadığı varsayılırsa, soğutucu akışkanın verdiği ısı şebeke suyunun almış olduğu ısıya eşit olacağı görülecektir.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{Q}_\varnothing = \dot{Q}_{sa} \quad (3.30)$$

Verilen denklemler birleştirilirse Denklem 3.31 elde edilecektir.

$$\dot{m}_\varnothing \cdot (h_5 - h_1) = \dot{m}_{sa} \cdot (h_7 - h_8) \quad (3.31)$$

- **Genleşme Valfi:**

Genleşme valfi bir ısı transferi ya da iş yapmamaktadır. Küçük ısı kayıpları ihmal edildiğinde genleşme valfi için Denklem 3.32 yazılabilir.

$$h_8 = h_9 \quad (3.32)$$

- **Sistemin Performans Analizi**

Sistemin performansı harcanan elektrik enerjisine karşılık aktarılan ısı miktarıdır ve COP ile ifade edilmektedir.

$$COP = \text{Aktarılan ısı miktarı} / \text{Harcanan elektrik enerjisi} = Q/W \quad (3.33)$$

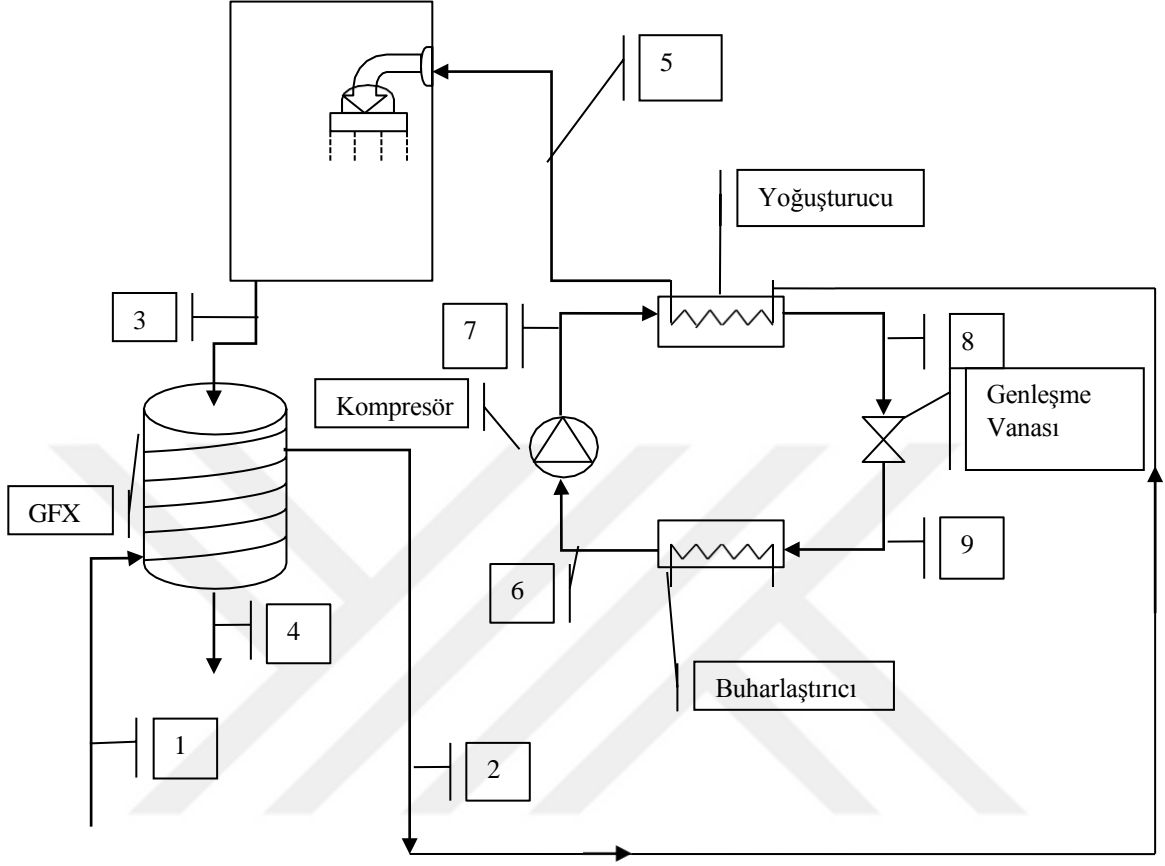
Isı pompası için yoğuşturucu tarafından şebeke suyuna aktarılan ısı miktarının kompresörün harcadığı elektrik enerjisine oranı ideal bir ısı pompası çevrimi için olarak gösterilmektedir.

$$COP = \dot{Q}_{kond} / \dot{W}_{komp} = \dot{m}_{sa} \cdot (h_7 - h_8) / \dot{m}_{sa} \cdot (h_7 - h_6) \quad (3.34)$$

### 3.1.4. GFX - Isı Pompası ile Sıcak Su Elde Edilmesi

GFX ısı değiştiricisi ile ısı pompasının birlikte kullanılarak sıcak su üretiminin yapıldığı tasarımda şebekeden gelen düşük sıcaklıktaki su GFX'in etrafında sarmal halde bulunun ince bakır borudan geçmektedir. Duş tahliyesinden gelen yüksek sıcaklıktaki su ısı değiştiricisinin merkezi bakır borusundan geçerken, soğuk şebeke

suyuna ısı aktarımı gerçekleştirmektedir. Ön ısıtmaya uğrayan şebeke suyu, ısı pompasının havadan aldığı ısı enerjisini yoğuşturucudan çekerek duş başlığına ilerlemektedir.



**Şekil 3.5.** GFX destekli ısı pompası ile sıcak su üretimi ( 1. GFX'e giren soğuk şebeke suyu, , 2. GFX'ten çıkan şebeke suyu, 3. GFX'e giren duş suyu, 4. GFX'ten çıkan atık Su, 5. Yoğuşturucudan çıkan sıcak duş suyu, 6. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan, 7. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan, 8. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan,9. Genleşme vanasından çıkan soğutucu akışkan)

### • Sistemin Performans Analizi

Buna göre GFX ile ısı pompasının birlikte kullanıldığı durumda ise Denklem 3.35 ile hesaplanabilir.

$$COP = (\dot{Q}_{\text{gerçek}} + \dot{Q}_{\text{kond}}) / \dot{W}_{\text{komp}} \quad (3.35)$$

## 4. BULGULAR

GFX hesaplamalarında ısı değiştiricisine giren ve çıkan su sıcaklıkları, debi ve aktarılan ısı miktarı değerleri değişmemektedir. Bu nedenle "GFX-Elektrikli Isıtıcı İle Sıcak Su Elde Edilmesi" başlığı altında yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen  $\dot{Q}_{maks}$ ,  $\dot{Q}_{gercek}$ , NTU,  $\epsilon$ ,  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ ,  $T_4$  değerleri, "GFX-Isı Pompası İle Sıcak Su Elde Edilmesi" başlığı altında yapılan hesaplamalarda da aynı şekilde kullanılmıştır.

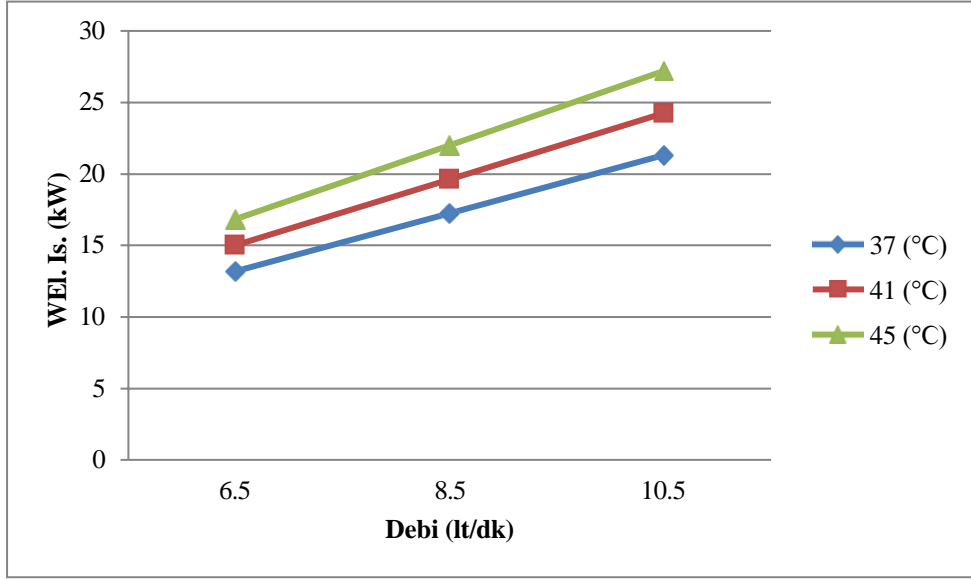
### 4.1. Elektrikli Isıtıcı ile Sıcak Su Elde Edilmesi

Elektrikli ısıtıcı ile sıcak su üretimi yapılması durumu için çekilen elektrik gücü miktarının referans alınan debi ve sıcaklık değerlerine göre değişimini gösteren grafik ve çizelgeler bu başlık altında gösterilmiştir. Bu çalışmada şebeke suyuna aktarılan toplam ısı miktarı  $Q_{ds}$  ile ifade edilmiştir. Elektrikli ısıtıcının çektiği elektrik gücü miktarı Denklem 3.1 ile hesaplanmıştır.

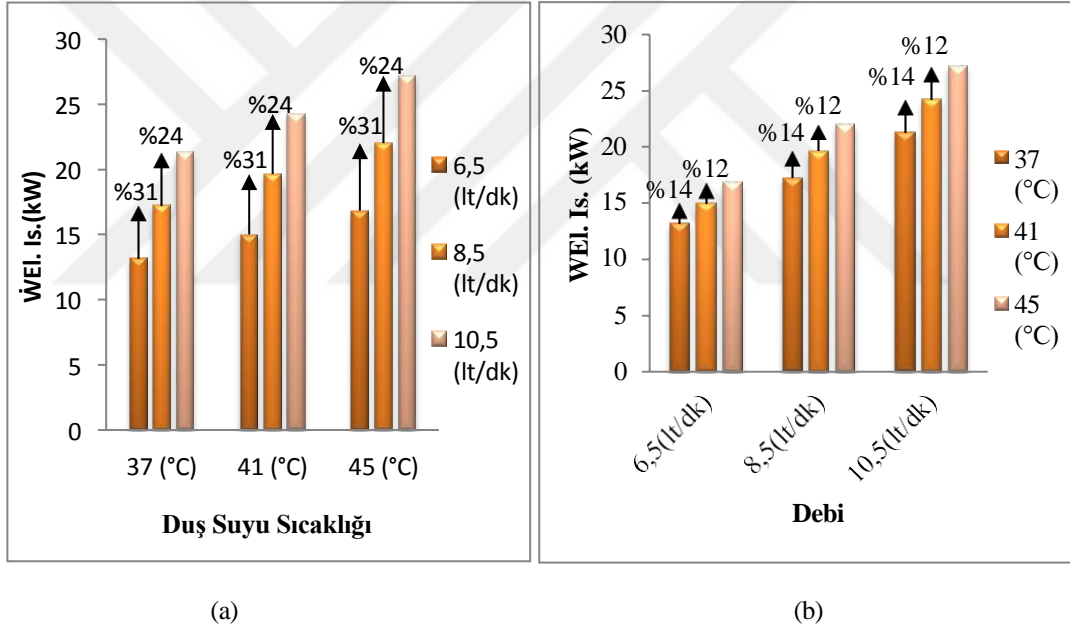
**Çizelge 4.1.** şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre elektrikli ısıtıcının çektiği güc miktarının değişimi

$\dot{V}_{\text{şebeke}}$ (lt/dk)	$T_5$ (°C)	$\dot{W}_{El. Is.}$ (kW)	$\dot{Q}_{ds}$ (kW)	COP
6,5	37	13,19	13,195	1
6,5	41	15,01	15,01	1
6,5	45	16,83	16,83	1
8,5	37	17,25	17,25	1
8,5	41	19,63	19,63	1
8,5	45	22,01	22,01	1
10,5	37	21,31	21,31	1
10,5	41	24,25	24,25	1
10,5	45	27,19	27,19	1





Şekil 4.1. Şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre elektrikli ısıtıcının çektiği güç miktarının değişimi



Şekil 4.2. Şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre elektrikli ısıtıcının çektiği güç miktarının yüzdesel değişimi

## 4.2. GFX - Elektrikli Isıtıcı ile Sıcak Su Elde Edilmesi

GFX ve elektrikli su ısıtıcı ile sıcak duş suyu üretiminde referans alınan değerlere göre GFX ısı değiştiricisinin etkinlik değeri, aktarılabilecek olan en yüksek ısı miktarı ve gerçekte aktarılan ısı miktarının duş suyu sıcaklığı ve su debisine bağlı değişimi grafiklerde gösterilmiştir. Bunun yanında GFX'e giren ve çıkan suyun sıcaklık değişimlerinin debiye göre değişimleri de grafiklerde açıkça görülmektedir.

tasarımında elde edilen sonuçlar verilmiştir. Yukarıda verilen grafikler bu çizelgelerdeki sonuçlara göre çizilmiştir. Çizelge 4.2'de verilen NTU değeri Şekil 3.3 kullanılarak, etkenlik değeri ise Denklem 3.15 ile hesaplanmıştır. Aynı şekilde Denklem 3.6 ve Denklem 3.9 yardımıyla şebeke suyuna aktarılabilecek maksimum ısı miktarı ve gerçekte aktarılan ısı miktarı bulunmuştur. Şebeke suyuna aktarılan toplam ısı miktarı gerçekte GFX'in aktardığı ısı ile elektrikli ısıtıcının aktardığı ısının toplamıdır. Bu tasarımda COP değeri Denklem 3.16 ile hesaplanmıştır.

**Çizelge 4.2.** Şebeke suyu debisine göre GFX ısı değiştiricisi ısıl değerlerinin değişimi

$\dot{V}_{\text{şebeke}}$ (lt/dk)	T5 (°C)	NTU	$\epsilon$	$\dot{Q}_{\text{maks}}$ (kW)	$\dot{Q}_{\text{gerçek}}$ (kW)	$\dot{W}_{\text{El.k}}$ (kW)	$\dot{Q}_{\text{ds}}(\dot{Q}_{\text{gerçek}}+\dot{W}_{\text{El.}}$ $\text{Is.})$ (kW)	COP
6,5	37	1,12	0,52	12,2	6,46	6,71	13,17	1,96
6,5	41	1,12	0,52	13,08	6,92	8,06	14,98	1,86
6,5	45	1,12	0,52	13,27	7,03	9,77	16,8	1,72
8,5	37	0,94	0,48	15,95	7,76	9,46	17,22	1,82
8,5	41	0,94	0,48	17,11	8,32	11,28	19,6	1,74
8,5	45	0,94	0,48	17,36	8,44	13,54	21,98	1,62
10,5	37	0,82	0,45	19,71	8,91	12,36	21,27	1,72
10,5	41	0,82	0,45	21,13	9,56	14,66	24,22	1,65
10,5	45	0,82	0,45	21,45	9,7	17,45	27,15	1,56

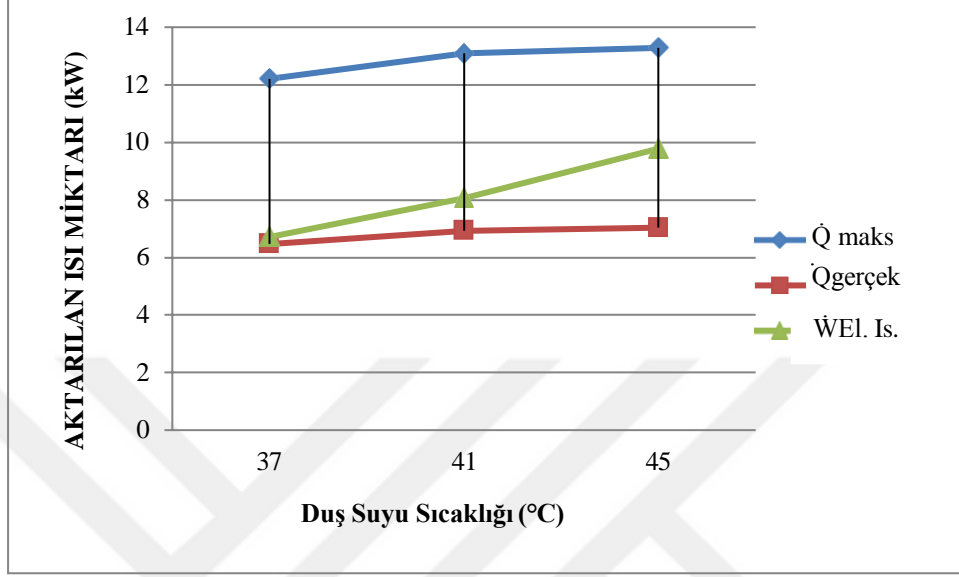
Duş başlığından çıkan sıcak suyun 3 noktasına geldiğinde sahip olduğu yeni sıcaklık değeri Denklem 3.20 ile hesaplanmıştır. GFX ısı değiştiricisinden çıkan şebeke suyu ile merkezi borudan çıkan atık suyun sıcaklığı (T2 ve T4) ise Denklem 3.10 ve Denklem 3.11'de ilgili değerler yerine yazılarak bulunmuştur.

**Çizelge 4.3.** Şebeke suyu debisine göre diğer noktadaki sıcaklıkların değişimi

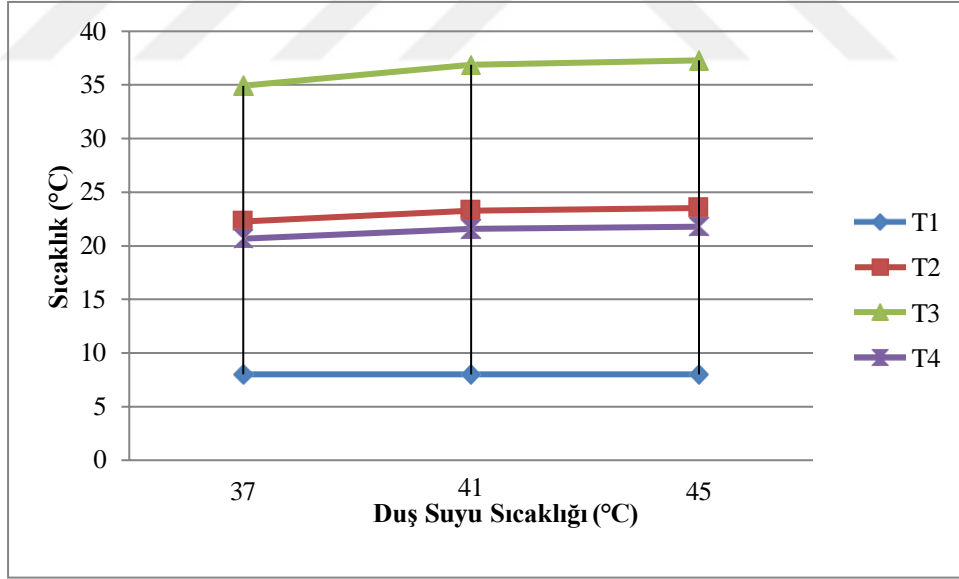
$\dot{V}_{\text{şebeke}}$ (lt/dk)	T2(°C)	T3(°C)	T4(°C)	T5(°C)
6,5	22,25	34,91	20,65	37
6,5	23,28	36,85	21,57	41
6,5	23,50	37,28	21,77	45
8,5	21,08	34,91	21,82	37
8,5	22,03	36,85	22,82	41
8,5	22,24	37,28	23,04	45
10,5	20,17	34,91	22,73	37

Çizelge 4.3. Şebeke suyu debisine göre diğer noktadaki sıcaklıkların değişimi (devamı)

10,5	21,05	36,85	23,79	41
10,5	21,24	37,28	24,03	45

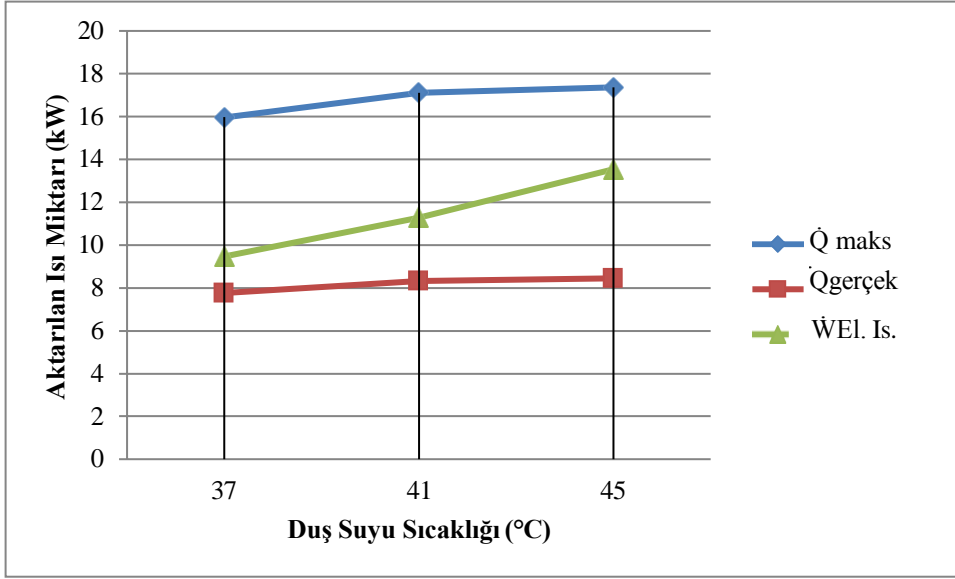


Şekil 4.3. 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre aktarılan ısı miktarının değişimi

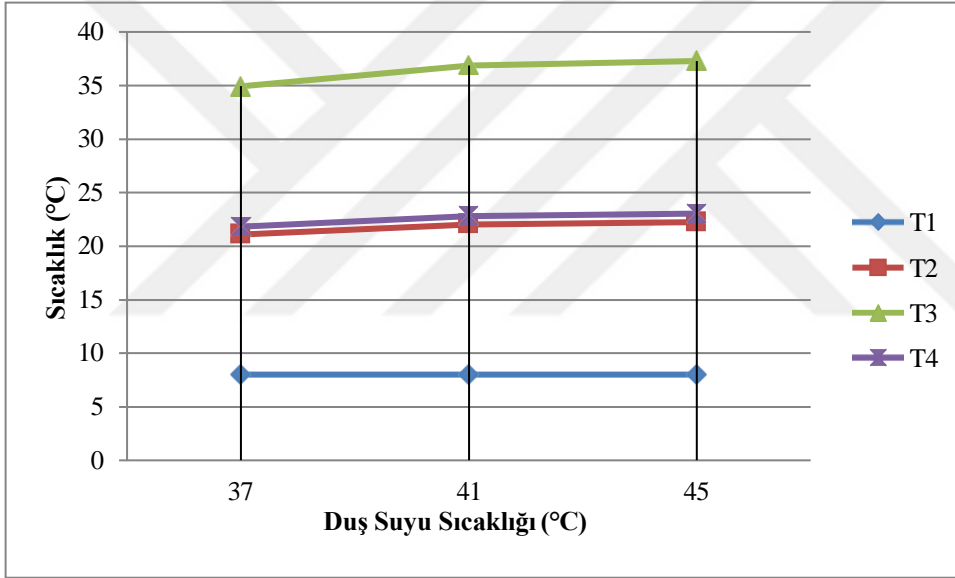


Şekil 4.4. 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre diğer noktalardaki sıcaklıkların değişimi

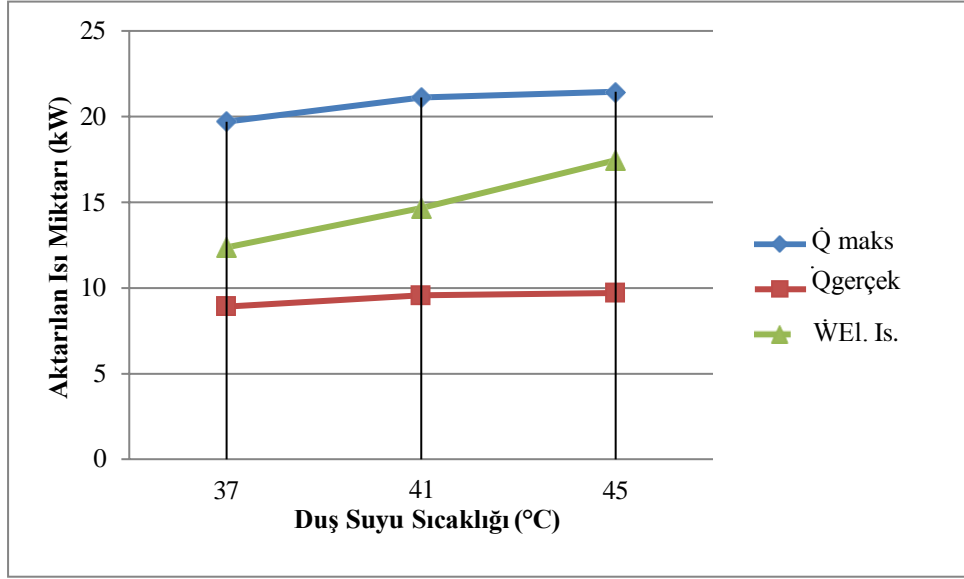
6,5 lt/dk şebeke suyu debisi sabit alındığında önceden belirlenmiş olan duş suyu sıcaklıklarının yükselmesiyle aktarılan ısı miktarlarının arttığı görülmektedir. Şebeke suyu sıcaklığı ve debisi sabit kalsa da GFX'e giren ve çıkan su sıcaklıkları duş suyu sıcaklığına göre artmıştır.



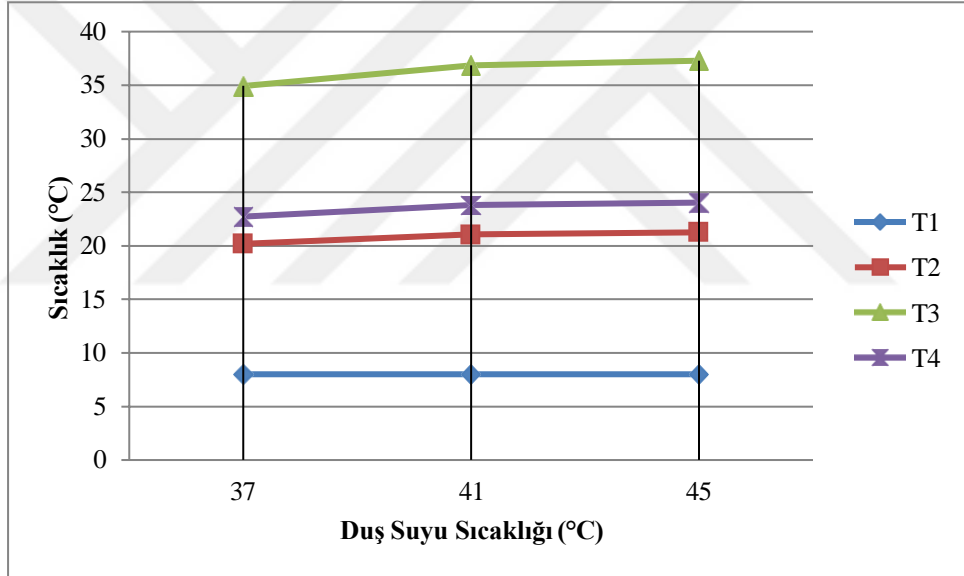
Şekil 4.5. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre aktarılan ısı miktarının değişimi



Şekil 4.6. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre diğer noktalardaki sıcaklıkların değişimi

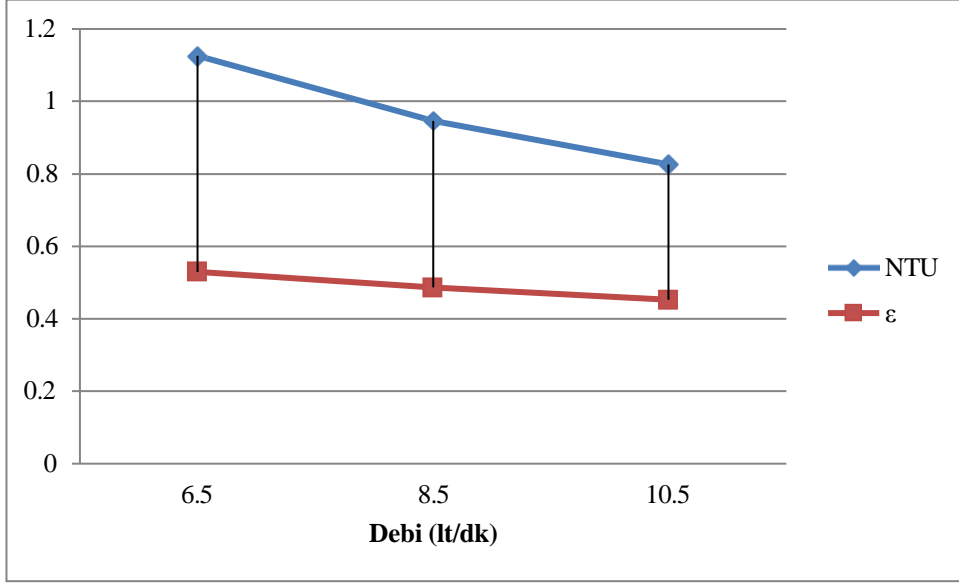


Şekil 4.7. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre aktarılan ısı miktarının değişimi



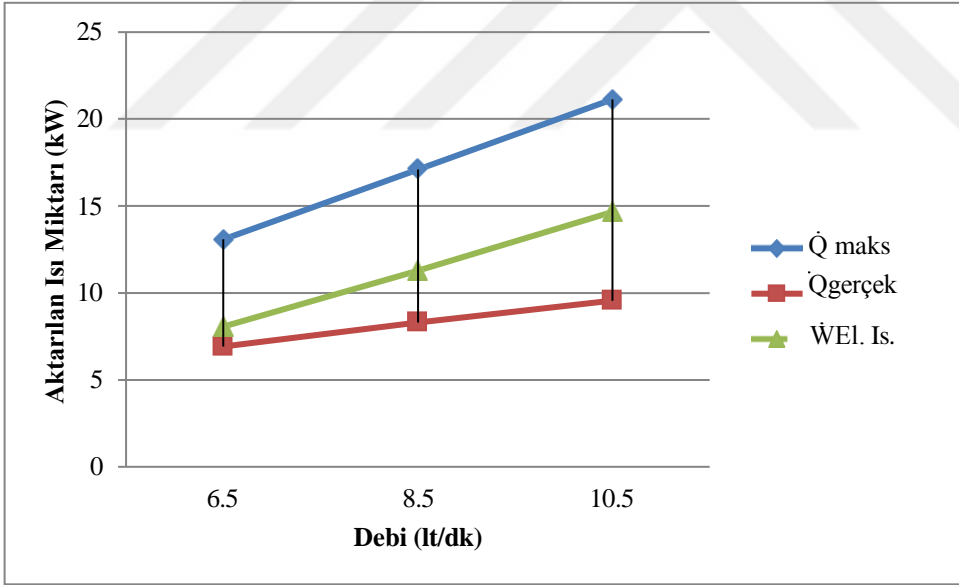
Şekil 4.8. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre diğer noktalardaki sıcaklıkların değişimi

Şebeke suyu debisi sabit alındığında önceden belirlenmiş olan duş suyu sıcaklıklarının yükselmesiyle aktarılan ısı miktarlarının arttığı görülmektedir. Şebeke suyu sıcaklığı ve debisi sabit kalsa da GFX'e giren ve çıkan su sıcaklıkları da duş suyu sıcaklığına göre artmıştır.

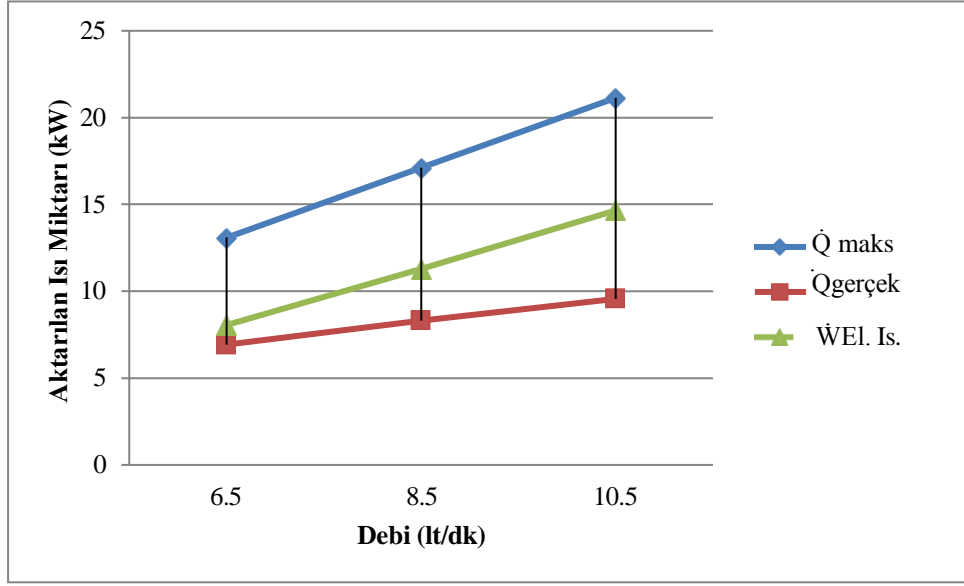


Şekil 4.9. Şebeke suyu debisine göre NTU ve etkinlik değerinin değişimi

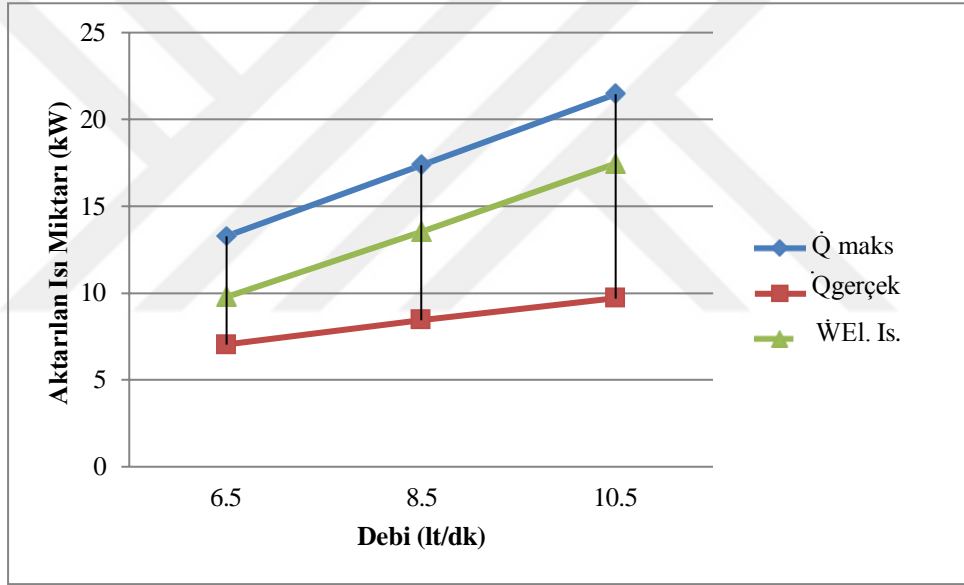
Şebeke suyu debisinin artmasıyla ısı değiştiricisinin verimliliğinin azaldığı görülmektedir. Aynı şekilde geçiş birimi sayısı da debi artışıyla epsilon değerine göre daha hızlı bir düşüş göstermektedir.



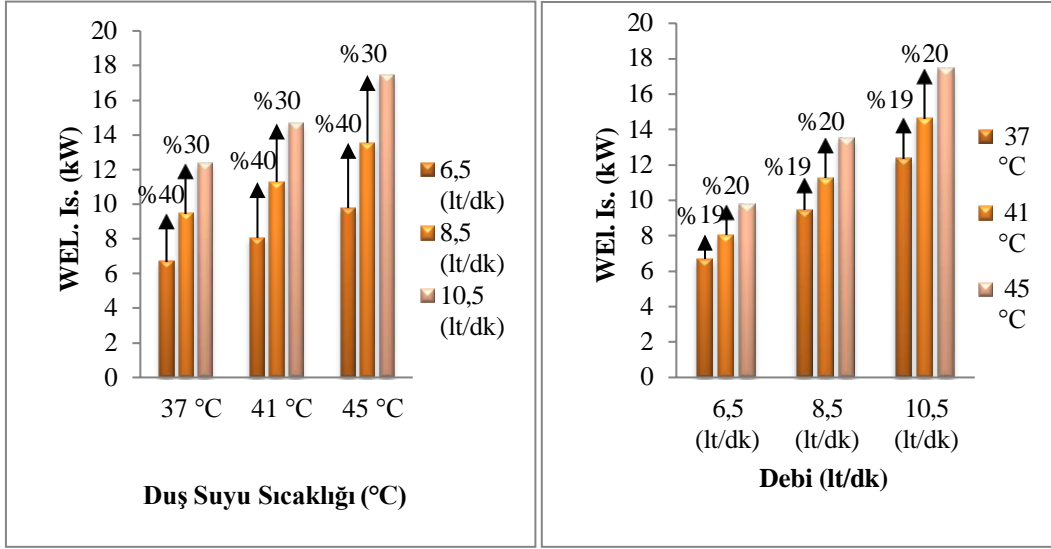
Şekil 4.10. 37°C Duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre aktarılan ısı miktarının değişimi



Şekil 4.11. 41°C Duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre aktarılan ısı miktarının değişimi



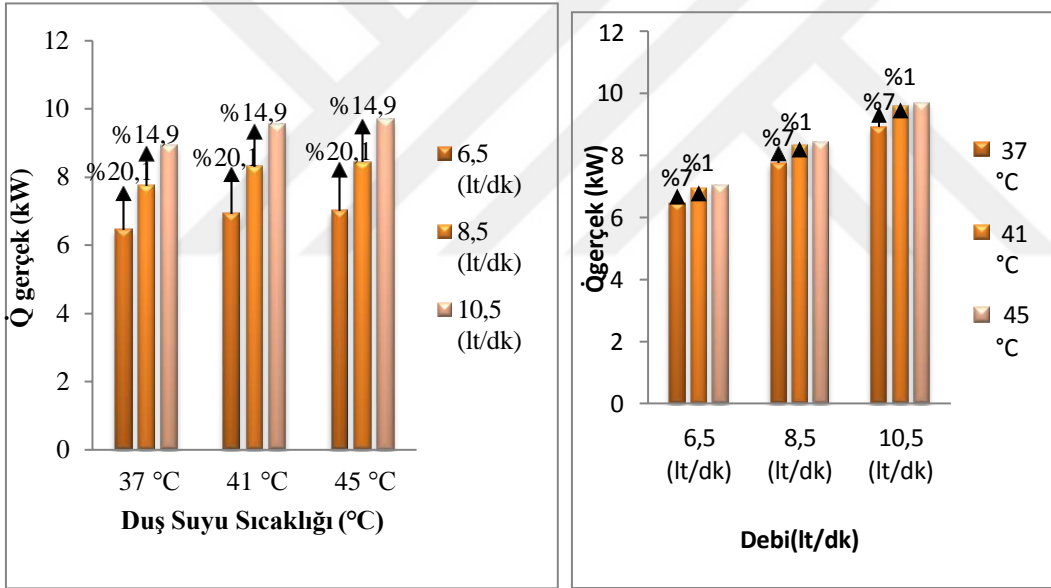
Şekil 4.12. 45°C Duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre aktarılan ısı miktarının değişimi



(a)

(b)

**Şekil 4.13.** Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre elektrikli ısıtıcı tarafından çekilen elektrik gücünün değişim yüzdeleri

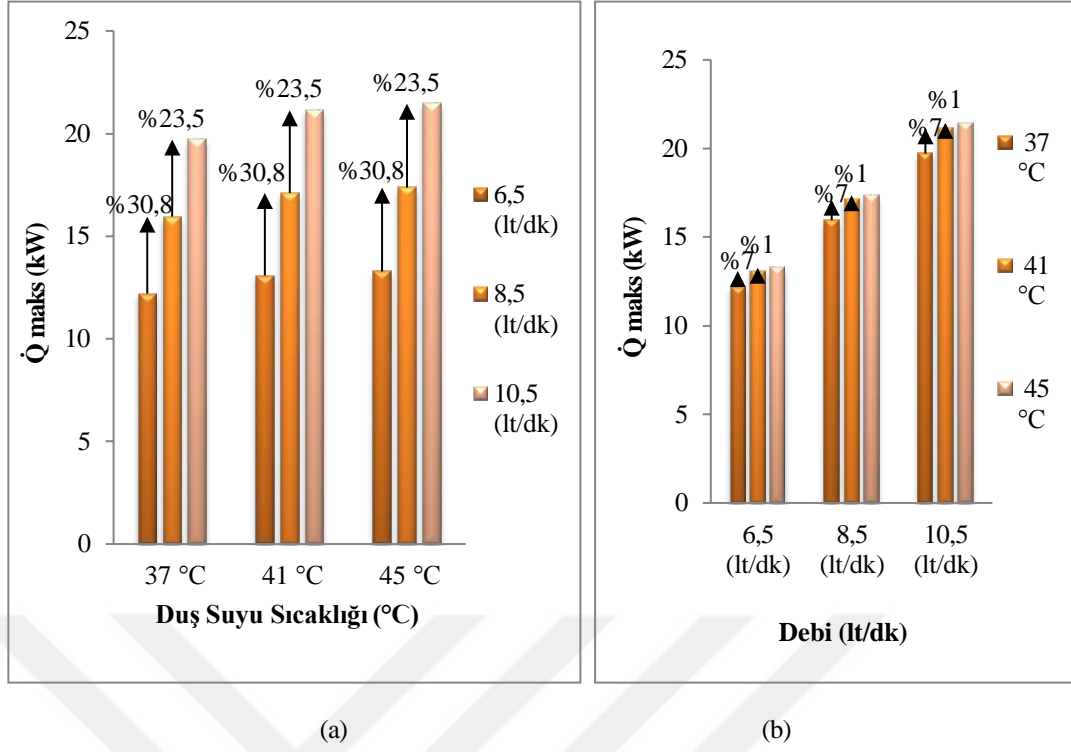


(a)

(b)

**Şekil 4.14.** Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre GFX tarafından suya aktarılan ısı miktarının değişim yüzdeleri





**Şekil 4.15.** Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre GFX tarafından suya aktarılabilecek maksimum ısı miktarının değişim yüzdeleri

Duş suyu sıcaklıklarının sabit tutulduğu durumlarda ise şebeke suyu debisinin artmasıyla aktarılan ısı miktarlarının arttığı gözlenmiştir. Debinin sabit tutulduğu grafikler ile duş suyu sıcaklığının sabit tutulduğu durumlar karşılaştırıldığında aktarılan ısı miktarları debi artışıyla daha büyük bir eğimle yükseliş göstermiştir.

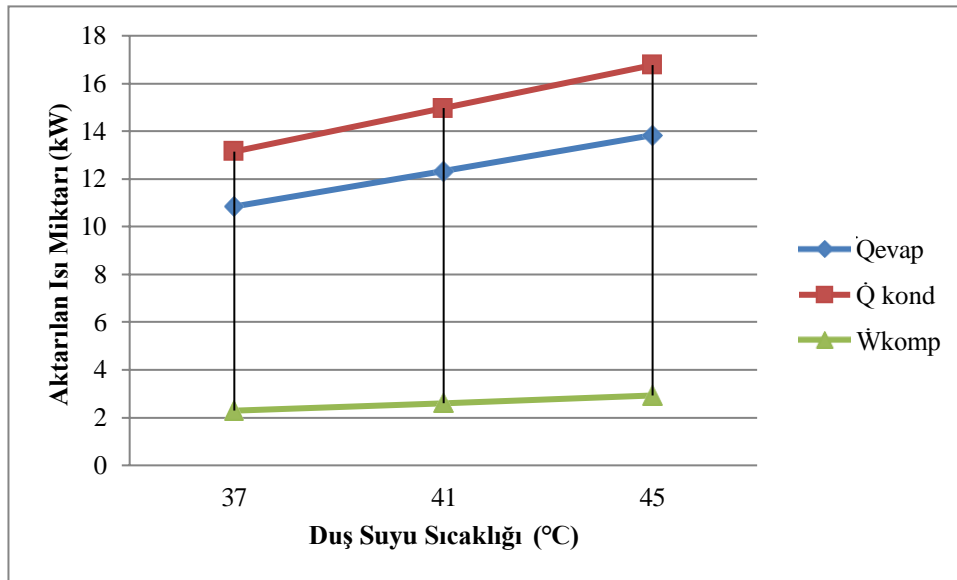
### 4.3. Isı Pompası ile Sıcak Su Elde Edilmesi

Isı pompası ile şebeke suyunun ısıtılması sonucunda belirlenen duş suyu sıcaklıklarının elde edildiği tasarımda, kabul edilen referans değerlere göre aktarılan ısı miktarı ve yapılan iş değişimleri verilen eğriler ve çizelgelerle ifade edilmiştir. Buharlaştırıcı tarafından soğutucu akışkana aktardığı ısı miktarı Denklem 3.23 ile bulunmuştur. İlk durumda ısı pompasında hareket eden soğutucu akışkanın debisi bilinmediğinden yoğunlaştırıcı tarafından şebeke suyuna aktarılan ısı miktarı Denklem 3.28 ile hesaplanmıştır. Kompresörün çektiği elektrik gücü miktarı ise Denklem 3.25 yardımıyla bulunmuştur. Burada şebeke suyuna yalnızca yoğunlaştırıcı tarafından ısı aktarıldığından  $\dot{Q}_{ds}$ ,  $\dot{Q}_{kond}$ 'e eşit olmuştur. COP değeri de 3.33 ile hesaplanmıştır.

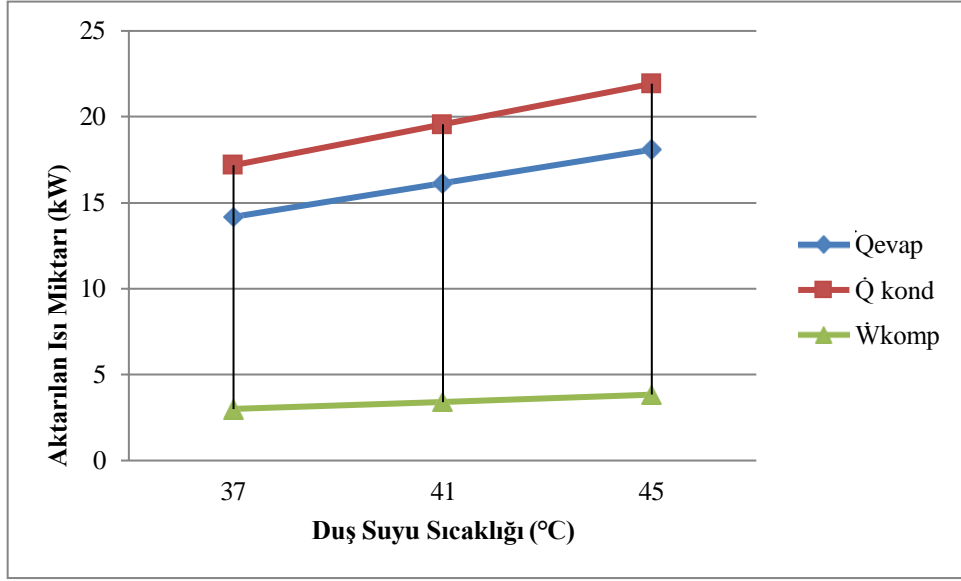
**Çizelge 4.4.** Şebeke suyu debisine göre soğutucu akışkan debisi, yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi

$\dot{V}_{\text{şebeke}}(\text{lt/dk})$	T5 (°C)	$\dot{m}_{\text{sa}}(\text{kg/sn})$	$\dot{Q}_{\text{evap}}(\text{kW})$	$\dot{Q}_{\text{kond}}(\text{kW})$	$\dot{W}_{\text{komp}}(\text{kW})$	COP
6,5	37	0,086	10,85	13,15	2,30	5,7
6,5	41	0,098	12,34	14,96	2,62	5,7
6,5	45	0,11	13,84	16,77	2,93	5,7
8,5	37	0,113	14,18	17,19	3,01	5,7
8,5	41	0,13	16,14	19,56	3,42	5,7
8,5	45	0,14	18,09	21,93	3,84	5,7
10,5	37	0,13	17,52	21,24	3,72	5,7
10,5	41	0,16	19,94	24,16	4,23	5,7
10,5	45	0,18	22,35	27,09	4,74	5,7

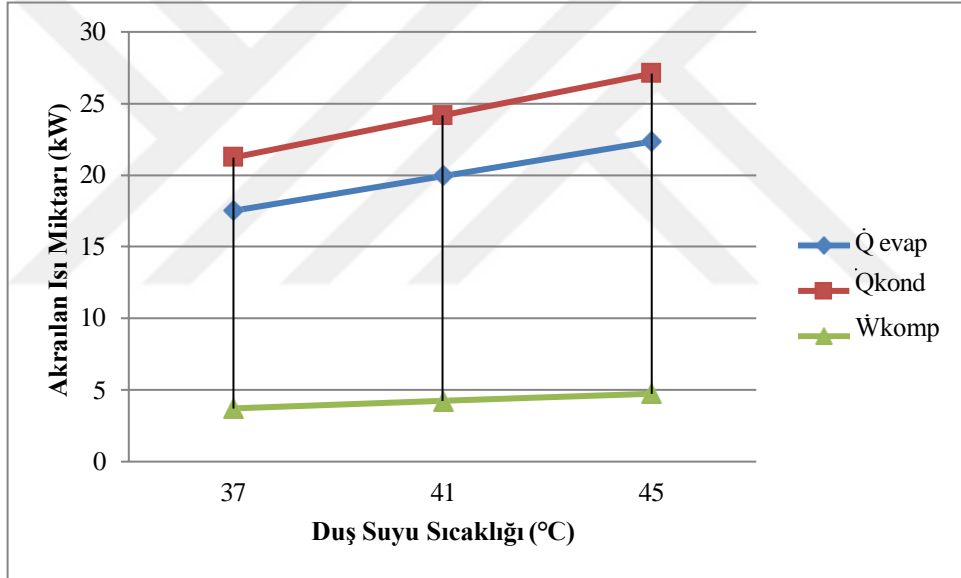
COP değerinin değişmeme nedeni Denklem 3.34'e bakıldığında soğutucu akışkan debilerinin hiçbir noktada değişmemesi nedeniyle bölme işleminde birbirini götüreceğinden COP değeri yalnızca ısı pompası bileşenlerinin sıcaklık değişimine bağlı kalacaktır. Bu bileşenlerden yoğuşturucu ve buharlaştırıcı sıcaklıkları sabit olduğu kabul edildiği için ısı pompası içerisindeki diğer noktaların sıcaklıkları da sabit kalacaktır. Buna göre COP değeri yalnızca ısı pompası tasarımında değişmemiştir.



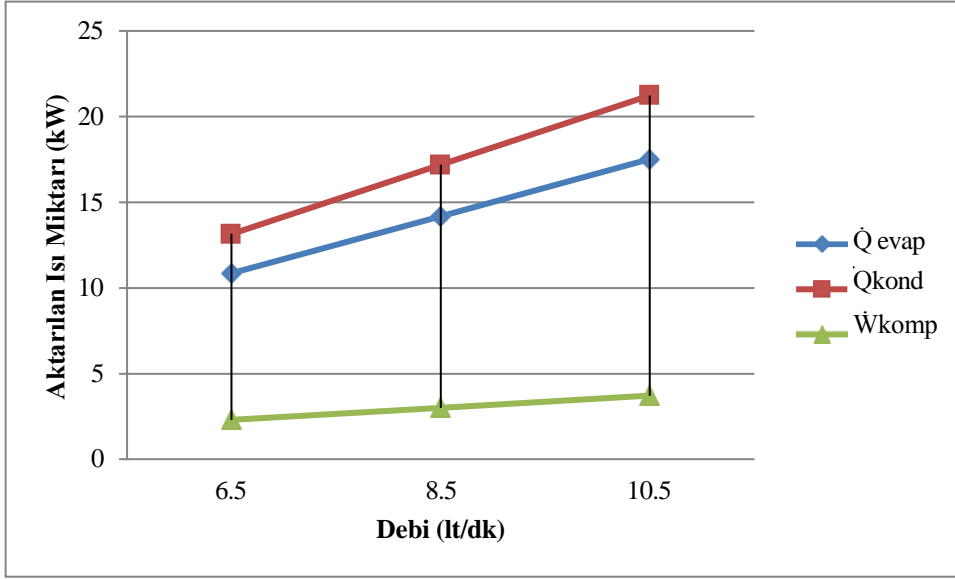
**Şekil 4.16.** 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



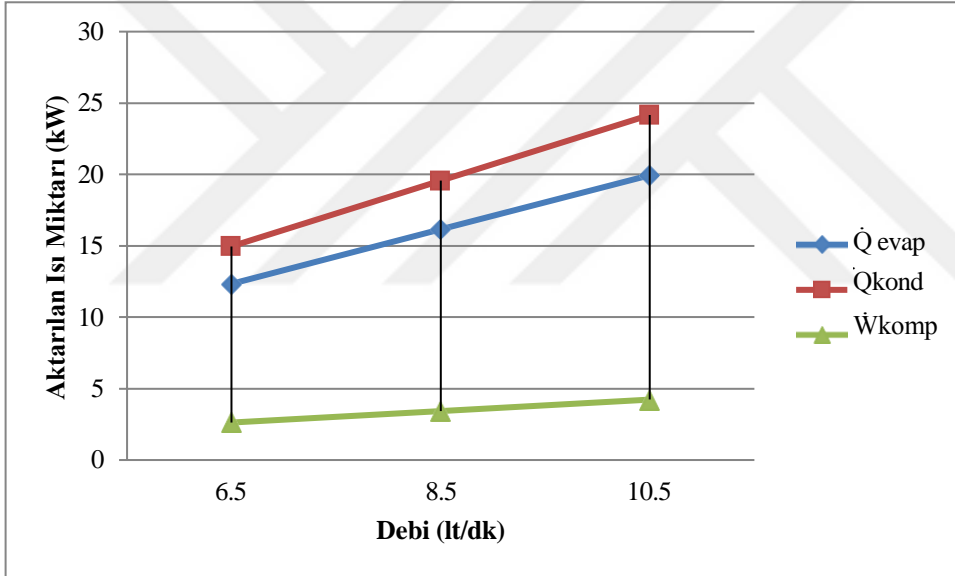
Şekil 4.17. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



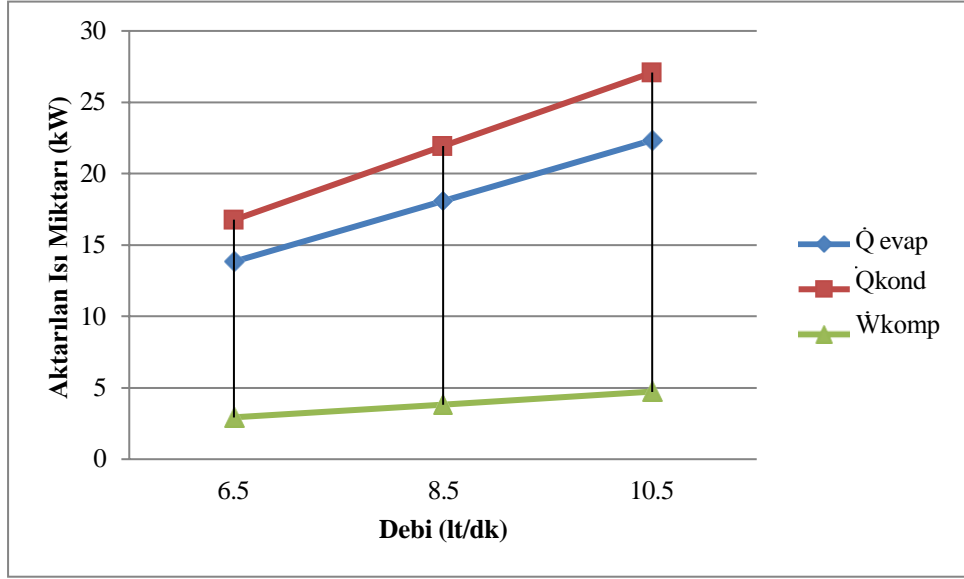
Şekil 4.18. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



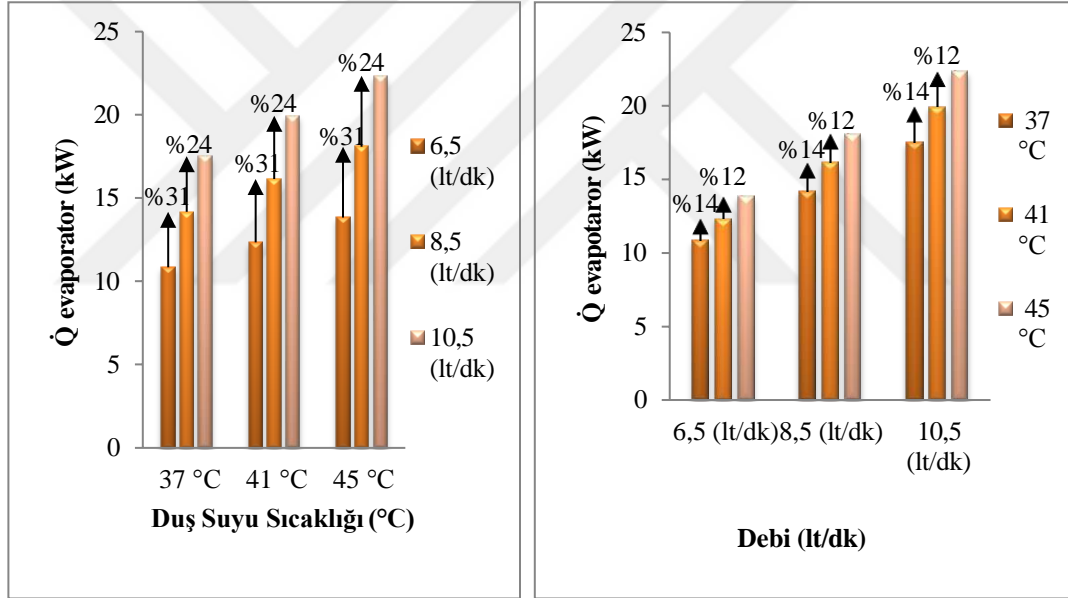
Şekil 4.19. 37 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



Şekil 4.20. 41 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



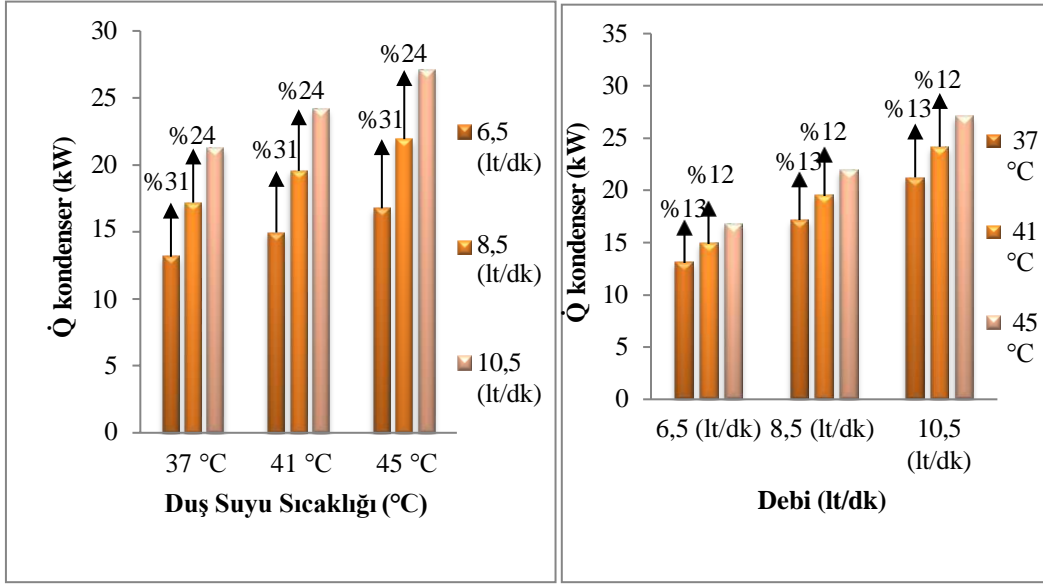
Şekil 4.21. 45 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



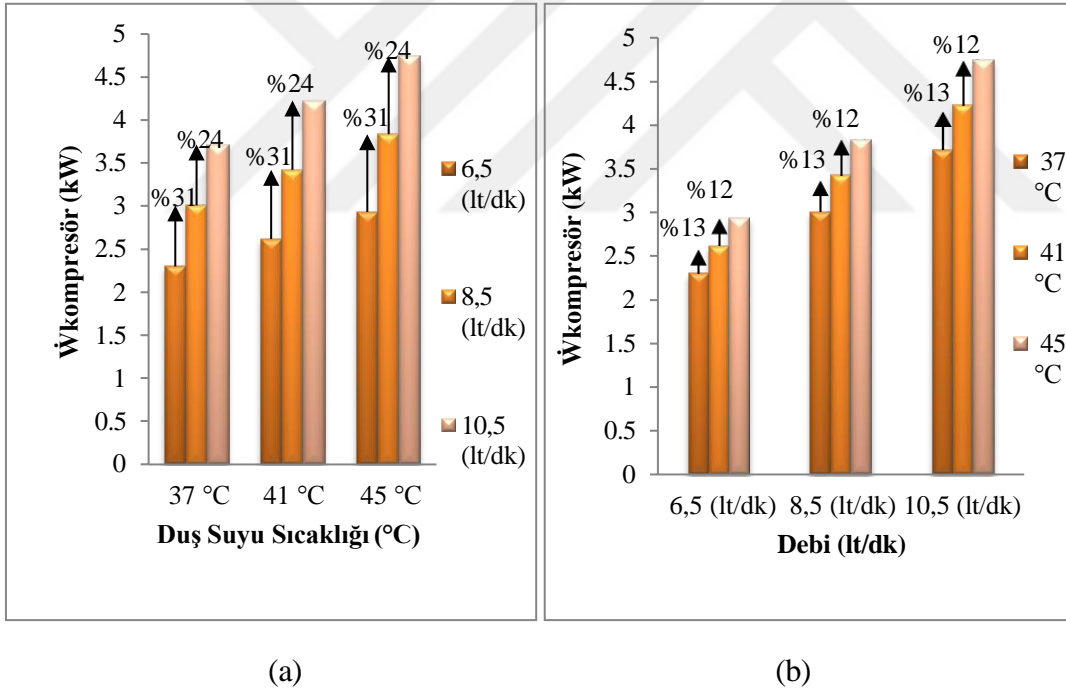
(a)

(b)

Şekil 4.22. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre buharlaştırıcı tarafından soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarının değişim yüzdeleri



Şekil 4.23. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre yoğuşturucu tarafından suya aktarılan ısı miktarının değişim yüzdeleri



Şekil 4.24. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre kompresör tarafından yapılan işin değişim yüzdeleri

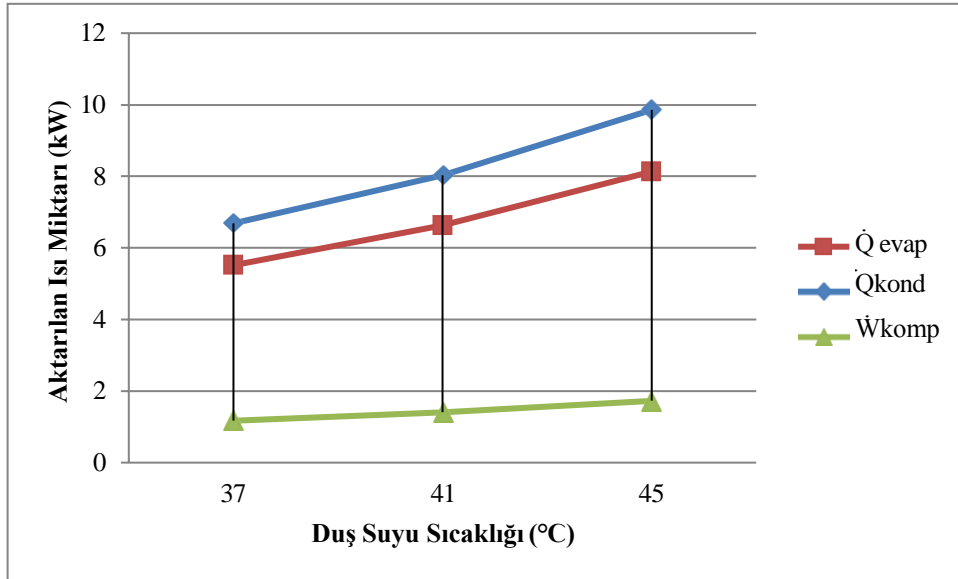
Duş suyu sıcaklığının sabit olduğu ve şebeke suyu debisinin artırıldığı durumlara bakıldığında yapılan kompresör işi, buharlaştırıcı ve yoğuşturucudan akışkanlara aktarılan ısı miktarının arttığı görülmüştür. Şebeke suyu debisinin sabit tutulup duş suyu sıcaklığının artırıldığı durumlarda da aynı şekilde aktarılan ısı miktarı ve yapılan kompresör işi eğrilerinin yukarı yönde hareket ettiği görülmüştür.

#### 4.4. GFX - Isı Pompası ile Sıcak Su Elde Edilmesi

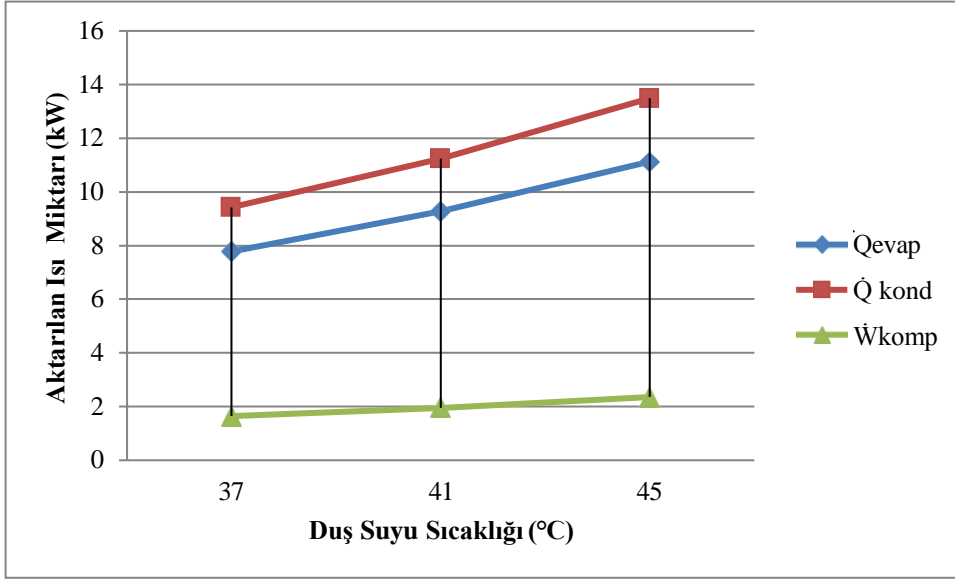
GFX ısı değiştiricisi ile ısı pompasının birlikte kullanılarak sıcak su üretimi yapılan tasarımda referans değerlere göre aktarılan ısı miktarları ve yapılan iş değişim eğrileri ve bu eğrilerin sayısal değerleri çizelgeler ile bu başlık altında gösterilmiştir. Bu tasarımda  $\dot{Q}_{evap}$ ,  $\dot{Q}_{kond}$  ve  $\dot{W}_{komp}$  sırasıyla Denklem 3.23, 3.28, 3.25 ile hesaplanmıştır Şebeke suyuna aktarılan toplam ısı miktarı GFX tarafından gerçek durumda aktarılan ısı ile yoğuşturucunun aktardığı ısı miktarının toplamıdır.

**Çizelge 4.5.** Şebeke suyu debisine göre soğutucu akışkan debisi, yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi

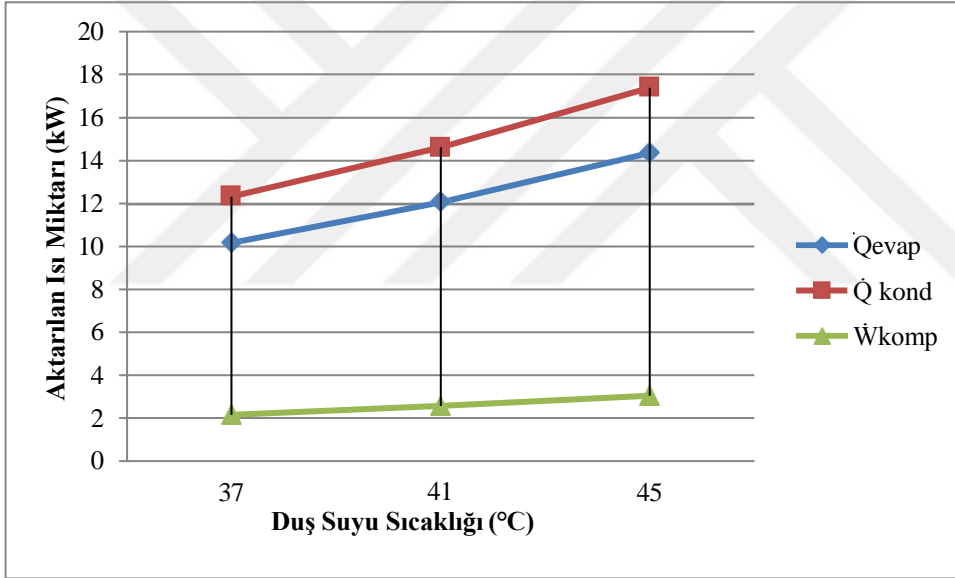
$\dot{V}_{şebeke}$ (lt/dk)	T5 (°C)	$\dot{m}_{sa}$ (kg/sn)	$\dot{Q}_{gerçek}$ (kW)	$\dot{Q}_{evap}$ (kW)	$\dot{Q}_{kond}$ (kW)	$\dot{W}_{komp}$ (kW)	$\dot{Q}_{ds}$ ( $\dot{Q}_{gerçek} + \dot{Q}_{kond}$ ) (kW)	COP
6,5	37	0,044	6,46	5,51	6,68	1,16	13,14	11,24
6,5	41	0,053	6,92	6,62	8,03	1,40	14,95	10,64
6,5	45	0,065	7,03	8,13	9,85	1,72	16,88	9,78
8,5	37	0,062	7,76	7,78	9,43	1,67	17,19	10,41
8,5	41	0,074	8,32	9,27	11,24	1,96	19,56	9,94
8,5	45	0,089	8,44	11,13	13,49	2,36	21,93	9,29
10,5	37	0,081	8,91	10,16	12,32	2,155	21,23	9,85
10,5	41	0,096	9,56	12,05	14,6	2,55	24,16	9,45
10,5	45	0,114	9,7	14,35	17,39	3,04	27,09	8,90



**Şekil 4.25.** 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi

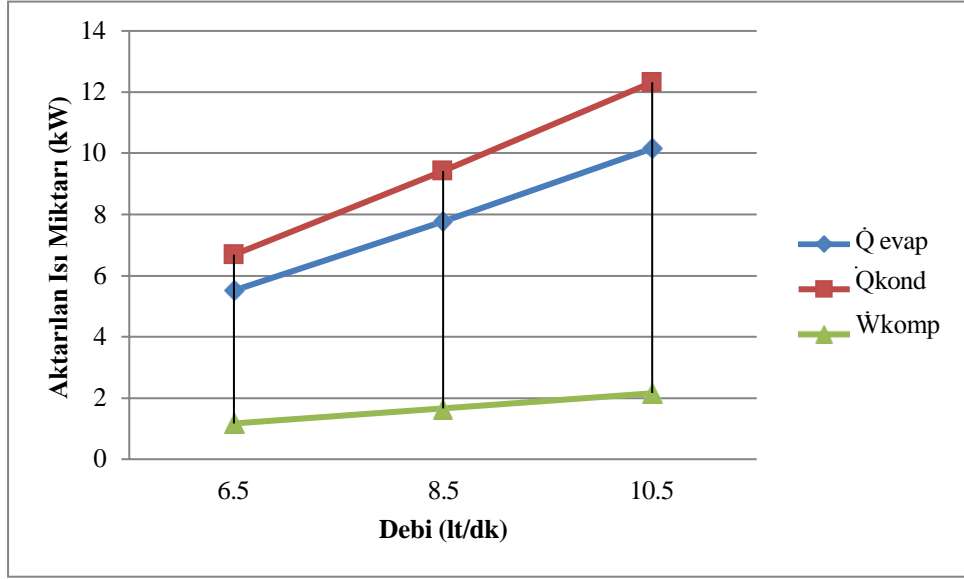


Şekil 4.26. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi

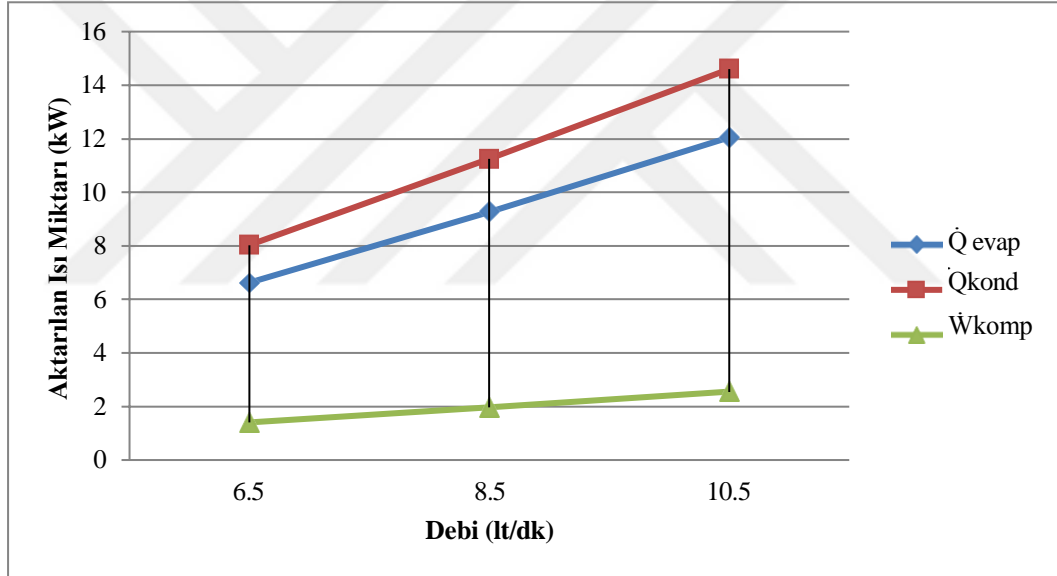


Şekil 4.27. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi

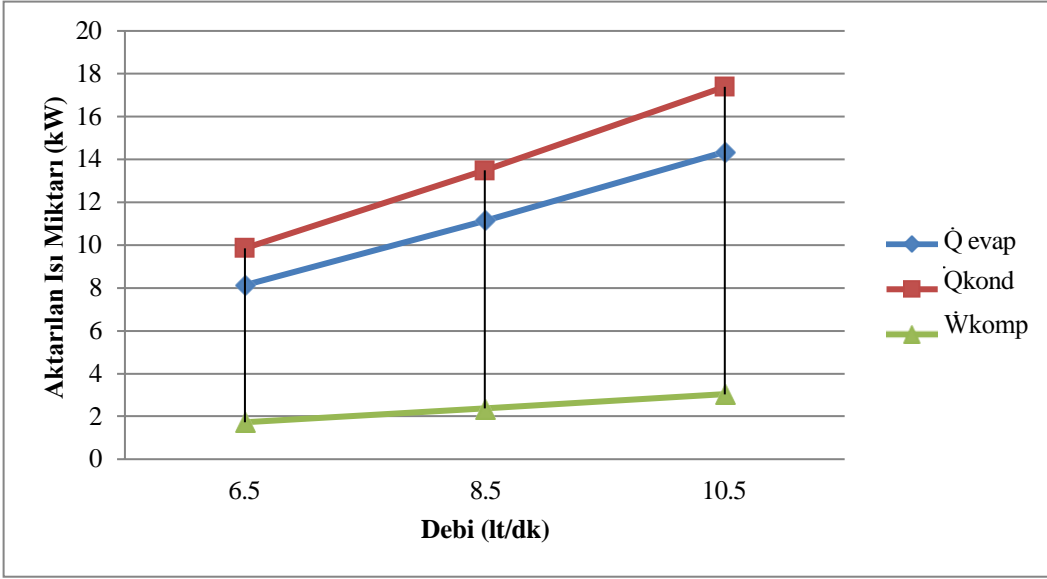




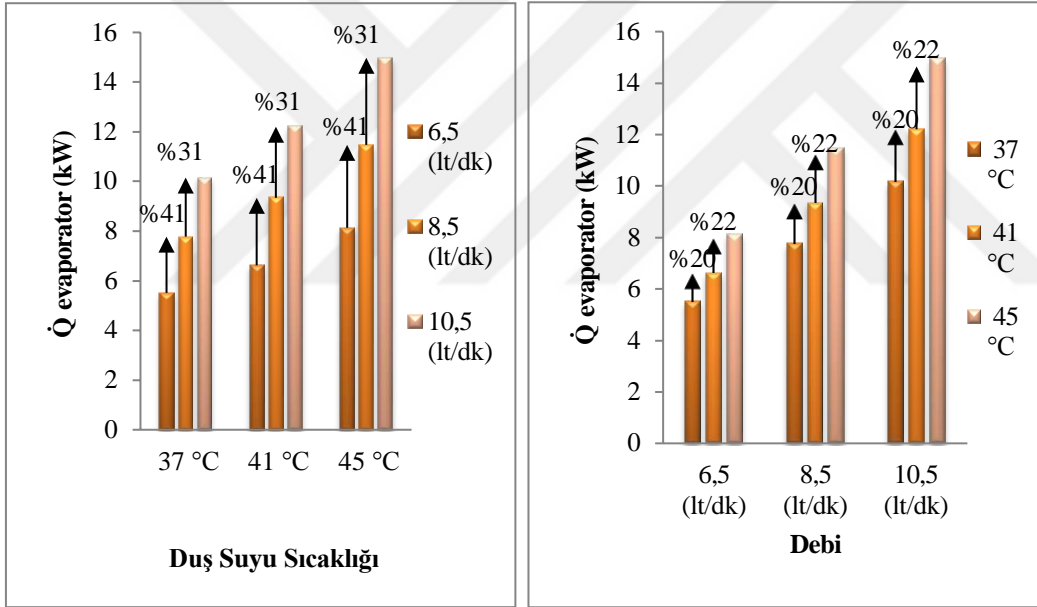
Şekil 4..28. 37 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



Şekil 4.29. 41 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



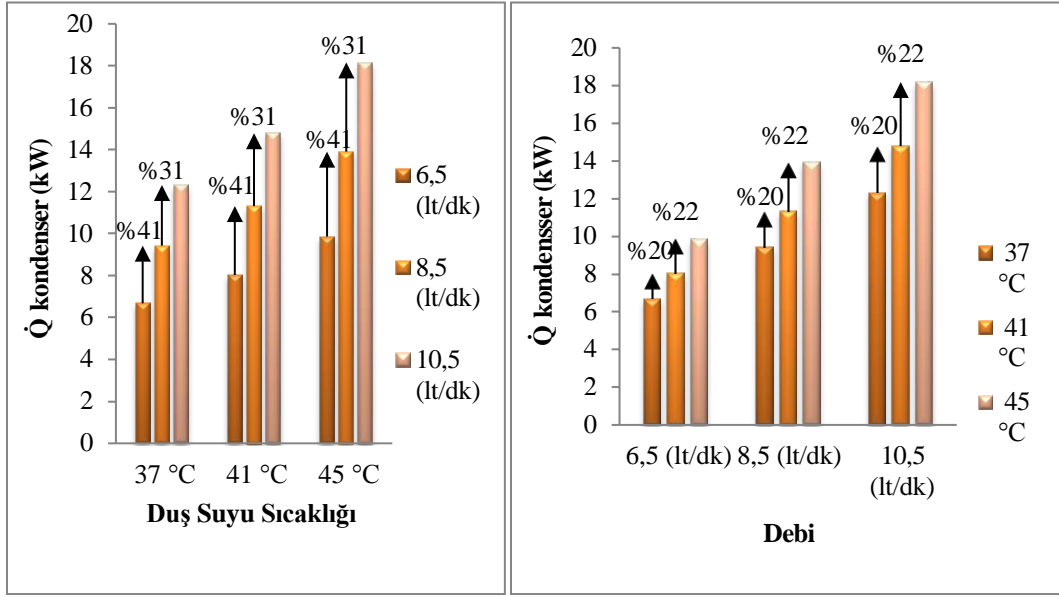
Şekil 4.30. 45 °C duş suyu sıcaklığı için şebeke suyu debisine göre yapılan iş ve aktarılan ısı miktarının değişimi



(a)

(b)

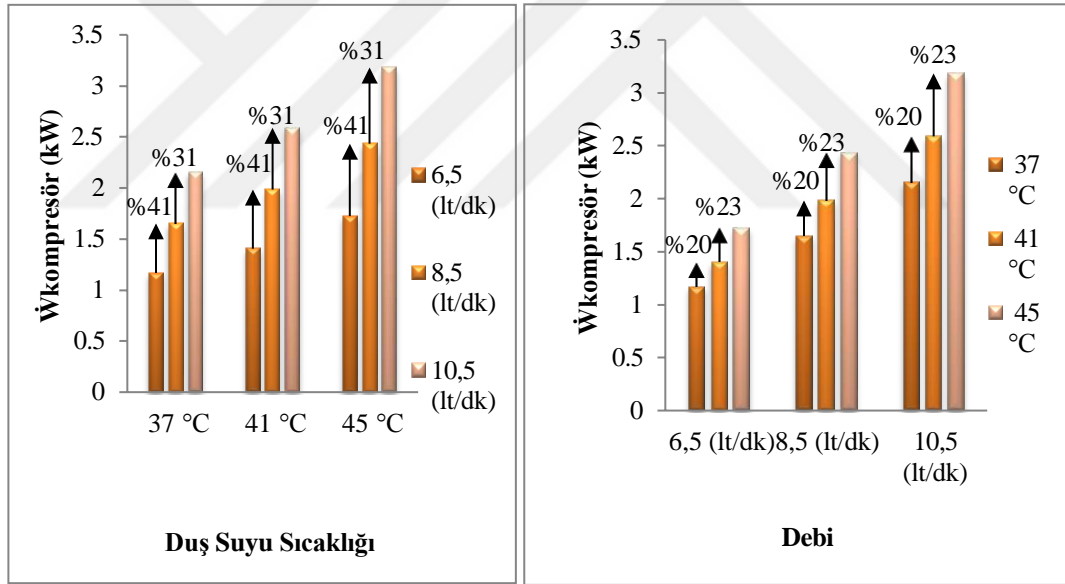
Şekil 4.31. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre buharlaştırıcı tarafından soğutucu akışkana aktarılan ısı miktarının değişim yüzdeleri



(a)

(b)

Şekil 4.32. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre yoğuşturucu tarafından suya aktarılan ısı değişim yüzdeleri



(a)

(b)

Şekil 4.33. Duş suyu sıcaklığı ve debiye göre kompresör tarafından yapılan işin değişim yüzdeleri

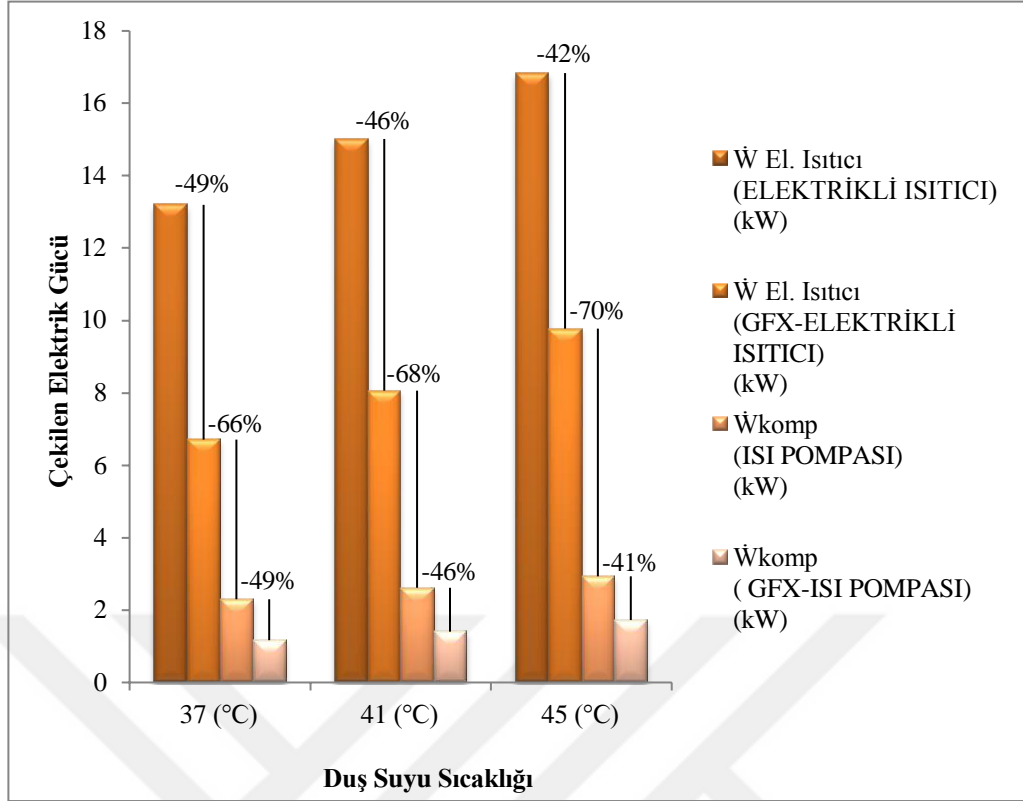
Verilen eğriler incelendiğinde buharlaştırıcı ile soğutucu akışkana aktarılan ısı ve yoğuşturucu tarafından şebeke suyuna aktarılan ısı miktarlarının yaklaşık olarak aynı oranda ve hızlı bir şekilde arttığı, ancak bu değerlere karşılık gelen kompresörün yaptığı işin aktarılan ısı miktarlarına göre daha küçük bir eğimle arttığı görülmüştür.

## 4.5. Genel Değerlendirme

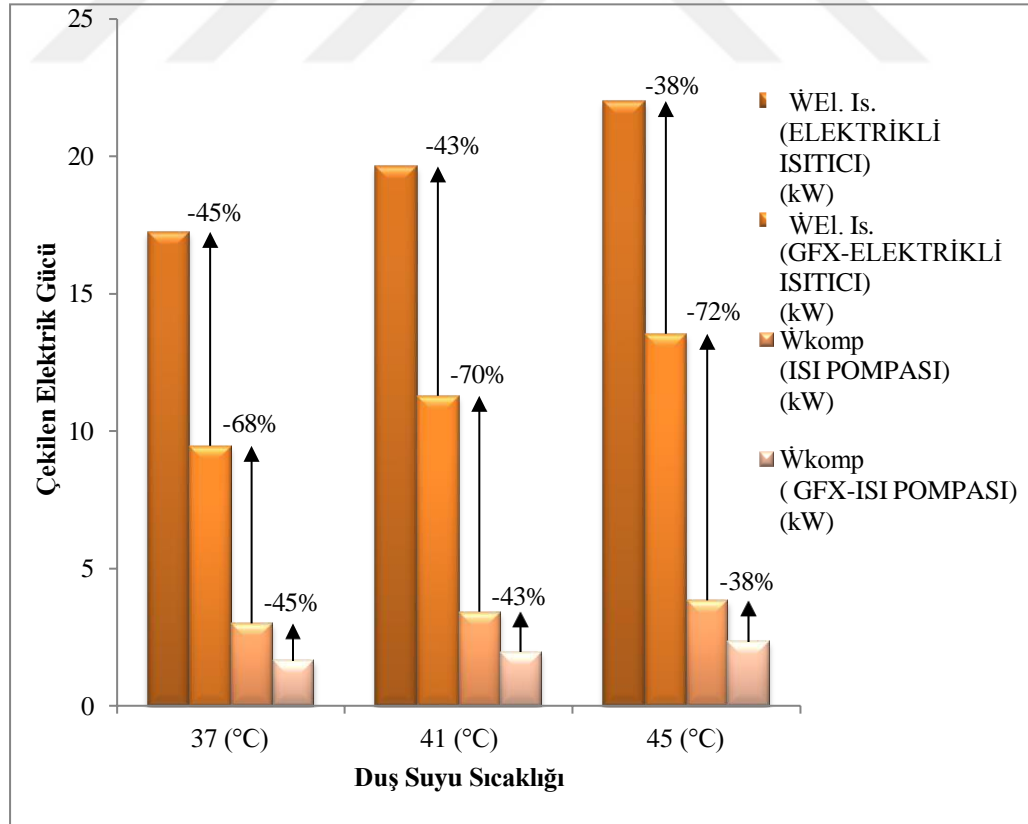
Çalışmalarda elde edilen kompresör ve elektrikli ısıtıcı tarafından çekilen güç miktarlarının şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre değişim verileri toplanmıştır. Ayrıca çekilen elektrik gücünün yapılan tasarımlara göre genel karşılaştırılması yapılmıştır.

**Çizelge 4.6.** şebeke suyu debisi ve duş suyu sıcaklığına göre yapılan tasarımlarda çekilen güç miktarlarının değişimi

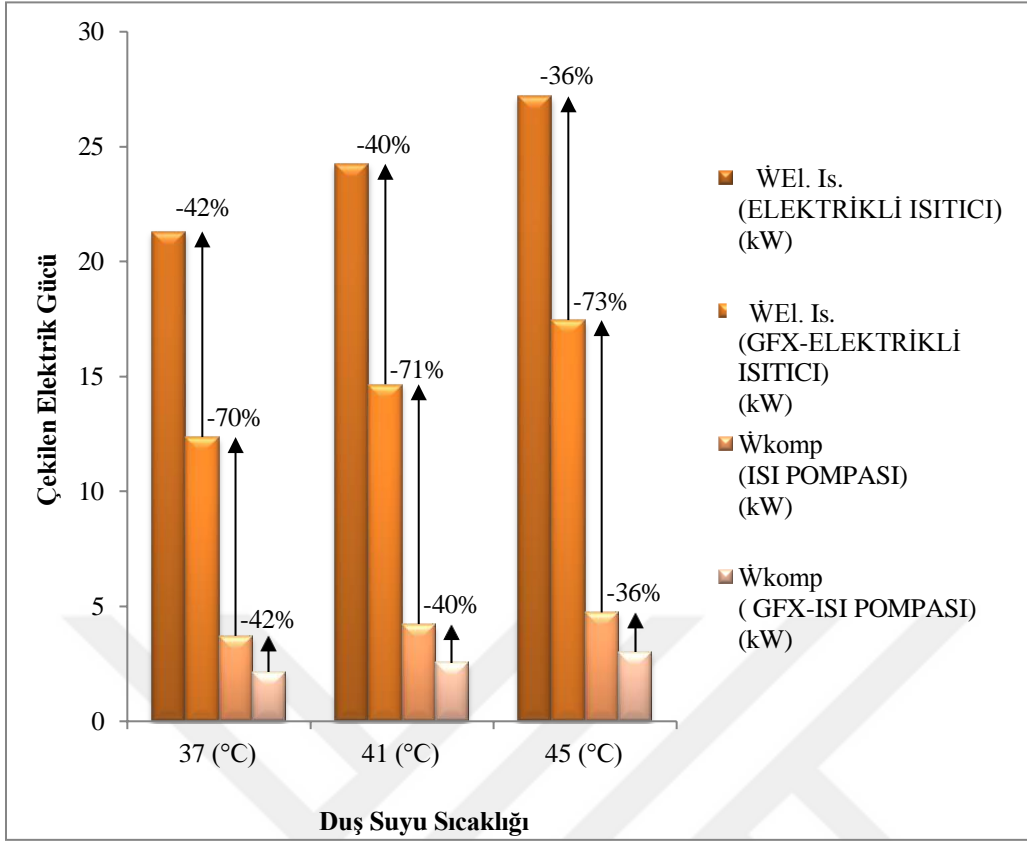
$V_{\text{şebeke}}$ (lt/dk)	T5 (°C)	$\dot{W}_{\text{komp}}$ (GFX-Isı Pompası) (kW)	COP	$\dot{W}_{\text{komp}}$ (Isı Pompası) (kW)	COP	$\dot{W}_{\text{El.k}}$ (GFX- Elektrikli Isıtıcı) (kW)	COP	$\dot{W}_{\text{El. Is.}}$ Elektrikli Isıtıcı (kW)	COP
6,5	37	1,16	11,24	2,3	5,7	6,71	1,96	13,19	1
6,5	41	1,40	10,64	2,61	5,7	8,06	1,86	15,01	1
6,5	45	1,72	9,78	2,93	5,7	9,77	1,72	16,83	1
8,5	37	1,65	10,41	3,00	5,7	9,46	1,82	17,25	1
8,5	41	1,96	9,94	3,42	5,7	11,28	1,74	19,63	1
8,5	45	2,36	9,29	3,83	5,7	13,54	1,62	22,01	1
10,5	37	2,15	9,85	3,71	5,7	12,36	1,72	21,31	1
10,5	41	2,55	9,45	4,22	5,7	14,66	1,65	24,25	1
10,5	45	3,04	8,90	4,74	5,7	17,45	1,56	27,19	1



Şekil 4.34. 6,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre çekilen elektrik gücünün değişimi



Şekil 4.35. 8,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre çekilen elektrik gücünün değişimi



Şekil 4.36. 10,5 lt/dk şebeke suyu debisi için duş suyu sıcaklığına göre çekilen elektrik gücünün değişimi

Harcanan enerji miktarlarına bakıldığında GFX ısı değiştiricisinin sisteme entegre edildiği durumlarda sistemlerin daha az elektrik gücü harcadığı görülmüştür. elektrikli ısıtıcı ile sıcak su üretiminin diğer tasarımlara göre en yüksek enerjiyi harcayan sistem olduğu saptanmıştır. Bu verilere göre GFX ısı değiştiricisi ile ısı pompasının birlikte kullanımının yüzdesel olarak en iyi performansa sahip olduğu, ekonomik ve veriminin yüksek olduğu ortaya konmuştur.

## 5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Elde edilen sonuçlara göre; şebeke suyu debisinin 6,5 lt/dk ile 8,5 lt/dk olduğu aralıklarda GFX ısı değiştiricisinin ve elektrikli ısıtıcının suya aktardığı ısı miktarının, 8,5 lt/dk ile 10,5 lt/dk debi aralığına göre daha fazla olduğu saptanmıştır. Yine bu aralıklara bakıldığında 2. ve 3. tasarımlarda buharlaştırıcı ve yoğuşturucu tarafından aktarılan ısı miktarları ve kompresörün yaptığı işin 6,5 lt/dk ile 8,5 lt/dk şebeke suyu debi aralığında daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Yüzdesel olarak bakıldığında GFX ve ısı pompasının birlikte kullanılarak sıcak su elde edildiği 2. tasarımda hesaplanmış olan  $\dot{Q}_{\text{evap}}$ ,  $\dot{Q}_{\text{kond}}$  ve  $\dot{W}_{\text{komp}}$  değerlerinin, ısı pompasının tek başına kullanıldığı 3. tasarımda hesaplanan değerlere göre ortalama %68 oranında artış sağladığı görülmüştür. Bunun nedeni GFX ısı değiştiricisinin şebeke suyuna verdiği enerji ile suyun ön ısıtmaya maruz kalması ve ısı pompasının daha az enerji harcayarak suyu istenilen sıcaklığa ulaştırmış olmasıdır. Bununla birlikte GFX ısı değiştiricisinin epsilon değerinin, yani verimliliğinin şebeke suyu debisinin artışıyla aynı oranda arttığı gözlenmiştir. Bunun sebebi NTU değerinin debi miktarına bağlı olması, dolayısıyla epsilon değerinin de NTU değerine göre değişiyor olmasıdır.

GFX ile elektrikli ısıtıcının birlikte kullanıldığı durumda duş suyu sıcaklığının artış miktarı ile çekilen elektrik gücü doğru orantılı olarak artmıştır. Ancak duş suyu sıcaklığının sabit tutularak şebeke suyu debisinin arttırılmasıyla çekilen güç daha yüksek bir eğimle yukarı yönde hareket etmektedir. GFX ısı değiştiricisinin verimi ve şebeke suyuna aktardığı ısı miktarı entegre edildiği her iki kullanımda da aynı değerlerde sabit kalmıştır. Bunun sebebi ısı değiştiricisine giren şebeke suyu ve atık su debi ve sıcaklıklarının belirlenen referans değerlerde sabit kalmasıdır. Ayrıca dış ortam şartlarının hiçbir durumda değişmediği kabulü de bu duruma sebep gösterilebilir.

Isı pompasının GFX ile birlikte kullanıldığı durumda buharlaştırıcının havadan soğutucu akışkana aktardığı ısı miktarı duş suyu sıcaklığına bağlı olarak değişim göstermiştir. Ancak şebeke suyu debisinin artmasıyla  $\dot{Q}_{\text{evaporator}}$  eğrileri, duş suyu

sıcaklığının artmasına göre daha yüksek bir eğimle yukarı yönde hareket etmiştir. Bunun sebebi şebeke suyu debi artışının soğutucu akışkan debisini, duş suyu sıcaklığına göre daha yüksek miktarda arttırmasıdır. Soğutucu akışkan debisinin değişim oranı, buharlaştırıcının aktardığı ısı miktarını aynı oranda etkilemektedir. Yoğuşturucunun suya aktardığı ısı miktarı da şebeke suyu debisi ile duş suyu sıcaklığına bağlı olarak değişmektedir.  $\dot{Q}_{\text{evaporator}}$  ile aynı şekilde  $\dot{Q}_{\text{kondenser}}$  de debi artışıyla daha yüksek oranda yukarı doğru bir yönelim göstermiştir.

Isı pompası ile sıcak su üretiminde buharlaştırıcı ve yoğuşturucu tarafından aktarılan ısı miktarlarının, GFX ile ısı pompasının birlikte kullanıldığı duruma göre daha fazla olduğu görülmüştür. Şebeke suyunu GFX ile ön ısıtmaya maruz bırakarak, bu sayede ısı pompasından düşük seviyede enerji çekilmesiyle istenilen duş suyu sıcaklığına ulaşılmaktadır. Isı pompasının tek başına kullanıldığı durumda ise aktarılması gereken ısı miktarı daha fazla olmuştur. Dolayısıyla kompresör ile çekilen elektrik gücü miktarı da aynı oranda artmıştır.

Elektrikli ısıtıcı ile sıcak su üretiminin sağlandığı tasarımda büyük oranda elektrik enerjisi kullanılmıştır. Herhangi bir ön ısıtma veya entegre sistem olmaması nedeniyle şebeke suyunu belirlenen sıcaklığa ulaştırmak için diğer sistemlere göre daha fazla enerji çekilmiştir.

Bu çalışma GFX ısı değiştiricisinin sistemlere entegre edilmesiyle performans artışına olumlu yönde bir etkisinin olduğunu göstermek amacıyla hazırlanmıştır. Elde edilen verilere göre en yüksek performansın ısı pompası ile birlikte kullanıldığı sistem tasarımına ait olduğu görülmüştür. Aynı işi daha az enerji harcayarak yapmak için GFX ısı değiştiricisinin kullanımının arttırılması gerekmektedir. Isı değiştiricilerin tasarımında ısı kaybının azaltılması ve çevreye daha az zarar vererek enerji tasarrufu sağlanması üzerine araştırmaların arttırılması önemlidir



## KAYNAKÇA

- [1]Salama, M., ve Sharqawy, M. H. (2020). Experimental Investigation of the Performance of A Falling-Film Drain Water Heat Recovery System. *Applied Thermal Engineering*, 179, 115712.
- [2]Hadengue, B., Morgenroth, E., Larsen, T. A., ve Baldini, L. (2022). Performance And Dynamics of Active Greywater Heat Recovery in Buildings. *Applied Energy*. 305, 117677.
- [3]Doğan, E., (2020). Kanalizasyon Atık Su Kaynaklı Isı Pompası Sisteminin Teorik Analizi. Yüksek Lisans Tezi. *Atatürk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Erzurum, Türkiye.
- [4]Dalkılıç, A., (2008). Bağımsızlığın Anahtarı: Enerji. *Cumhuriyet Enerji*, (Sayı: 7). (Erişim Adresi: <https://www.emo.org.tr>)
- [5]Saygın, D., Ercumen, Y., De Groot, M., & Bean, F. (2019). Enhancing Turkey's Policy Framework for Energy Efficiency of Buildings, and Recommendations for the Way Forward Based on International Experiences. *SHURA Energy Transition Center and the Buildings Performance Institute Europe (BPIE)*.
- [6]Küçükçalı, R. (2008). *Yenilenebilir Enerjiler Alternatif Sistemler* (2. Baskı). İsisan Yayınları
- [7]Araz, M., Çulha, O., Hepbaşlı, A., Ekren, O., Günerhan, H., ve Bıyık, E., (2015). Atık Su Isı Pompalarının Tasarımı ve Enerjetik Performansının Değerlendirilmesi, *12. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye.
- [8]Hepbaşlı, A., Bıyık, E., Ekren, O., Günerhan, H., ve Araz, M. (2014). A key review of wastewater source heat pump (WWSHP) systems. *Energy Conversion and Management*, 88, 700-722.
- [9]Frijns, J., Hofman, J., ve Nederlof, M. (2013). The Potential of (Waste) Water as Energy Carrier. *Energy Conversion and Management*. 65, 357-363
- [10]Torras, S., Oliet, C., Rigola, J., ve Oliva, A. (2016). Drain Water Heat Recovery Storage-Type Unit for Residential Housing. *Applied Thermal Engineering*. 103, 670-683.
- [11]Tomlinson, J. J. (2005). Heat Recovery from Wastewater Using A Gravity-Film Heat Exchanger. *Federal Energy Management Progra, Oakridge National Laboratory*, 13, 3.
- [12]Jouhara, H., Khordehghah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A. ve Tassou, S. A. (2018). Tassouwaste Heat Recovery Technologies and Applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 268–289.

- [13] Aridi, R., Faraj, J., Ali, S., & Lemenand, T. (2022). A Comprehensive Review on Hybrid Heat Recovery Systems: Classifications, Applications, Pros and Cons, and New Systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 167, 112669.
- [14] Anonim (2019). Rejeneratif Brülör Teknolojisi Raporu, MNE Proje.
- [15] Özağdaş, E., (2020). Bölgesel Isıtma Sisteminde Ekonomizer Tasarımı ile Enerji Geri Kazanım Potansiyelinin Araştırılması. Yüksek Lisans Tezi. *Kafkas Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kars, Türkiye
- [16] İzmirlioğlu, E. B. (2001). Cam Ergitme Fırını Rejeneratör Üst Yapı Refrakterleri İçin Testler. Yüksek lisans tezi. *İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, Türkiye
- [17] Şaban, Ü. (2020). Döner Tip Rejeneratör Diferansiyel Denklemlerinin Çözümü İçin En Uygun Sınır Şartlarının Belirlenmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 35(4), 2061-2074.
- [18] [https://tr.wikipedia.org/wiki/Is%C4%B1\\_%C3%A7ark%C4%B1](https://tr.wikipedia.org/wiki/Is%C4%B1_%C3%A7ark%C4%B1) (Erişim Tarihi: 29.07.2022)
- [19] Örenay, S. (2011). Sanayi Fırınlarında Merkezi Reküperatör, Reküperatif ve Rejeneratif Yakıcılar. III. Enerji Verimliliği Kongresi. Tubitak Ume, Kocaeli, Türkiye
- [20] Garcia, J. D. (2016). Characterization of Greywater Heat Exchangers and The Potential of Implementation for Energy Savings. Yüksek Lisans Tezi. Kungliga Tekniska Högskolan, Stockholm, İsveç
- [21] Picard, D., Delisle, V., Bernies, M. ve Kummert, M. (2004), On the Combined Effect of Wastewater Heat Recovery and Solar Domestic Hot Water Heating, Canadian Solar Buildings Conference, University of Waterloo, Kanada)]
- [22] Zaloum, C., Lafrance, M., & Gusdorf, J. (2007). Drain Water Heat Recovery Characterization and Modeling, Final report. *Sustainable Buildings & Communities*.
- [23] Ni, L., Lau, S. K., Li, H., Zhang, T., Stansbury, J. S., Shi, J., ve Neal, J. (2012). Feasibility Study of A Localized Residential Greywater Energy-Recovery System. *Applied Thermal Engineering*. 39, 53-62.
- [24] Baek, N. C., Shin, U. C., ve Yoon, J. H. (2005). A Study on the Design And Analysis of A Heat Pump Heating System Using Wastewater as A Heat Source. *Solar Energy*, 78(3), 427-440.
- [25] Wang, Q., Zhang, X., Geng, X., Chen, X., ve Xing, M. (2022). Experiments on the Characteristics of A Sewage Water Source Heat Pump System for Heat Recovery from Bath Waste. *Applied Thermal Engineering*, 204, 117956.
- [26] Zhang, Q., Fan, X., Zhang, W., ve Wang, Z. (2017). Utilization Potential and Economic Feasibility Analysis of Bathing Sewage and Its Heat Generated in Colleges and Universities. *Energy Procedia*, 142, 1244-1250.
- [27] Orhan ,B., (2007). Aile Tipi Hava Kaynaklı Isı Pompalı Su Isıtıcısı. Yüksek Lisans Tezi. *Ege Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, Türkiye

- [28] Nyers, J. (2016). COP and Economic Analysis of The Heat Recovery from Waste Water Using Heat Pumps. *Acta Polytechnica Hungarica*, 13(5), 135-154
- [29] Adhikari, P. (2017). Feasibility Study of Waste Heat Recovery from Laundry Facility: Case Study: Mr Washing Man Oy. Yüksek Lisans Tezi. Helsinki Metropolia University of Applied Sciences, Helsinki, Finlandiya.
- [30] Kuş, A. Ç., ve Çomaklı, K. (2015). Farklı Kaynaklı Isı Pompası Sistemlerinin Ekonomik Analizi. *Tesisat Mühendisliği*, (148), 13-21.
- [31] Kalamani, M., Sanjay, G., Sanjumeena, S. V., Saravanan, B., ve Mahajan, A. P. (2022). Automation of heat pump water heater for commercial applications. *Materials Today: Proceeding*.
- [32] [https://tr.wikipedia.org/wiki/Is%C4%B1\\_pompas%C4%B1](https://tr.wikipedia.org/wiki/Is%C4%B1_pompas%C4%B1) (Erişim Tarihi:09.06.2022).
- [33] Gündü, İ., (2018). Isı Pompasında Ejektör Yardımı İle Isıtma Kapasitesi Ve Etkinliğinin Artırılması. Yüksek Lisans Tezi. *Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Osmaniye, Türkiye.
- [34] Türk, H., (2020). Toprak Kaynaklı Isı Pompasının Farklı Uygulama Olarak Yoğurt Üretiminde Kullanımı. Yüksek Lisans Tezi. *Bolu Abant İzzet Baysal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bolu, Türkiye.
- [35] Araz, M., Güngör, A., & Hepbaşlı, A. (2013). Düşük küresel ısınma potansiyeline sahip soğutucu akışkanların soğutma uygulamalarındaki kullanımının değerlendirilmesi, 11. *Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, Türkiye, 575-604.
- [36] Koyun T., Koyun A. ve Acar M. (2005) Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar Ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, 88, 46-53.
- [37] Çomaklı K., Şimşek F., Özyurt Ö. ve Bakırcı K. (2006). Soğutma/Isıtma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Alternatifleri, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 47 (562), 33-45.
- [38] Chen, W., Liang, S., Guo, Y., Cheng, K., Gui, X., ve Tang, D. (2013). Investigation on the Thermal Performance and Optimization of A Heat Pump Water Heater Assisted by Shower Waste Water. *Energy and Buildings*, 64, 172-181.
- [39] [https://www.newworldencyclopedia.org/entry/Room\\_temperature](https://www.newworldencyclopedia.org/entry/Room_temperature). (Erişim Tarihi:28.07.2022).
- [40] [https://www.herc.ox.ac.uk/downloads/health\\_datasets/browse-datasets/westmidlandspublichealthobservatory#:~:text=The%20West%20Midlands%20Public%20Health,health%20information%20at%20local%20level](https://www.herc.ox.ac.uk/downloads/health_datasets/browse-datasets/westmidlandspublichealthobservatory#:~:text=The%20West%20Midlands%20Public%20Health,health%20information%20at%20local%20level). (Erişim Tarihi:28.07.2022).
- [41] Oskay, M. (2006). Sıcak Su İhtiyacının Tespiti. *Tesisat Mühendisliği Dergisi*. 93, 37-52.
- [42] Kakaç, S., Liu, H., ve Pramuanjaroenkij, A. (2002). *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. CRC press.
- [43] <https://pipe-flo.com/analyzing-heat-exchangers-ntu-vs-ltmd> (Erişim Tarihi:26.07.2022).

[44] Wong, L. T., Mui, K. W., ve Guan, Y. (2010). Shower Water Heat Recovery in High-Rise Residential Buildings of Hong Kong. *Applied Energy*, 87(2), 703-70.





## EK-1

### Doğrulama

GFX ısı değiştiricisinin şebeke suyuna aktardığı ısı miktarının hesaplanması için bu çalışmada NTU-ε yöntemi kullanılmıştır. NTU-ε yöntemi ile elde edilen toplam ısı geçiş katsayısı değerinin LMTD yöntemiyle doğrulama yapılmasıyla bu çalışmanın güvenilirliğini göstermek amaçlanmıştır.

Isı değiştirici tarafından gerçekte aktarılan ısı miktarının hesabında şekil 3.3 yardımıyla NTU'dan ε değerine geçiş yapılmıştır. Isıl kapasite miktarı hesabı için 6,5 lt/dk debi ve 37°C sıcaklık değerine göre Denklem 3.6 ve Denklem 3.9 kullanılmıştır.

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = 0,529 \cdot 0,4534 \cdot (34,91 - 8) \quad (3.36)$$

$$\dot{Q}_{\text{gerçek}} = 6,455 \text{ kW} \quad (3.37)$$

elde edilir.

### NTU Yöntemi

Elde edilen bu değerler Denklem 3.13'te yerine yazıldığında toplam ısı transfer katsayısı aşağıdaki şekilde hesaplanabilir.

$$U.A = 1,125 \cdot 0,4534 \quad (3.38)$$

$$U.A = 0,51 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad (3.39)$$

### LMTD Yöntemi

Logaritmik ortalama sıcaklık farkının bulunması için Denklem 3.19 ile Denklem 3.20 kullanılmıştır. Daha sonra bu değerler Denklem 3.18'de yerine yazılarak aşağıdaki sonuca ulaşılmıştır.

$$\Delta T_1 = 34,91 - 22,25 \quad (3.40)$$

$$\Delta T_1 = 12,66 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.41)$$

$$\Delta T_2 = 20,65 - 8 \quad (3.42)$$

$$\Delta T_2 = 12,65 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.43)$$

$$\Delta T_{lm} = 12,66 - 12,65 / \ln (12,66 / 12,65) \quad (3.44)$$

$$\Delta T_{lm} = 12,65 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.45)$$

Elde edilen sonuçlara göre logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve gerçekte aktarılan ısı miktarı Denklem 3.17'da yerine yazılırsa NTU-ε yönteminde bulunan toplam ısı transferi katsayısı ile aynı değere ulaşılır.

$$U.A = 6,455/12,65 \quad (3.46)$$

$$U.A = 0,51 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad (3.47)$$

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı

Doğum Tarihi

Yabancı Dil

Eğitim Durumu

Lisans

Yüksek Lisans