T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ BİR BULAŞIK MAKİNESİNDEKİ ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİNİN PERFORMANSININ DENEYSEL VE NUMERİK İNCELENMESİ

Umut MORDOĞAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Proses Tezli Yüksek Lisans Programı

Danışman

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Şubat, 2023

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

EV TİPİ BİR BULAŞIK MAKİNESİNDEKİ ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİNİN PERFORMANSININ DENEYSEL VE NUMERİK İNCELENMESİ

Umut MORDOĞAN tarafından hazırlanan tez çalışması 20.02.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Isı Proses Tezli Yüksek Lisans Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Cenk ONAN, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Ebru MANÇUHAN, Üye
Marmara Üniversitesi _____

Danışmanım Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Ev Tipi Bir Bulaşık Makinesindeki Isı Geri Kazanımı Sisteminin Performansının Deneysel ve Numerik İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Umut MORDOĞAN

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam süresince bana destek olan, etkili bir tez çalışması yürütmem için bilgi ve tecrübesini aktaran ve pozitif bakış açısı ile tezimi tamamlamamda büyük rol oynayan kıymetli danışmanım Sayın Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN'a saygı ve sevgimi sunarım.

Proje mühendisi olarak yanında çalışırken benimle tüm bilgi birikimini ve tecrübesini paylaşan, tez çalışmamda desteğini hiç esirgemeyen, birlikte pek çok başarı kazandığımız ve iş arkadaşından ziyade bir dost olarak gördüğüm Sayın Onur POYRAZ'a içtenlikle teşekkür ederim.

Yüksek lisans tez çalışmam süresince gerekli laboratuvar, insan gücü, sistem ve doküman desteği sunan Arçelik A.Ş. Merkez ARGE'ye, Sayın Nihat BAYIZ'a, Sayın Emre OĞUZ'a, Termodinamik ve Sistem Bazlı Modelleme Yöneticisi Sayın Serdar KOCATÜRK'e teşekkürü borç bilirim.

Yüksek lisans tez çalışmama önemli katkılar sağlayan ve her an yardım elini uzatan Sayın Erdoğan Mert ŞEREN'e, Sayın İlhan BALIKÇI'ya, Sayın Ufuk AŞKIN'a ve Sayın İlyas AYDIN'a çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitimim süresince her an yanımda olan, beni motive eden ve evliliğimizden hemen sonra birlikte geçireceğimiz vakitten fedakarlık eden sevgili eşim Duygu'ya, yüksek lisans eğitimim için her türlü desteği sağlayan, beni cesaretlendiren ve bana yol gösteren değerli aileme sonsuz teşekkürlerimi ve sevgimi sunarım.

Umut MORDOĞAN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ vii
KISALTMA LİSTESİ viii
ŞEKİL LİSTESİ x
TABLO LİSTESİ xiv
ÖZET xv
ABSTRACT xvii
1 GİRİŞ 1
1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 2
1.3 Hipotez 2
2 LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 4
3 ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİ 45
3.1 Isı Geri Kazanımı Sisteminin Çalışma Prensibi 45
3.2 Isı Geri Kazanımı Sisteminin Sınıflandırılması 45
3.2.1 Reküperatif Sistemler 45
3.2.2 Rejeneratif Sistemler 45
3.3 Atık Sudan Isı Geri Kazanımı 46
3.4 Atık Su Isı Geri Kazanımı Sisteminin Metodolojisi 47
4 DENEYSEL ÇALIŞMALAR 49
4.1 Bulaşık Makinesi Çalışma Prensibi 49
4.2 Bulaşık Makinesi Çalışma Prensibinin Deneysel Çalışma İçin Değiştirilmesi 52
4.3 Deney Düzeneği Kurulumu ve Verilerin Toplanması 54
4.4 Deneyler 57
4.4.1 Deneylerin Yapılması ve Yorumlanması 57
4.4.2 Belirsizlik Analizi 61
4.4.3 Deneysel Çalışma Sonuçları 62
5 MODELLEME ÇALIŞMASI 68
5.1 Modelleme Metodolojisi 68
5.2 Model Kurulumu 69
5.2.1 Gövde Duvarı Modeli 69
5.2.2 Algoritma ve Isı Geri Kazanımı Sistemi Modeli 73

5.2.3 Geliştirilen Modelin Doğrulanması 76
5.3 Doğrulanan Model ile Isı Geri Kazanımı Sisteminin Performans Analizi . 77
5.3.1 Model Parametrelerinin ve Çalışma Matrisinin Belirlenmesi 78
5.3.2 Modeldeki Isı Geri Kazanımı Sisteminin Performansı..... 79
6 SONUÇ VE ÖNERİLER **91**
6.1 Sonuçlar..... 91
6.2 Öneriler..... 94
KAYNAKÇA **96**
A EXCEL VBA PROGRAMINDA ISI GERİ KAZANIMI PERFORMANSI İÇİN YAPILAN BELİRSİZLİK ANALİZİ **99**
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR **102**

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
C	Derece santigrat
€	Avro
RH	Bağıl Nem
D	Çap
Δ	Delta
$	Dolar
E	Enerji
ε	Etkenlik
k	Isı iletim katsayısı
Q	Isı kapasitesi
h	Isı transferi taşınım katsayısı
m	Kütlesel
c_p	Özgül ısı
π	Pi sayısı
T	Sıcaklık
f	Sürtünme katsayısı
R	Toplam ısı direnci
U	Toplam ısı transferi katsayısı
Hu	Yakıt alt ısıtma değeri
F	Yakıt maliyeti
t	Zaman

KISALTMA LİSTESİ

AB	Avrupa Birliği
ABD	Amerika Birleşik Devletleri
AISI	Amerikan Demir ve Çelik Enstitüsü
BYM	Birim alan başına ısı değiştiricisi yatırım maliyeti
cm	Santimetre
CO_2	Karbondioksit
COP	Etkinlik katsayısı
Cr	Isı kapasitesi oranı
DASSL	Diferansiyel cebirsel sistem çözücü
DHW	Evsel sıcak su
DHWR	Atık sudan ısı geri kazanımı
DHWRS	Atık su ısı geri kazanımı sistemi
dk	Dakika
EU	European Union
HEX	Isı değiştiricisi
HR	Isı geri kazanımı
kg	Kilogram
kJ	Kilojul
kW	Kilovat
kWh	Kilovat saat
L	Litre
m	Metre
m2	Metrekare
MJ	Megajul
mm	Milimetre
N	Newton
NPV	Yeni güncel değer
NTU	Isı transfer katsayısı
Nu	Nusselt sayısı
P	Pompa
PCM	Faz değiştiren malzeme

Pr	Prandtl sayısı
PWF	Güncel değer faktörü
Re	Reynolds sayısı
s	Saniye
SV	Su vanası
TES	Termal enerji depolama
TWh	Teravat saat
V	Gerilim
W	Vat
Wh	Vat saat

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Bir bulaşık makinesi ve girdap giriş sistemi için ısı geri kazanımı sisteminin prensip tasarımı 6

Şekil 2.2 Atık su ısı geri kazanımı sisteminin (DHWRS) çalışma prensibi.....10

Şekil 2.3 Geri kazanımı sisteminde kullanılan sarmal ısı değiştiricisi 10

Şekil 2.4 Soğuk giriş sıcaklığının bir fonksiyonu olarak geri kazanılan ısı 11

Şekil 2.5 Farklı soğuk debiler için boyler çıkış sıcaklığının bir fonksiyonu olarak kayıpların (a) ve oranın (b) değişimi 12

Şekil 2.6 Farklı soğuk debiye ve farklı boyler çıkış sıcaklığına bağlı olarak geri kazanılan ısıdaki değişim 13

Şekil 2.7 Farklı soğuk debiye ve farklı boyler çıkış sıcaklığına bağlı ısı değiştiricisi verimliliğindeki değişim.....14

Şekil 2.8 60 °C hızlı ve temiz programında sıcak doldurmanın olduğu ve olmadığı durum için bulaşık makinesinin a) su tüketimi, b) yıkama sıcaklığı, c) elektrik tüketimi davranışı 15

Şekil 2.9 Her bir yıkama sıcaklığı için doldurma tipine bağlı olarak bulaşık makinesi elektrik tüketimindeki düşüş 16

Şekil 2.10 Bulaşık makinesi prototipi diyagramı 17

Şekil 2.11 Evsel sıcak su sıcaklığına (TDHW) bağlı olarak sıcak su beslemeli bulaşık makinesi için ve besleme sıcaklığına (Tflow) bağlı olarak ısı beslemeli bulaşık makinesi için simüle edilmiş enerji talebi (W).....18

Şekil 2.12 Isı değişim tankı (a) ve kanat borulu ısı değiştiricisi (b).....20

Şekil 2.13 Karşıt akışlı ısı değiştiricisi için verimlilik ve E sayısı.....22

Şekil 2.14 Paralel akışlı ısı değiştiricisi için verimlilik ve E sayısı 22

Şekil 2.15 İki akışkanın karışmadığı çapraz akışlı ısı değiştiricisi için verimlilik ve E sayısı.....22

Şekil 2.16 Çapraz akışlı C_{maks}(karışım), C_{min}(karışık olmayan) için verimlilik ve E sayısı.....23

Şekil 2.17 Çapraz akışlı C_{min}(karışım), C_{maks}(karışık olmayan) için verimlilik ve E sayısı.....23

Şekil 2.18 Gövde borulu ısı değiştiricisi bir gövde geçişi (2,4, … boru geçişi) için verimlilik ve E sayısı 24

Şekil 2.19 PCM levhalı ısı depolama biriminin şematiği ve önden-yandan görselleri.....25

Şekil 2.20 Önerilen DWHR biriminin kesit alanı (a) ve duş teknesi altına uyarlanabilir DWHR biriminin yerleşimi (b) 28

Şekil 2.21 Kurutma çevriminde ısı borulu ısı değiştiricisi kullanılan ısı geri kazanımı sistemi 32

Şekil 2.22 Bulaşık makinesi kurutma çevriminde ısı geri kazanımı için ısıl borulu ısı değiştiricisi konsepti 33

Şekil 2.23 Açık sorsiyon sistemi (ısı ve kütle akıları).....34

Şekil 2.24 Konvansiyonel bir bulaşık makinesinde zamana bağlı olarak su sıcaklığı değişimi 35

Şekil 2.25 Adsorpsiyon kurutma entegre edilmiş bir bulaşık makinesinin zamana bağlı su sıcaklığı değişimi.....35

Şekil 2.26 Konvansiyonel bir bulaşık makinesinin şematik görünümü 36

Şekil 2.27 Adsorpsiyon kurutmalı bir bulaşık makinesinin şematik görünümü.....36

Şekil 2.28 Konvansiyonel bir bulaşık makinesinin enerji tüketimi.....37

Şekil 2.29 Adsorpsiyon kurutmalı bir bulaşık makinesinin enerji tüketimi 37

Şekil 2.30 C-DWHRS'nin şematiği.....38

Şekil 2.31 E-DWHRS'nin şematiği.....38

Şekil 2.32 M-DWHRS'nin şematiği.....39

Şekil 2.33 Atık su giriş sıcaklığına bağlı olarak COP kazancının ve kompresör elektrik gücü düşüşünün sonuçları.....40

Şekil 2.34 Atık su giriş sıcaklığına bağlı olarak evaporatör basıncındaki değişim .41

Şekil 2.35 Atık su debisine bağlı olarak COP kazancındaki değişim 41

Şekil 2.36 Besleme havası sıcaklığına bağlı olarak COP kazancının değişimi 42

Şekil 3.1 Reküperatif sistemin çalışma prensibi 46

Şekil 3.2 Rejeneratif sistemin çalışma prensibi.....46

Şekil 4.1 Su depolama özelliğine sahip ev tipi bir bulaşık makinesinin şematik görünümü 49

Şekil 4.2 Referans alınan Eko-50 programının sıcaklık-zaman grafiği.....50

Şekil 4.3 Isı geri kazanımı sistemi entegre edilmiş bulaşık makinesinin (a) ve ısı değiştiricisi konumlandırılmış su deposunun (b) şematik görünümü 53

Şekil 4.4 Prototip bulaşık makinesinin görünümü (a-İzometrik, b-Sol, c-Depo) ...54

Şekil 4.5 Bulaşık makinesi su deposuna yerleştirilen ısı değiştiricisinin görünümü 55

Şekil 4.6 Veri toplama sistemi.....56

Şekil 4.7 Makine içi ve yıkama suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi 57

Şekil 4.8 Makine içi, hazne ve farklı malzemeden üretilmiş bulaşıkların sıcaklığının zamana bağlı değişimi 58

Şekil 4.9 Yıkama suyu ve su deposu sıcaklığının zamana bağlı değişimi 59

Şekil 4.10 Bulaşık makinesinin zamana bağlı güç tüketimi 60

Şekil 4.11 Bulaşık makinesinin enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi.....63

Şekil 4.12 Ana yıkamada uygulanan ısı geri kazanım adımı boyunca makine içinin, haznenin ve deponun zamana bağlı sıcaklık değişimi.....63

Şekil 4.13 Birinci durulamada uygulanan ısı geri kazanımı adımı boyunca makine içinin, haznenin ve deponun zamana bağlı sıcaklık değişimi.....64

Şekil 4.14 Isı geri kazanımı süresince kazanılan net enerjinin zamana bağlı değişimi.....65

Şekil 4.15 Ana yıkamadaki (HR1) ve birinci durulamadaki (HR2) ısı geri kazanımı uygulamasının etkenlik oranları.....66

Şekil 5.1 Su depolu bir bulaşık makinesinin sol duvarının ısıl direnç ağı 70

Şekil 5.2 Bulaşık makinesinin bir duvar elemanının modelleme programındaki direnç yapısı.....71

Şekil 5.3 Bir duvar elemanının kod yapısı.....71

Şekil 5.4 Kütlesi olan bir duvar elemanının kod yapısı.....72

Şekil 5.5 Taşınımla ısı transferi mekanizmasının kod yapısı ve nesne gösterimi...73

Şekil 5.6 Isı geri kazanımı sistemi modeli 74

Şekil 5.7 Isı geri kazanımı sistemine sahip bir bulaşık makinesi modelinin genel görünümü 75

Şekil 5.8 Geliştirilen modelin zamana bağlı enerji tüketimi çıktısının deney sonucu ile karşılaştırılması 76

Şekil 5.9 Geliştirilen modelin zamana bağlı makine içi sıcaklığı çıktısının deney sonucu ile karşılaştırılması 77

Şekil 5.10 Isı geri kazanımı sisteminin olmadığı durum için bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi.....79

Şekil 5.11 Isı geri kazanımı sürelerinin deneydeki ile aynı olması durumu için bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi 80

Şekil 5.12 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi.....80

Şekil 5.13 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: paslanmaz çelik, atık su debisi: 3 L/dk) 81

Şekil 5.14 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: paslanmaz çelik, atık su debisi: 3 L/dk).....82

Şekil 5.15 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: bakır, atık su debisi: 3 L/dk) 82

Şekil 5.16 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: bakır, atık su debisi: 3 L/dk) 83

Şekil 5.17 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: plastik, atık su debisi: 3 L/dk).....84

Şekil 5.18 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: plastik, atık su debisi: 3 L/dk) 84

Şekil 5.19 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: paslanmaz çelik, atık su debisi: 5 L/dk) 85

Şekil 5.20 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: paslanmaz çelik, atık su debisi: 5 L/dk) 86

Şekil 5.21 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: bakır, atık su debisi: 5 L/dk) 86

Şekil 5.22 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: bakır, atık su debisi: 5 L/dk) 87

Şekil 5.23 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: plastik, atık su debisi: 5 L/dk) 87

Şekil 5.24 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: plastik, atık su debisi: 5 L/dk) 88

TABLO LİSTESİ

Tablo 4.1 Deney düzeneğindeki termokupl bağlantı noktaları 56

Tablo 4.2 Laboratuvardaki deney koşulları 57

Tablo 4.3 Bulaşık makinesi sirkülasyon pompasının ve tahliye pompasının çalışma devrine bağlı güç tüketimleri 61

Tablo 4.4 Deney düzeneği ölçüm sistemi doğruluk değerleri 61

Tablo 5.1 Isı geri kazanımı sisteminin performans analizinde kullanılan parametreler 78

Tablo 5.2 Isı geri kazanımı sistemi için oluşturulan çalışma matrisi 78

Tablo 5.3 Parametrik çalışma matrisindeki her bir durum için elde edilen çıktılar 89

ÖZET

Ev Tipi Bir Bulaşık Makinesindeki Isı Geri Kazanımı Sisteminin Performansının Deneysel ve Numerik İncelenmesi

Umut MORDOĞAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

Geçmişten günümüze insanların ihtiyaçlarına cevap vermek ve günlük yaşamı kolaylaştırmak için pek çok alanda teknolojik geliştirmeler yapılmaktadır. Teknolojinin gelişmesi ve insan nüfusunun artması ile enerjiye olan talep her geçen gün artmaktadır. Bu enerji talebinin karşılanması için daha fazla doğal kaynak tüketimine ihtiyaç duyulmaktadır.

Doğanın ve dolayısıyla doğal kaynakların korunması için sürdürülebilirlik kavramı ön plana çıkmaktadır. Bu hususta bilim insanları ve kurumlar, küresel ısınmanın olumsuz etkilerini azaltmak için uzun yıllardır çeşitli çalışmalar yapmaktadır. Ayrıca Avrupa Birliği (AB) gibi kurumlar, küresel ısınmanın önüne geçmek için enerji verimliliği ile ilgili zorlayıcı standartlar ve kısıtlayıcı kurallar yürürlüğe koymaktadır.

Evsel ve endüstriyel uygulamalarda enerji verimliliğini arttırmak için birçok çalışma yürütülmektedir. Bu çalışma alanlarından biri, sistemden yüksek sıcaklıkta dışarı atılan suyun atık enerjisinin, ısı geri kazanımı yapılarak sisteme

girecek soğuk suya aktarılmasıdır. Böylelikle soğuk suyun ön ısıtılması sağlanarak enerji talebinin önemli bir kısmı karşılanmaktadır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, ev tipi bir bulaşık makinesinin mevcut konfigürasyonuna ısı geri kazanımı sistemi eklenmiş olup, ısı geri kazanımı uygulamasının bulaşık makinesi enerji tüketimi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Isı geri kazanımı işlemi bulaşık makinesinin mevcut çalışma algoritması değiştirilerek yapılmıştır ve yalnızca bulaşık makinesinin çalışma dinamiklerinden etkilenmektedir.

Isı geri kazanımı sisteminin performansının belirlenmesi için deneysel çalışmalar ve modelleme çalışmaları yapılmış olup, çıktıların karşılaştırılması ile geliştirilen model doğrulanmıştır. Doğrulanan bu model vasıtasıyla, ısı geri kazanımı sisteminin performansının arttırılması için parametrik bir çalışma yürütülmüştür. Yapılan çalışmalarda, ev tipi bir bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sisteminin eklenmesinin bulaşık makinesi enerji tüketimini önemli ölçüde azalttığı sonucuna varılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ev tipi bulaşık makinesi, atık su ısı geri kazanımı sistemi, ısı değiştiricisi, enerji tüketimi, enerji kazancı, etkenlik, modelleme

ABSTRACT

Experimental and Numerical Investigation of the Performance of a Heat Recovery System in a Domestic Dishwasher

Umut MORDOĞAN

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Supervisor: Prof. Dr. Derya Burcu ÖZKAN

From past to present, technological developments have been being made in many areas in order to respond to the needs of people and to facilitate daily life. With the development of technology and the increase in the human population, the demand for energy increases day by day. In order to meet the increasing energy demand, the consumption of natural resources increases dramatically.

The concept of sustainability comes into prominence for the protection of nature and therefore natural resources. In this regard, scientists and institutions have been conducting various studies for many years to reduce the negative effects of global warming. In addition, institutions such as the European Union (EU) enact compelling standards and restrictive rules on energy efficiency to prevent global warming.

Many studies are carried out to increase energy efficiency in domestic and industrial applications. One of these fields is the transferring of waste energy of the water discharged at high temperature to the cold water which will be taken into the system by recovering heat. Thus, a significant part of the energy demand is met by preheating the cold water.

In this Master of Science thesis, a heat recovery system was added to the existing configuration of a domestic dishwasher and the effect of heat recovery application on the energy consumption of the dishwasher was investigated. The heat recovery process is made by changing the current working algorithm of the dishwasher and is only affected by the working dynamics of the dishwasher.

Experimental studies and modelling studies have been carried out to determine the performance of the heat recovery system, and the developed model has been verified by comparing the obtained results. By means of this validated model, a parametric study was conducted to improve the performance of the heat recovery system. In the studies, it was concluded that the addition of a heat recovery system to a domestic dishwasher significantly reduces the energy consumption of the dishwasher.

Keywords: Domestic dishwasher, wastewater heat recovery system, heat exchanger, energy consumption, energy gain, effectiveness, modelling

1
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Son yıllarda teknolojinin gelişmesi ile enerjiye olan talep de artmaktadır. Enerji talebindeki artış doğal kaynakların tüketimini de arttırarak küresel ısınmayı önemli ölçüde tetiklemektedir.

Küresel ısınma ve onun negatif etkileri çok tartışılan konulardan biridir. Küresel ısınmanın önüne geçmek için bazı kurumlar önemli kararlar almışlardır. Bunun başlıca örneği olarak Avrupa Birliği (AB)'nin 195 ülke tarafından imzalanan Paris Antlaşması'nı yürürlüğe koyması gösterilebilir. Antlaşmanın temel amacı, enerji tüketiminin en azından %40 oranında düşürülmesiyle 2030 yılına kadar küresel sıcaklık artışını 2 °C'nin altında tutmaktır [1].

Bulaşık makinesi, buzdolabı, çamaşır makinesi gibi evsel cihazlar yerleşim alanlarındaki elektrik tüketiminde önemli bir yer tutmaktadır. Örnek olarak, AB bölgesindeki binaların yaklaşık %45'inde bulaşık makinesi kullanılmaktadır ve temel bir varsayımla bulaşık makinesinin 2030 yılındaki enerji tüketimi 15 milyon ton karbon emisyonuyla yaklaşık olarak 40 TWh/yıl olacaktır [2].

Evsel sistemlerdeki enerji verimliliği uygulamaları ile ilişkili literatürde sayısız çalışma bulunmaktadır. Bu çalışma alanlarından biri, sistemden uzaklaştırılan yüksek sıcaklıktaki hava, su gibi bir akışkanın atık enerjisinin ısı geri kazanımı yapılarak sisteme girecek soğuk akışkana aktarılması üzerinedir.

Ev tipi bir bulaşık makinesi veya konutlardaki duş üniteleri gibi atık sıcak su oluşumunun gerçekleştiği sistemlerde ısı geri kazanımı yapılarak enerji tasarrufu sağlanabilmektedir. Yüksek sıcaklıktaki atık su borular aracılığı ile drenaj edildiğinden, bu sistemlerde ısı geri kazanımı işlemi yapılırken genellikle bir ısı değiştiricisi kullanılmaktadır. Seçilen ısı değiştiricisinin geometrisi ve yerleşimi uygulandığı sisteme göre değişmekle birlikte, sistem verimliliğini önemli ölçüde etkilemektedir.

Isı geri kazanımı sisteminin verimliliği temel olarak ısı transferi mekanizmasına bağlıdır. Isı geri kazanımı uygulaması ile elde edilen enerji kazancı; akışkan tipine, iki akışkan arasındaki sıcaklık farkına, kütlesel debiye, basınç düşümüne, ısı değiştiricisi tasarımına, ısı değiştiricisi malzemesinin ısıl iletkenliğine ve ısı geri kazanımı süresine göre değişkenlik gösterebilir. Sonuç olarak maksimum seviyede enerji kazancı elde edilebilmesi için, sistem özelinde optimizasyon çalışması yapılmalıdır.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, su depolama özelliğine sahip ev tipi bir bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sistemi entegre edilerek, ısı geri kazanımı uygulamasının bulaşık makinesinin enerji tüketimi üzerindeki etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır. Bulaşık makinesinin mevcut çalışma algoritması değiştirilerek algoritmaya ısı geri kazanımı adımı eklenmiş ve bu algoritma ile deneysel çalışma yapılmıştır. Yapılan deneysel çalışma sonrasında bir modelleme programında bulaşık makinesi modeli oluşturulmuş ve bu model deneysel sonuçlar ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Doğrulanan model ile ısı geri kazanımı uygulamasının performansının arttırılması için parametrik bir çalışma yürütülmüştür.

1.3 Hipotez

Ev tipi bir bulaşık makinesine uygulanan ısı geri kazanımı sistemindeki enerji kazancı, atık sıcak sudan kazanılan enerji ile bulaşık makinesinden kaybedilen enerji arasındaki net farktır. Atık sıcak suyun enerjisinin temiz soğuk suya aktarılması sistemdeki enerji girdisi iken, sirkülasyon pompasının enerji tüketimi ve bulaşık makinesinin ısı kaybı sistemdeki enerji çıktısıdır. Bulaşık makinesinin ısı kaybı, ısı geri kazanımı süresine ve ortam sıcaklığına bağlıdır. Çalışmalar süresince ortam sıcaklığı sabit iken, ısı geri kazanımı süresinin belirlenmesi için sistem optimizasyon çalışması yapılmıştır. Isı geri kazanımı işleminin belli bir noktasında, atık sıcak su ile temiz soğuk su arasındaki sıcaklık farkı azaldığından, makine ısı kaybı temiz soğuk su enerji kazancının önüne geçerek, bu noktadan sonra enerji kazancı enerji kaybına dönmektedir. Isı geri kazanımı için kullanılan ısı değiştiricisinin malzemesi de ısı geri kazanımı performansını doğrudan etkilemektedir. Yüksek ısı iletim katsayısına sahip malzemeden üretilmiş ısı

değiştiricisi daha yüksek enerji kazancı sağlamaktadır. Sistemdeki ısı kaybının azaltılması, ısı geri kazanımında kazanılan enerji miktarını arttırmaktadır.

2
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Tez çalışmasının literatür araştırması bölümünde, bulaşık makinelerinde ısı geri kazanımı sistemi uygulamaları ve sistem performansı ile ilgili yapılan çalışmalar incelenmektedir.

Bansal ve arkadaşlarının (2011) yaptığı çalışmada [3], evlerde enerji tüketimi yapan yedi temel cihazda (buzdolabı-dondurucu, bulaşık makinesi, çamaşır makinesi, kurutucu, elektrikli ocak, gazlı fırın ve mikrodalga fırın) enerji tüketimini, azami talebi ve emisyonları düşürmek için seçeneklerin, potansiyel engellerin ve risklerin genel bir bakışı sunulmaktadır. Bu makale, temel olarak ABD pazarındaki cihazlarda gelişmiş teknolojilerin kullanımı ile elde edilebilecek potansiyel enerji kazançlarına odaklanmaktadır. Her bir teknolojinin önemi ve kullanışlılığı; enerji kazancı, maliyet ve kompleksite bakış açısında, cihazların enerji verimliliğini iyileştirmek adına ARGE ihtiyaçlarını önceliklendirmek için değerlendirilmiştir. Önemli enerji kazançları elde edilebilmesine rağmen, çoğu durumdaki büyük engellerden biri yüksek yatırım maliyetidir. Bu konuyu ele almanın ve yeni teknolojilerin tanıtımını teşvik etmenin bir yolu, maliyet engelleyici olmayan Minimum Enerji Standartları oluşturarak ve hem üretici hem de tüketiciler için enerji verimli ürünleri teşvik ederek tüm üreticiler için oyun alanını eşitlemektir.

Bazı cihazların ister istemez arka arkaya veya eş zamanlı çalışmamasından dolayı, enerji depolama çok önemli bir faktördür ve cihaz atık ısısını optimize etmektedir. Bu durumda, bir sıcaklık aralığındaki (soğutma, ısıtma ve yeniden ısıtma gibi) enerji depolama yeterliliğini geliştirmek gereklidir. Ek olarak, her bir cihazdan ve her bir cihaza transfer edilen ısı için bir araç gereklidir.

Bulaşık makinesindeki çeşitli araçlar ile atık ısı geri kazanımı yapılarak enerji kazancı sağlanabilmektedir. Bu şekilde yapılacak ısı geri kazanımı ile elde edilen enerji kazancı potansiyeli %17 kadardır.

Atık ısı geri kazanımının uygulanması için çeşitli engeller bulunmaktadır. Başlıca engel, düşük sıcaklıkta, dolayısıyla düşük kalite ısıda ısı geri kazanımı yapmak için gerekli olan ilk yatırım maliyetidir. Diğer engeller ise; iki akışkan arasında düşük sıcaklık farklarında çalışan yeni ısı değiştiricilerindeki boşluklar, hızlı hareket eden enerji depolama ortamındaki boşluklar (şarj ve deşarj oranları), enerji depolama konumu; alan ve ağırlık kısıtları, atık ısı geri kazanımı sistemlerinin alana özgü olması, dolayısıyla pahalı olmasıdır.

Sonuç olarak, buzdolabı-dondurucu, bulaşık makinesi, çamaşır makinesi, kurutucu, elektrikli ocaktaki toplam enerji kullanımı, atık ısı geri kazanımı ve yasal geliştirmeleri içeren birçok strateji ile, sırasıyla %50, %17, %43, %50 ve %45 oranında düşürülebilmektedir.

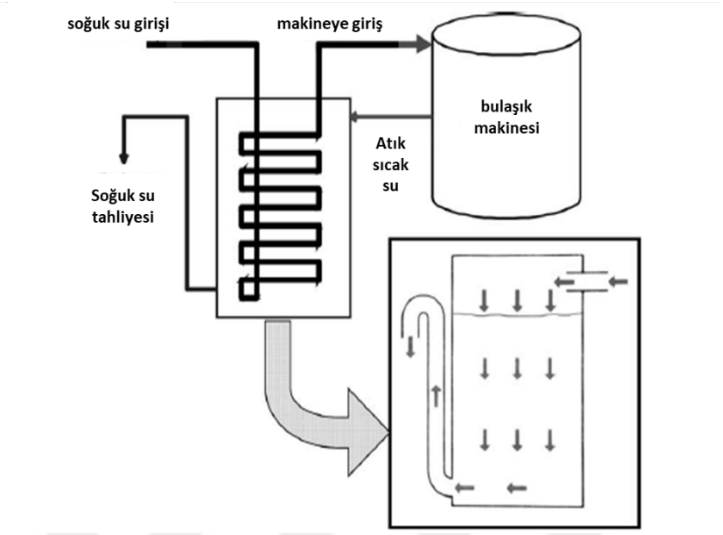
Paepe ve arkadaşları (2003) [4], bir bulaşık makinesi için bir ısı geri kazanımı sistemini önermekte ve analiz etmektedir. Isı geri kazanımı bulaşık makinesi atık suyundan gelen ısının bulaşık makinesine giren temiz suyu ısıtmak için kullanılmasına dayanmaktadır. Enerji geri kazanımının potansiyeli teknik ve ekonomik açıdan çalışılmaktadır.

Bulaşık makinesinin ısı geri kazanımı potansiyeli temel olarak tahliye edilen sıcak sudaki ısının kullanılmasına dayanmaktadır. Bunu yapmak için en verimli yol bu ısının bir miktarının soğuk suya aktarılmasıdır. Bulaşık makinesinde ısı geri kazanımı iki koşul altında yapılabilir; atık su sıcaklığı yeterince yüksek olmalıdır ve ısıyı geri kazanabilmek için sonraki çevrim bir ısıtma çevrimi olmalıdır.

Atık ısı geri kazanımı yapılabilmesi için deneysel bir prototip oluşturulmuştur. Bulaşık makinesinden tahliye edilen sıcak su bir silindirik tanka doldurulmaktadır. Bu tankın içerisinde soğuk suyun akması için bir spiral boru vardır. Isı kayıplarını önlemek için silindir tankın dışı yalıtılmaktadır. Şekil 2.1 bu prensibi göstermektedir.

Sıcak su tankı dikkate alındığında iki muhtemel yöntem önerilmektedir. Birinci sistemde tankın çıkışına bir vana eklenmektedir. Sıcak su tanka girmeden önce, temiz su tarafından soğutulmuş olan su tankın dışına tahliye edilebilmektedir. Bu şekilde, sıcak suyun ısısı optimum şekilde kullanılmaktadır. Bu sistemi bir bulaşık makinesine uygulamak için vananın makine tarafından elektronik şekilde kontrol

edilmesi gerekmektedir. Bu vana ürünlerde nadiren bulunmaktadır ve oldukça maliyetlidir. Yeni bulaşık makinesi tasarımındaki ısı geri kazanımı sistemi bu problemi çözebilmektedir.



Şekil 2.1 Bir bulaşık makinesi ve girdap giriş sistemi için ısı geri kazanımı sisteminin prensip tasarımı

Mevcut bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sistemi eklemek için valfi olmayan bir sistem tasarlanmıştır. Sistemin çalışma prensibi Şekil 2.1'de gösterilmektedir. Sıcak su silindirik tankın tepesinden girmektedir. Suyun hızı duvara teğettir. Sonuç olarak akış girdap şeklindedir. Tankın alt tarafından daha soğuk olan su tahliye edilmektedir. Bunun nedeni sıcak suyun üstten giriş yapmasıdır. Tepedeki teğet akıştan dolayı, sıcak ile soğuk suyun karışımı minimum seviyededir. Böylelikle doldurma-boşaltma tamamlandıktan sonra oldukça yüksek sıcaklıkta su elde edilmektedir.

Spiral borunun performansını doğrulamak için ilk test serisi yapılmıştır. Tank içindeki su sabit sıcaklıkla başlamaktadır. Bulaşık makinesinden ayrılan suyun sıcaklık aralığını simüle etmek için silindirik tank 70, 60, 50 ve 40 °C suyla doldurulmuştur. Homojen bir sıcaklık elde etmek için sıcak su tüm sistem boyunca sirküle edilmektedir. Devamında sıcak su pompası durdurulmaktadır ve soğuk su devresi istenilen debide açılmaktadır. Soğuk su iki farklı debide test edilmiştir: 4,8 L/dk ve 11,5 L/dk. Ölçümler 11,5 L/dk için 30 s, 4,8 L/dk için 60 s yapılmıştır.

Soğuk su debisinin daha düşük olması durumunda, soğuk suyun sıcaklık yükselişi, büyük olması durumuna göre, daha büyük olacaktır. Tank içindeki sıcak suyun

başlangıç sıcaklığı yüksekse, soğuk suyun sıcaklık yükselişi daha fazla olmaktadır. Bulaşık makinesi doldurma-boşaltma işlemi süresince geri kazanılan ısı, daha düşük soğuk su debilerinde daha büyüktür.

İkinci test serisi girdap doldurma sisteminin performansını doğrulamak için uygulanmıştır. Silindirik tank soğuk su ile doldurulurken, öncelikle rezistans ısıtıcı sisteminde sıcak su üretilmiştir. Devamında, sıcak su silindirik tankla gönderilmiştir. Böylelikle tankın içindeki soğuk dışarı atılmaktadır. 3 farklı debide testler yapılmıştır: 6,9; 3,3; 1,7 L/dk. Her bir debide tank içinde 5,5 L hacim elde etmek için pompa çalışma süresi ayarlanmıştır.

Debi yeterince yüksek olduğunda soğuk su dışarı hızlıca yönlendirilmekte ve tankın tepesinde girdap iyi bir şekilde oluşturulmaktadır. Sıcak ve soğuk suyun karışımı sınırlıdır. Sonuç olarak, makine tahliyesinden sonra tank içerinde oldukça yüksek sıcaklık elde edilmektedir. Öte yandan debi düşük olursa, önemli derecede karışım olmaktadır. Bu durum tank içinde daha düşük sıcaklık ve homojen olmayan sıcaklık sonucunu doğurmaktadır. Bulaşık makinesi boşaltma işlemi boyunca debinin yeterince büyük olduğu durumda, dolayısıyla tahliye süresinin yeterince küçük olduğu durumda, bu sonuçlar girdap doldurma sisteminin çalıştığını kanıtlamaktadır.

Öte yandan, tank içindeki 50 °C'lik su ve 20 °C'lik soğuk su giriş sıcaklığı için boru uzunluğuna bağlı olarak performans incelenmektedir. 15 m boru boyu için, soğuk su 1 s'de 38,5 °C'ye kadar, 60 s'de 29 °C'ye kadar ısıtılabilmektedir. 60 s bu debi için bulaşık makinesinin doldurma süresidir. Boruyu uzatmak sıcaklıkta önemli bir artış vermemektedir, çünkü çıkıştaki suyun sıcaklık eğrileri hızlıca düzleşmektedir. Ek olarak, 15 m'den daha uzun bir boruyu sisteme yerleştirmek zordur.

Bulaşık makinesinde sıcak su tahliyesinin yapıldığı 4. ve 5. adımda 15 m'lik bir boru alınarak valfli ve valfsiz (girdap doldurmalı) çalışma koşulları için tasarımın performans değerleri ve ekonomik değerleri irdelenmektedir. Girdap doldurmalı sistem ile Adım 4'te 244.662 J ve Adım 5'te 222.890 J ısı geri kazanımı yapılabilmektedir. Isı değiştirici iki çevrim için talep edilen ısıtmanın 25%'ini geri kazanabilmektedir. Valfli sistem ile Adım 4'te 367.900 J ve Adım 5'te 266.632 J

ısı geri kazanımı yapılabilmektedir. Buradaki ısı geri kazanımı oranı ise %34 olmaktadır.

Valfli ve valfsiz sistemin ekonomik değerlendirilmesi yapılmaktadır. Girdap doldurma sistemi için yıllık kazanç 6,4 € iken, valfli sistem için 8,7 €'dan fazladır, çünkü tank içinde daha yüksek sıcaklık elde edilebilmektedir. Valfli sistemin geri ödeme süresi (13,2 yıl) girdap doldurmalı sistemin geri ödeme süresinin (6,4 yıl) iki katından fazladır. Dolayısıyla, bulaşık makinesi ömrü ile kıyaslandığında girdap doldurmalı sistem ekonomik açıdan daha uygulanabilirken, valfli sistem değildir.

Pomianowski ve arkadaşları (2020) [5], enerji açısından evsel sıcak suyun (DHW) performansını geliştirmekle alakalı son yıllarda sunulan çalışmaları bir araya getirmekte ve sunmaktadır. Makalenin ilgi alanı ve içeriğinde bu alanla oldukça ilgili olan konulara değinmek amaçlanmaktadır. Bu makale DHW üretimi, dağıtımı ve sirkülasyonu, atık ısı geri kazanımı ve kontrol stratejileri konularında enerji verimli DHW'yi elde etmek için yeni aksiyonlara odaklanmaktadır.

DHW için enerji kullanımı, konutlarda ihtiyaç duyulan toplam enerjinin yaklaşık %15-40'ına tekabül etmektedir. Yapılan son çalışmalar, DHW sistemlerinin enerji veriminin şaşırtıcı derecede düşük ve tahliye noktasına ulaşmadan önce sıcak sudan kaybedilen ısı enerjisinin çok olduğunu göstermektedir. DHW üretimi ve dağıtımının verimi; tesisat yerleşimi, boru çapı-konumu, yalıtım seviyesi, su deposu boyutu, kullanılan sıcak su miktarı ve zamana bağlı DHW tüketim profili gibi sistemdeki kritik parametrelerden dolayı değişkenlik göstermektedir.

Enerji korunumu için ilgi çekici tekniklerden biri de atık sudan ısı geri kazanımıdır (DHWR). Bu yeni bir teknoloji değildir, fakat hala çok yaygın uygulanmamaktadır. İngiltere, ABD, Hollanda gibi ülkelerde bu alanda daha fazla çalışma vardır.

Genelde binaların enerji performansı son yıllarda artmasına rağmen, tahliye edilen DHW ile ilgili ısıl kayıplar bina ısı kayıplarında önemli bir payı temsil etmektedir. Isı geri kazanımı ile atık sudan enerji tasarrufu elde edilebilir. Bu makalede, atık sudan ısı geri kazanımı düşüncesi bina çevresi ile kısıtlıdır ve kanalizasyon seviyesindeki şehirsel su ısı geri kazanımı tartışılmamaktadır.

Atık suyun içerdiği ısı potansiyeli oldukça önemlidir ve bu potansiyelle ilgili birçok yayın vardır. Borulardan çevreye olan ısı kaybı ısı geri kazanımı yerleşimi yapılırken dikkate alınmalıdır.

DHWR teknikleri oldukça umut vericidir ve yatay yerleşimler için verimlilik %40-50'ye dikey yerleşimlerde ise verimlilik %60'a kadar ulaşmaktadır. Bununla birlikte, ısı değiştiricinin DHWR optimizasyonu hesaba katılmalıdır. Buradaki temel nokta maliyet verimliliği ve en uygun geri ödeme süresinden ziyade, aşağıda belirtilen diğer parametrelere bağlı olan küresel verimliliktir.

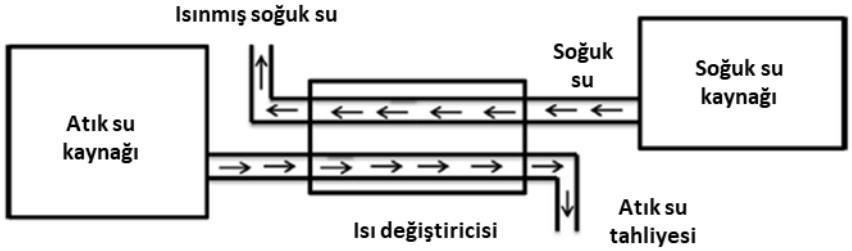
- DHW kullanım profili,
- Binaya özgü DHW entegrasyonunun maliyeti,
- Yerleşim – yatay ve dikey pozisyon,
- Isı değiştiricinin tahliyeden uzaklığı,
- Daha merkezi çözümlere kıyasla yerel DHW üretiminin maliyet verimi,
- Elektrik/gaz fiyatları,
- Mevsimsel soğuk su sıcaklığı değişimi

Öte yandan, ısı geri kazanımı sistemlerinin bakım ve uygulanabilirliği önemli bir rol oynamaktadır. Örneğin, ısı değiştiriciyi temiz ve verimli tutmak için periyodik temizlik kolay olmalıdır ve hatta gerekli bile olmamalıdır. Eş merkezli borular gibi basit geometriler ya da atık su borusunun dış çevresine yerleştirilmiş bakır spiral soğuk su boruları kirliliği ve dolayısıyla bakımı azaltabilir.

Başka bir ısı geri kazanımı çalışmasında, Ramadan ve arkadaşları (2016) [6], pek çok atık ısı geri kazanımı sistemlerine uygulanabilecek bir hesaplama prosedürü sunmaktadır. Bu hesaplama prosedürü, atık ısı geri kazanımı sistemlerini değerlendirmek ve analiz etmek için bir ön-hesaplama aracı olarak ya da mevcut sistemleri geliştirmek için bir optimizasyon tekniği olarak kullanılabilmektedir.

Atık su ısı geri kazanımı sisteminin (DWHRS) prensibi, atık sudaki ısı ile şebeke suyunun ısıtıcıya girmeden önce ısıtılması/ön ısıtılmasından oluşmaktadır. Aslında, herhangi bir drenajdan sonraki su sıcaklığı oldukça yüksektir. Başka bir deyişle, atık suyun sıcaklığı, soğuk bölgelerde 5 °C'nin altına kadar inebilen şebeke suyu sıcaklığına göre oldukça yüksektir. Isı transferi bakış açısına göre, atık su ile şebeke suyu arasındaki sıcaklık farkı, şebeke suyunun ısıtabilen bir ısı hızına

dönüştürülebilir. DWHRS (Şekil 2.2) bir ısı değiştirici olarak düşünülebilir. Isı değiştirici içerisinde sıcak akışkan olarak atık su ve soğuk akışkan olarak şebeke suyu bulunmaktadır. Sistemin kalbini oluşturan ısı değiştiricisi tipine göre birkaç farklı DWHRS elde edilebilir. Bu çalışmada da kullanılan sarmal ve iç-içe borulu ısı değiştiricisi oldukça yaygın olarak kullanılan ısı değiştiricileridir.



Şekil 2.2 Atık su ısı geri kazanımı sisteminin (DHWRS) çalışma prensibi

Drenaj sisteminden ısı geri kazanımını çalışmak ve performansını analiz etmek için bir prototip yapılmıştır. Prototip beş ana parçadan oluşmaktadır; şebeke suyu deposu, su pompası, atık kutusu, elektrikli ısıtıcı ve sarmalısı değiştiricisi. Şebeke suyu deposu 60 L hacimli plastik bir depodur ve sisteme su sağlamaktadır. Su pompası, sistemde suyun dolaşması için gerekli su basıncını sağlamaktadır. Devrede belirlenen su debisini kontrol etmek için pompanın aşağı akış yönünde bir kontrol vanası kullanılmaktadır. Atık kutusu drenaj öncesinde sıcak suyu taşıyan drenaj bölgesini temsil etmektedir ve bu kutu bir duş haznesi, bir lavabo, bir bulaşık makinesi, bir çamaşır makinesi vb. olabilir.



Şekil 2.3 Geri kazanımı sisteminde kullanılan sarmal ısı değiştiricisi

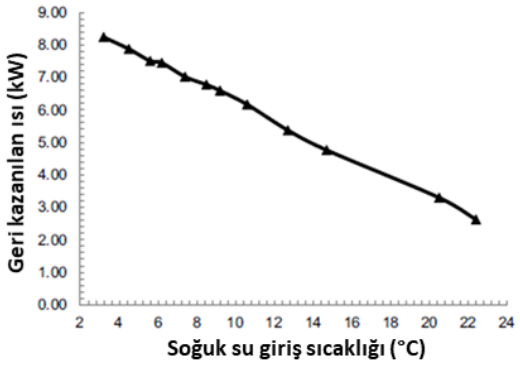
Isı değiştiricisi borusu boyunca akan suyu ısıtmak için 50 L hacimli yalıtımlı bir boyler kullanılmaktadır. Sarmal ısı değiştirici, Şekil 2.3'te gösterildiği gibi, 41,3 mm iç çapa, 1,2 mm kalınlığa ve 70 cm uzunluğa sahip dairesel bakır bir boruyla çevrili olan, 0,6 mm kalınlığa ve 12,7 mm iç çapa sahip bakır bir borudan

oluşmaktadır. Dairesel bakır boru drenaj borusu olarak kullanılmaktadır ve drenaj kutusuna doğrudan bağlıdır.

Deneylerin ikinci seti, 0,058 kg/s'den 0,146 kg/s'ye değişen farklı soğuk su debileri (farklı değerlerdeki sıcak su debileri anlamında) için uygulanmaktadır.

Üçüncü set 40 °C'den 80 °C'ye değişen farklı sıcak giriş sıcaklıkları için gerçekleştirilmektedir. Soğuk giriş sıcaklıkları set 2 ve 3'teki her bir konfigürasyon için kaydedilmektedir ve 25 °C ile 40 °C aralığındadır.

Şekil 2.4, soğuk giriş sıcaklığının bir fonksiyonu olarak sistemdeki ısı geri kazanımının değişimini göstermektedir. Soğuk giriş sıcaklığı artarken kazanılan ısının yarı doğrusal bir şekilde azaldığı görülmektedir. Soğuk giriş sıcaklığı 3,2 °C'den 22,4 °C'ye artarken, kazanılan ısı 8,24 kW'tan 2,62 kW'a düşmektedir.

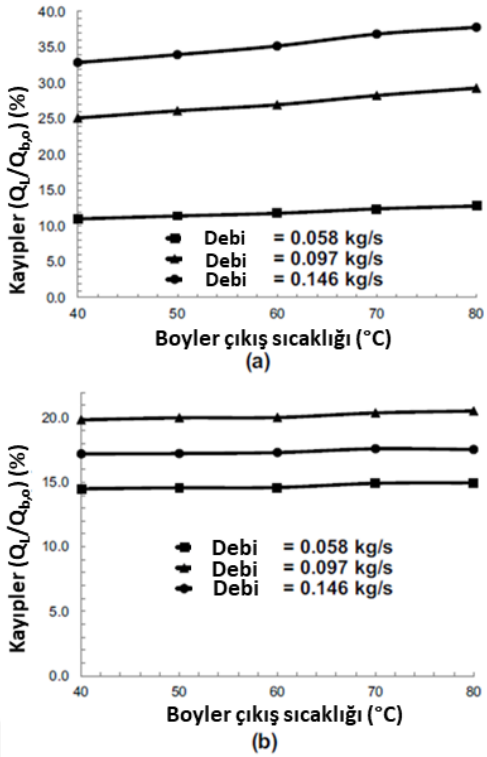


Şekil 2.4 Soğuk giriş sıcaklığının bir fonksiyonu olarak geri kazanılan ısı

Ek olarak, geri kazanım sisteminin verimi ve verimliliği soğuk giriş sıcaklığı ile düşmektedir. Bu düşüş 20 °C fark için 50%'ye ulaşabilmektedir.

Şekil 2.5, kayıp ısı değişimini ve $Q_l/Q_{b,o}$ kayıp ısı oranını, farklı soğuk su debilerindeki sıcak giriş sıcaklıklarına bağlı olarak göstermektedir. Q_L kaybedilen ısıyı, $Q_{b,o}$ ise boyler çıkış ısısını temsil etmektedir. Boyler çıkış sıcaklığındaki artış ile birlikte kayıpların da arttığı görülebilmektedir.

Soğuk su debisi 0,058 kg/s'den 0,097 kg/s'ye çıkarken ısı kaybı oranı artmaktadır, sonrasında daha yüksek debiler için düşmektedir. Şekilden de görüleceği üzere, 0,058 kg/s, 0,097 kg/s ve 0,146 kg/s kütlesel debiye denk gelen ortalama oranlar sırasıyla 14,7%, 20,2% ve 17,4%'tür.



Şekil 2.5 Farklı soğuk debiler için boyler çıkış sıcaklığının bir fonksiyonu olarak kayıpların (a) ve oranın (b) değişimi

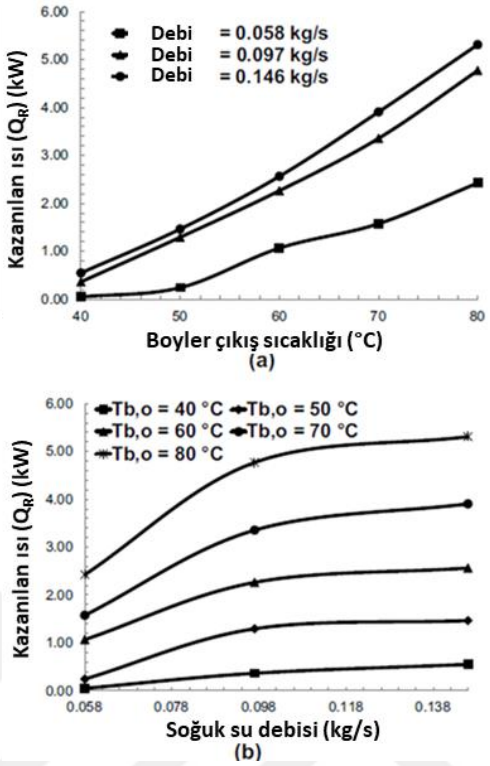
Şekil 2.6'da, soğuk su debisine ve boyler çıkış sıcaklığına bağlı olarak geri kazanılan ısının değişimi gösterilmektedir. Boyler çıkış sıcaklığıyla beraber geri kazanılan ısının da arttığı görülebilmektedir. Aynı zamanda, soğuk su debisinin artması ile de geri kazanılan ısının arttığı görülebilmektedir. Şekil 2.6b'den de görüleceği üzere, debi 0,058 kg/s'den 0,097 kg/s'ye çıkarken kazanılan enerji keskin bir şekilde artarken, bu değerden sonra neredeyse sabit kalmaktadır.

Soğuk su debisinin ve boyler çıkış sıcaklığının geri kazanım sistemi üzerindeki etkileri Şekil 2.7'de gösterilmektedir.

Isı değiştiricinin verimliliğinin boyler çıkış sıcaklığı ile arttığı görülebilmektedir. 0,058 kg/s soğuk su debisi için, boyler çıkış sıcaklığı 40 °C'den 80 °C'ye artarken, verimlilik değeri %2'den %23'e yükselmektedir. 0,097 kg/s ve 0,146 kg/s debileri için ise verimlilik değeri sırasıyla %9'dan %30'a ve %10'dan %21'e yükselmektedir.

Şekil 2.7b'de gösterildiği gibi, soğuk su debisi ile ilgili değişimlerde verimlilik eğrisi maksimum değere ulaşmaktadır. 60 °C boyler sıcaklığı için örnek olarak, soğuk su debisi 0,058 kg/s'den 0,097 kg/s'ye artarken verimlilik değeri %16'dan

%22'ye yükselmekte, devamında su debisi 0,097 kg/s'den 0,146 kg/s'ye artarken %16'ya düşmektedir.

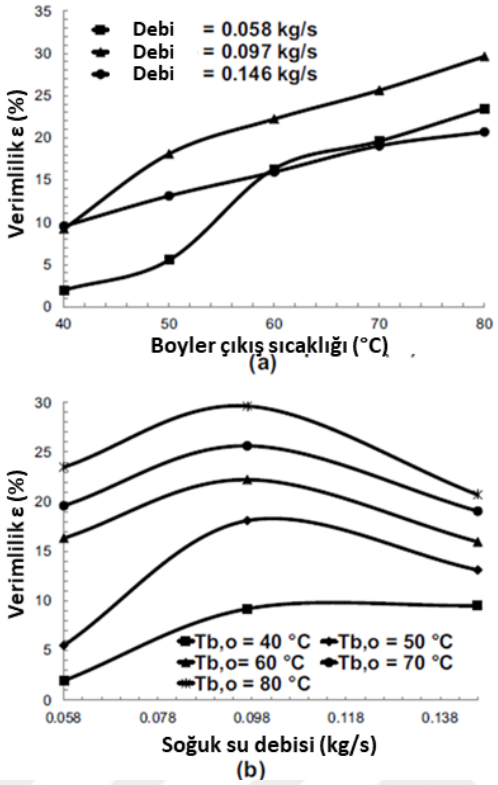


Şekil 2.6 Farklı soğuk debiye ve farklı boyler çıkış sıcaklığına bağlı olarak geri kazanılan ısıdaki değişim

Gösterilen sonuçlara dayanarak ve herhangi bir ısı değiştiricisi tipi kullanılarak, herhangi bir drenaj sistemine uygulanan bir geri kazanım sisteminin performansını tahmin etmeyi sağlayan yeni bir hesaplama prosedürü sunulmaktadır.

Hesaplama prosedüründeki girdiler; drenaj sistemi (duş teknesi, lavabo, bulaşık makinesi, çamaşır makinesi vb.) için gerekli olan şebeke deposundaki suyun kütlesel debisi, şebeke deposundaki suyun sıcaklığı ve sistem yapısı (duş uygulamasında su ısıtıcısı sıcaklığı gibi) ile ilgili olan su sıcaklığıdır. Hesaplama prosedürü bazı parametreleri, başlıca geri kazanılan ısıyı ve güç tüketimi düşüşünü tahmin etmektedir.

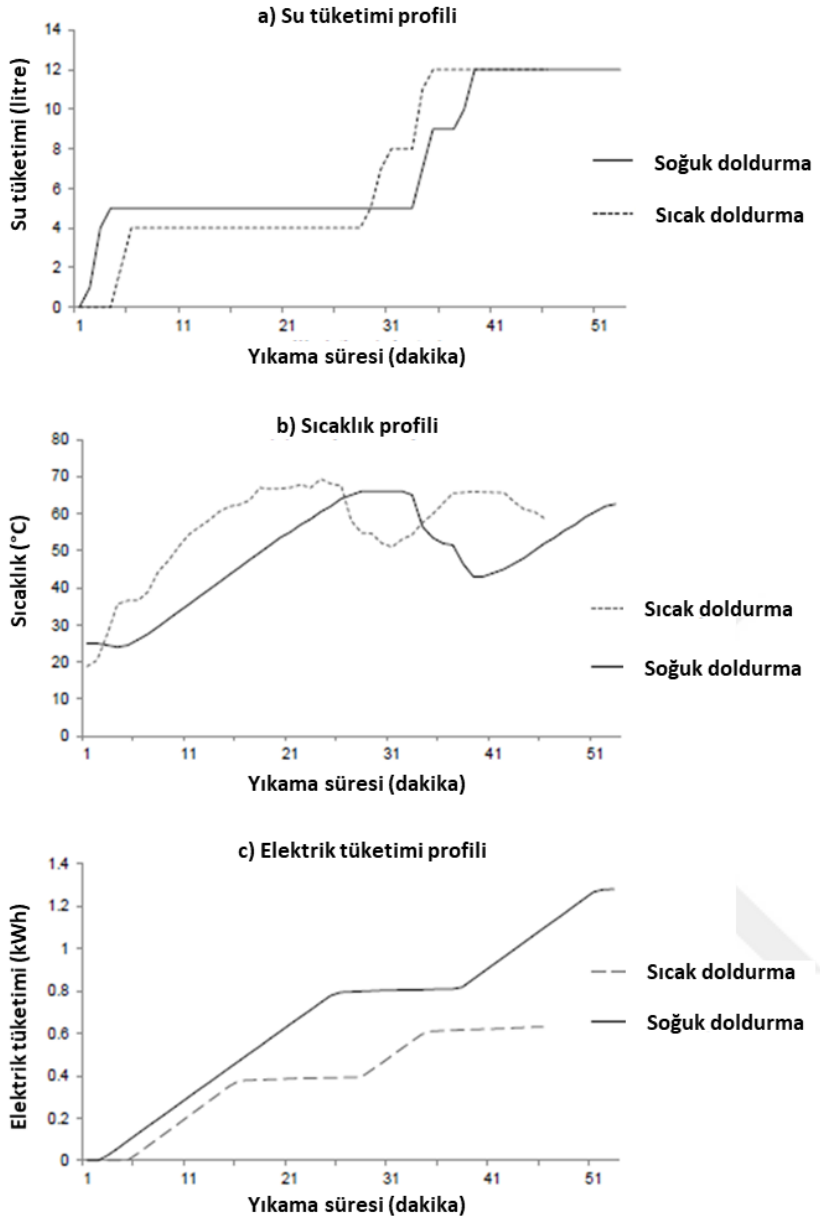
Deneylerle belirlenen parametrelere dayanarak önerilen sistematik yaklaşımın kullanılmasıyla, bir drenaj sisteminin ilk tasarımının yapılabileceği gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Farklı soğuk debiye ve farklı boyler çıkış sıcaklığına bağlı ısı değiştiricisi verimliliğindeki değişim

Saker ve arkadaşları (2015) yaptıkları çalışmada [7], karbon emisyonu, talep tarafı yönetimi ve yenilenebilir enerji entegrasyonu ile ilgili olarak, yıkama cihazlarına sıcak doldurma bağlantısı eklenerek elde edilebilecek potansiyel yararları araştırmaktadır. Sıcak ve soğuk doldurmalı cihazların ilk laboratuvar testi, sıcak dolum alımını optimize etmek için modifikasyonlarla sonuçlanmıştır ve yeni sayısal model farklı konfigürasyonlarda cihazlar elektrik kullanımını karakterize eden bir metot sunmaktadır.

Bu çalışma, elektrik talebini düşürmek ya da geçen zamanı düşürmek ve suyu ön ısıtmak için alternatif düşük karbon kaynaklarını kullanmak açısından, yeni sıcak doldurmalı cihazların sağlayabileceği potansiyel yararları elde etmeyi amaçlamaktadır. Sıcak ve soğuk doldurma performansı testlerini detaylandırarak, 26 cihazdan oluşan bir pilot çalışma raporlanmaktadır. Ek olarak, gerekli olan toplam ısı girişini tahmin etmek için bir sayısal yaklaşım geliştirilmektedir ve su ısıtma varsayımları aralığında elde edilebilecek enerji ve karbon performansının analizi yapılmaktadır.

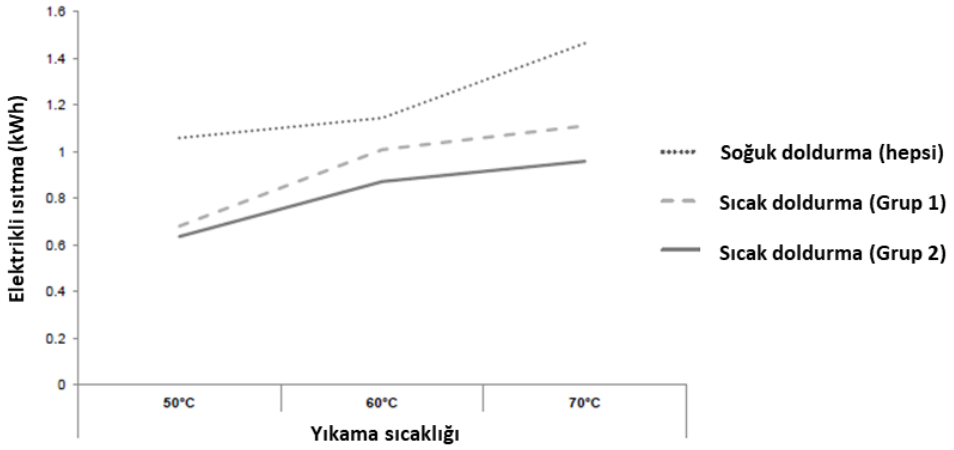


Şekil 2.8 60 °C hızlı ve temiz programında sıcak doldurmanın olduğu ve olmadığı durum için bulaşık makinesinin a) su tüketimi, b) yıkama sıcaklığı, c) elektrik tüketimi davranışı

Şekil 2.8, konvansiyonel kullanımı temsil eden 15 °C soğuk su beslemesine kıyasla 52 °C sıcak su beslemesi ile tam yüklü bir bulaşık makinesi programının davranışını göstermektedir. Durulama çevrimlerinin tamamı sıcak doldurma modunda sıcak su ile beslendiği için, cihazın iç sıcaklığı soğuk doldurma modunda gözlemlendiği gibi aynı seviyede düşmemektedir.

Düşük ve yüksek sıcaklığa sahip su beslemesine sahip makinelerle yapılan çalışmalar, doldurma sıcaklığının cihaz elektrik kullanımı üzerinde önemli bir

etkisi olduğunu göstermektedir. Şekil 2.9'daki bir bulgu, sıcak doldurma kullanımına sahip bir cihazın elektrik tüketimi düşümünü göstermektedir.



Şekil 2.9 Her bir yıkama sıcaklığı için doldurma tipine bağlı olarak bulaşık makinesi elektrik tüketimindeki düşüş

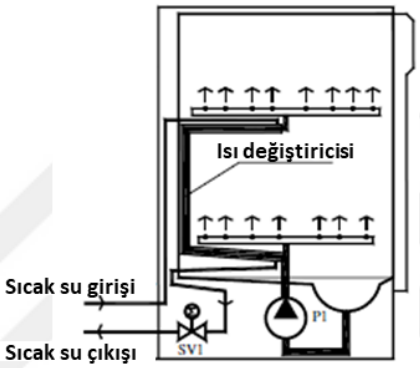
Şekil 2.9, cihaz ısıtma ve su doldurma tipi arasında güçlü bir ilişki olduğunu göstermektedir. Bulaşık makinesinde sıcak doldurma kullanımı ile %95 güven aralığında 0,465 kWh (%35) ile 0,528 kWh (%40) arasında kullanım başına ortalama enerji kazancı bulunmaktadır.

Sıcak doldurmalı cihazlar kullanmanın en büyük yararları; düşük karbonlu yakıt ya da yenilenebilir sıcak su beslemesinden ısı geldiği zaman elde edilmektedir. Solar su ısıtma sistemine sahip evler için, ana varsayımlar kullanılarak, karbon emisyonu 67 kgCO2 (%26)'ya kadar düşürülmektedir. En iyi durum senaryosu olan 52 °C kaynak sıcaklığının tamamen sıfır karbon kaynağından sağlanması durumunda, karbon emisyonu yalnızca soğuk doldurmalı çamaşır makinesi ve bulaşık makinesi ile kıyaslandığında, yıllık 105 kgCO2 (%41) düşürülebilmektedir. Sıcak su sıcaklığının ortalama 62 °C olması durumda, emisyon kazancı toplam 147 kgCO2 (%57)'ye artmaktadır.

Persson (2006) [8] tarafından yürütülen başka bir çalışmada, sıcak su sirkülasyonu döngüsü ile ısıtılan ve bir ısı değiştirici ile ısı transferi yapılan bir bulaşık makinesi ve bir çamaşır makinesinin prototipi değerlendirilmektedir. Bu çalışmada, makine soğuk su borusundan gelen suyu kullanmaktadır. Besleme suyu sıcaklığının 65-70 °C olması durumunda, ısıtma için gereken tüm enerjinin yer değiştirebileceğini gösteren ölçümler ve simülasyonlar uygulanmıştır.

Bulaşık makineleri ve çamaşır makinelerinde elektrik tasarrufu yapmak için onları sıcak su borusuna bağlamak (sıcak su beslemeli makineler) oldukça yaygındır. Modern makineler bulaşıkları/çamaşırları ve makineyi ısıtırken çok az su kullandığı için, ısıtma prosesinde çok fazla elektrik kullanımı ihtiyacı vardır. Dolayısıyla, ısıtma için kullanılan elektriğin tamamı sıcak su beslemeli makineler için yer değiştiremez. Ek olarak, bazı maddeler soğuk suda daha iyi temizlendiği için yıkama performansı daha kötü olacaktır.

Şekil 2.10'daki gibi evsel bir bulaşık makinesi yeniden kurulmuştur.



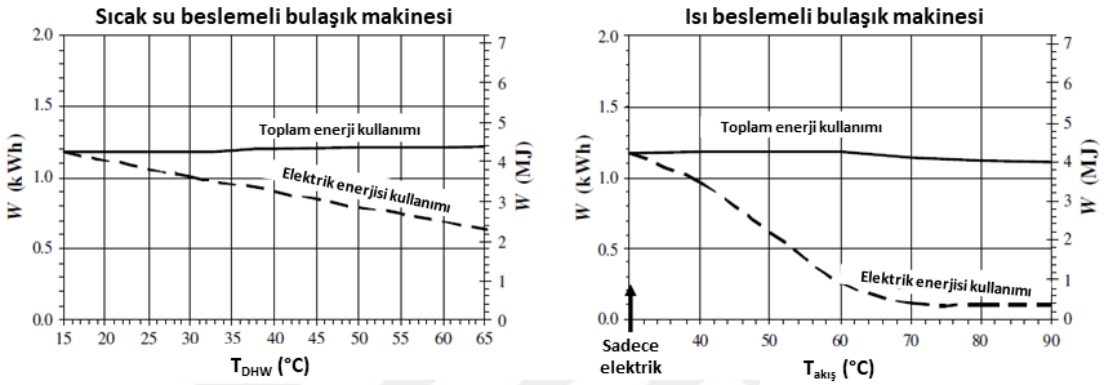
Şekil 2.10 Bulaşık makinesi prototipi diyagramı

Isı değiştiricisi bir iç içe borudur ve içteki boru 22 mm iç çapa ve dıştaki boru 28 mm iç çapa sahip bir bakır borulardan imal edilmiştir. Üst pervaneye giden boru ısı değiştiricisi ile yer değiştirilmektedir ve yıkama suyu ısı değiştiricisinin içteki borusundan pompalanmaktadır. İçteki borudaki debi yaklaşık olarak 0,6 kg/s'dir. Sıcak su, ısı değiştiricisine P1 pompası ve SV1 vanası ile sağlanmaktadır.

Yaklaşık 0,03 kg/s debi ile ısıtma devresinden geçen sıcak su, 1,47 m uzunluğundaki ısı değiştiricisinin iç ve dış borusu arasındaki boşluktan akmaktadır.

Bulaşık makinesi performansını elde etmek için bir modelleme çalışması yapılmıştır. Modelleme çalışmasında makinede ölçülen ve simüle edilen sıcaklık ve ısı değiştiricisindeki enerji kıyaslanmaktadır. Ölçülen ve simüle edilen değerler arasında uygunluk olduğunu göstermektedir. Transfer edilen enerjideki ve ısı hızındaki bağıl hata oranı %5'tir. Bununla birlikte, üreticilerin verileri ile kıyaslandığında, bilgisayar modelleri enerji talebini %10 kadar daha yukarıda göstermektedir.

Şekil 2.11'de simüle edilmiş bulaşık makinesi performansı sunulmaktadır. Isı beslemeli bulaşık makinesi ve 70 °C ilk su sıcaklığı için yalnızca 0,4 MJ (0,1 kWh) elektrik kullanılmaktadır. Sıcak su beslemeli bulaşık makinesi için sıcak su sıcaklığı yaklaşık 55 °C'dir ve elektrik talebi 2,7 MJ (0,75 kWh)'e düşürülebilmektedir. Isıtma için gerekli olan tüm elektrik talebi, ısı beslemeli bulaşık makinesi kullanılarak sağlanan ısı ile yer değiştirebilir. Sıcak su beslemeli bir makine için ise çok küçük bir kısmı kullanılabilir.



Şekil 2.11 Evsel sıcak su sıcaklığına (TDHW) bağlı olarak sıcak su beslemeli bulaşık makinesi için ve besleme sıcaklığına (Tflow) bağlı olarak ısı beslemeli bulaşık makinesi için simüle edilmiş enerji talebi (W)

Sonuç olarak, sıcak su beslemeli makineler, ısı beslemeli makinelerle eş zamanlı olan başlıca makinelerdir, ancak ısı beslemeli kavramı ile çok daha fazla elektrik tasarrufu sağlandığı gösterilmiştir. Daha düşük yıkama sıcaklığı sağlayan daha iyi deterjanların geliştirilmesi veya atık sudan ısı geri kazanımı gibi enerji tasarrufu önlemleri bu kavramla birleştirilebilir ve bunlar ısıtma için gerekli elektrik talebini, dolayısıyla ısı beslemeli kavramı için potansiyeli düşürmektedir.

Benzer olarak, Selimli ve arkadaşları (2019) [9], makine içerisindeki atık su ısısının şebekeden alınan temiz suya ısı geri kazanımı yapması durumunu deneysel olarak araştırmıştır.

Bu çalışmanın amacı evsel bulaşık makinelerinin enerji gereksinimini minimize etmeyi araştırmaktır. Daha düşük enerji tüketen bulaşık makinesi, son kullanıcı için daha düşük elektrik faturası, daha yüksek fiyat performans oranı ve daha düşük çevresel kirlilik anlamına gelmektedir. Daha düşük enerji tüketimine sahip bulaşık makineleri, ekonomideki enerji tüketim yükünü de düşürmektedir.

Bulaşık makinesinin üç yıkama programı için ısı geri kazanımı deneysel olarak çalışılmıştır: eko, hızlı, yoğun. Her bir program ön yıkama, ana yıkama, ilk durulama, ikinci durulama ve kurutmanın farklı operasyonel adımlarından oluşmaktadır. Hızlı program hariç diğer iki programda ön yıkama vardır. Ön yıkama, ana yıkama ve durulama adımlarının sonunda suyun yenilenmesi gerekmektedir. Atık sudan atılan ısı her bir yenileme adımında soğuk suya geri kazandırılabilir. Atık sudaki geri kazanılabilir enerji potansiyeli ortalama su sıcaklığı ile belirlenebilir.

Eko ve yoğun programın ön yıkama sıcaklıkları 19-45 °C arasındadır. Ana yıkamaya geçerken atık su tahliye edilmekte ve şebekeden temiz su ile makine doldurulmaktadır. Su 41 °C'den 58 °C'ye ısıtılmaktadır. Ana yıkama adımı sonunda su tekrar tahliye edilmektedir. İlk durulama adımı olan üçüncü adıma geçerken makine yeniden su almaktadır ve su sıcaklığı 32 °C ile 47 °C arasındadır. İlk durulama sonunda su tekrar tahliye edilmektedir. Son adım kurutma adımıdır ve sıcaklık aralığı 36 °C ile 55 °C'dir. Her su alma işlemi bir tahliye işlemi de gerektirmektedir.

Hızlı programın ana yıkama ve ilk durulama tahliye suyunun ısısı ilk durulama ve ikinci durulama için geri kazanılabilir. Eko ve yoğun programın ön yıkama, ana yıkama, ilk durulama tahliye suyunun ısısı ise, ana yıkama, ilk durulama ve ikinci durulama için geri kazanılabilir.

Atık sudan soğuk suya ısı geri kazanımı yapmak için kanat borulu ısı değiştiricisi ile 5 litrelik bir ısı değiştirici tankı oluşturulmuştur. Kanat borulu sarmal ısı değiştiricisi yalıtımlı deponun içerisine eklenmiştir ve şebeke hattı buraya bağlanmıştır. Yalıtımlı depo sıcak su tankı olarak kullanılmaktadır ve makine tahliye hattına bağlıdır. Deneysel kurulum Şekil 2.12(a-b)'de görülmektedir.

Deneyler iki farklı koşulda gerçekleştirilmiştir. İlk koşulda, ısı değiştirici tankı olmadan bulaşık makinesi çalışırken ölçümler yapılmıştır. Sonrasında, bulaşık makinesine ısı değiştirici tank eklenerek deneyler tekrar edilmiştir.

Deneylerin sonucunda; ana yıkamada, ilk durulamada ve ikinci durulamada doldurulan su, atılan sıcak su tarafından 15 °C'den 18,5 °C'ye; 23,5 °C'ye ve 22,5 °C'ye ısıtılmıştır. Hızlı programda, ana yıkamada atılan sıcak su ilk durulama için

doldurulan suyu 15 °C'den 33 °C'ye, ilk durulamada atılan sıcak su ikinci durulama için doldurulan suyu 28,5 °C'ye ısıtmıştır. Son olarak yoğun programda, ön yıkama, ana yıkama ve ilk durulamada atılan sıcak su ana yıkama, ilk durulama ve ikinci durulama için doldurulan suyu 29,5 °C; 35,5 °C ve 32,5 °C'ye ısıtmıştır.



Şekil 2.12 Isı değişim tankı (a) ve kanat borulu ısı değiştiricisi (b)

Buna göre, eko program süresince yeniden doldurulan sudan yaklaşık olarak 0,018 kWh; 0,044 kWh ve 0,039 kWh ısı geri kazanılmıştır. Hızlı program çalışırken ilk ve ikinci durulama adımında ısı geri kazanımı yaklaşık olarak 0,094 kWh ve 0,0705 kWh'dir. Yoğun program için ısı geri kazanımı yapılarak yeni doldurulan suya aktarılan ısı yaklaşık olarak 0,0757 kWh; 0,1071 kWh ve 0,0914 kWh'dir.

Eko, hızlı ve yoğun programları için bulaşık makinesinin enerji tüketimi sırasıyla 0,86 kWh; 0,948 kWh ve 1,459 kWh'ten 0,747 kWh; 0,814 kWh ve 1,188 kWh'e düşmektedir. Bulaşık makinesinin enerji verimliliği her bir program için yaklaşık olarak %13,14; %14,13 ve %18,57 artmıştır.

Bulaşık makinesi kullanımı orta-ölçekli evler için yıllık 280 çevrimdir. Türkiye'de ortalama bir aile 4 kişiden oluşmaktadır. Bulaşık makinesinin yıllık kullanımı ülkemizde ortalama 330 olarak varsayılabilir. Bir program için ortalama enerji tasarrufu 0,173 kWh olarak hesaplanabilir. Yıllık yaklaşık 57,1 kWh'e varan tasarruf elde edilebilir. Birim elektrik fiyatı 0,136$/kWh'tir. Bu fiyatla makine başına yıllık kazanç 7,77$'dır. kWh başına 369,23 g CO2 alınımı olduğu düşünüldüğünde, makine başına yıllık yaklaşık 21,08 kg daha az CO2 salınımı olacaktır. Isı değiştiricisi, yalıtımlı depo, hortumlar ve destekler için maliyet

yaklaşık olarak 52$'dır. Geri ödeme süresi yaklaşık olarak 6,7 yıl olarak hesaplanmaktadır.

Teke ve arkadaşları (2010) [10], maksimum net kazanç için en uygun atık su ısı geri kazanımı ısı değiştiricisi tipini ve alanını belirlemek için yeni bir model geliştirilmiştir. Çalışmada ilk olarak, teknik ve ekonomik parametrelere dayalı olarak hesaplanan bir boyutsuz E sayısı tanımlanmıştır.

Tüm ısı değiştiricisi tipleri için Denklem (2.1) kullanılabilmektedir. Bahsedilen boyutsuz E sayısı NTU ile ilgili olarak ısı değiştiricilerin verimliliğinin türevine eşittir. Her bir ısı değiştiricisi için hesaplanan bu türevlerin sonucu olarak, E sayısı ısı değiştiricisi tipine bağlı olarak NTU'nun ve Cr'nin bir fonksiyonu olarak belirtilmiştir. Aynı zamanda, E sayısının değişimini gösteren çizimler, her bir ısı değiştiricisi tipi için Cr ve ε-NTU grafiklerinin bir fonksiyonu olarak ayrı ayrı çizilmiş ve Şekil 2.13-2.18'de verilmiştir. E sayısı ve Cr oranının bilindiği durumlarda, NTU_{maks} değerleri ayrı ayrı çizilmiş ε-NTU grafiklerinden kolayca elde edilebilmektedir. Her bir ısı değiştiricisinin verimliliği NTU_{maks} değerlerini ve ısı kapasitesi oranını veren grafiklerden kolaylıkla okunabilir.

$$E = \frac{D}{B} = \frac{\text{BYM. Hu.}\eta}{U.F.\text{PWF.}3600\int_0^H (T_{h,i} - T_{c,i})dt} \tag{2.1}$$

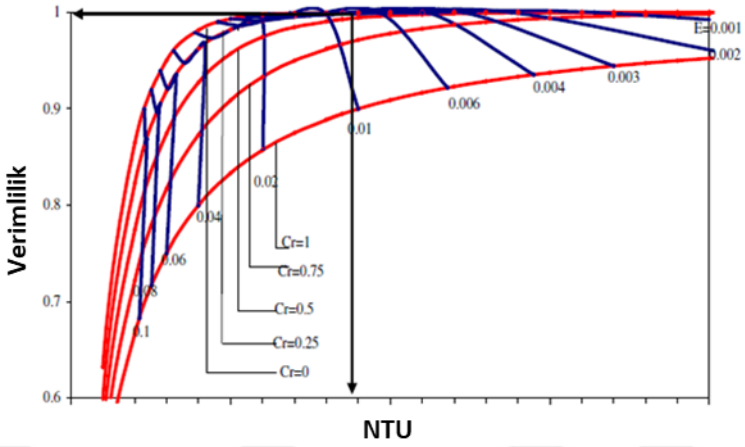
Burada, BYM birim alan başına ısı değiştiricisi yatırım maliyetini, Hu yakıt alt ısıtma değerini, η boyler verimini, U toplam ısı transfer katsayısını, F yakıt maliyetini, PWF güncel değer faktörünü temsil etmektedir.

Her bir ısı değiştiricisi tipi için elde edilen verimlilik, ısı değiştiricisi ile sağlanan maksimum ne kazanç ile doğru orantılıdır. En yüksek verimliliğe sahip ısı değiştiricisi, en yüksek net kazancın bu ısı değiştiricisi kullanılarak elde edildiği anlamına gelmektedir.

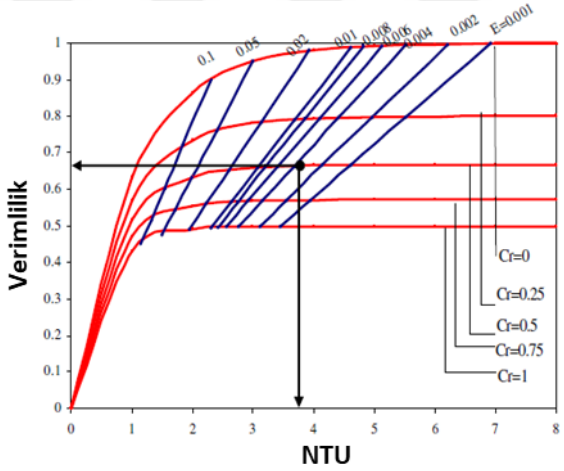
Sonuç olarak, önerilen model ve örnek hesaplama, ısı geri kazanımı sistemlerinde kullanılan maksimum net kazancı veren ısı değiştiricisini göstermenin yanında, ayrıca en iyiden en kötüye doğru ısı değiştiricilerin sıralamasını da vermektedir.

Toplam ısı transferi katsayısı, ısı değiştiricisi tipine bağlı olarak değişebilmektedir. Bu durumda model uygulanabilir, fakat E sayısı ısı değiştiricisi tipine bağlı olarak

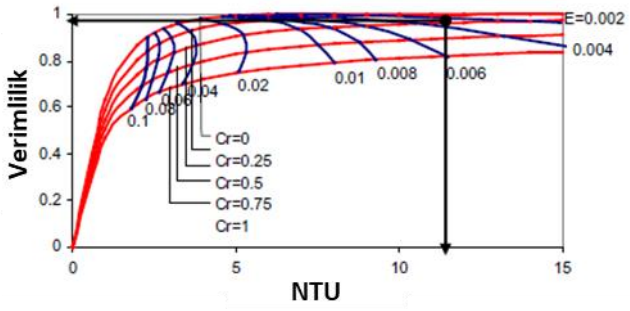
birbirlerinden farklı olacaktır. Bu E sayıları ve çizimler kullanılarak, maksimum net kazanç ve verimlilik elde edilebilir. Verimlilik ve net kazançlar kıyaslanarak, en iyi ısı değiştiricisi tipi belirlenebilir.



Şekil 2.13 Karşıt akışlı ısı değiştiricisi için verimlilik ve E sayısı

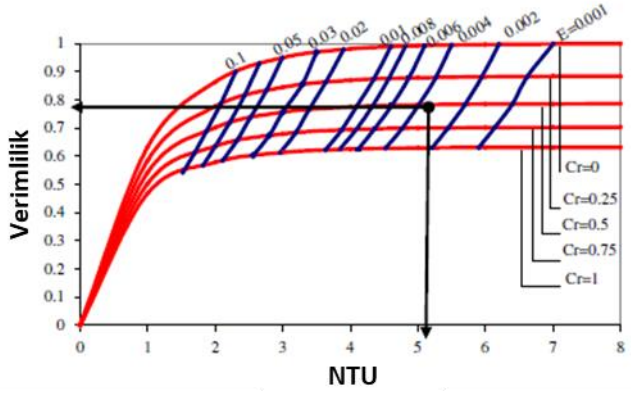


Şekil 2.14 Paralel akışlı ısı değiştiricisi için verimlilik ve E sayısı

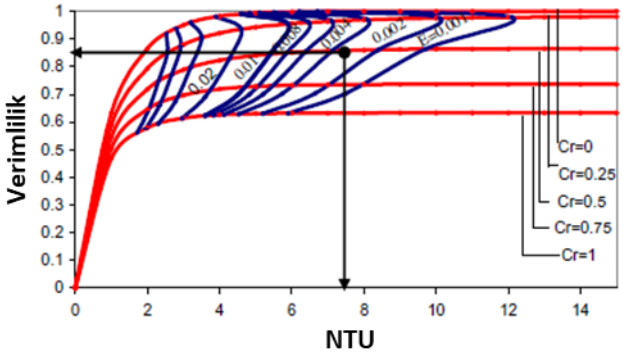


Şekil 2.15 İki akışkanın karışmadığı çapraz akışlı ısı değiştiricisi için verimlilik ve E sayısı

Morales-Ruiz ve arkadaşları (2016) [11], evsel uygulamalarda kullanılması için, akışkanla (su) maksimum temas alanına ve minimum hacme sahip özel bir konfigürasyona sahip PCM plakalı ısı depolama biriminin detaylı analizine odaklanmaktadır. Önerilen tasarım, bir termal sistem oluşturacak şekilde düzenlenmiş bir grup PCM plaka kapsülüne dayanmaktadır. Isı değiştirici prosesi PCM plaka kapsülleri ve su akışı arasında meydana gelmektedir. Isı depolama birimi, ısı kaynağı olan (atık ısı) atık suyun özgül kütlesi ile çalışmak için tasarlanmaktadır. PCM plakalarına dayalı özel bir depolama ve ısı geri kazanımı birimi geliştirmek için sayısal ve deneysel bir strateji kullanılarak ilgi çekici bir tasarım elde edilmektedir. Tasarlanan PCM plakalı ısı depolama birimi gerçek bir ev cihazına entegre edilmiş bir DWHR olarak kullanılabilir. Bu birimin ısıl performansı, DWHR alanındaki diğer teknik literatürlerde raporlanan en yüksek değerlere benzer şekilde bir ısı geri kazanımı oranında değerlendirilmektedir.



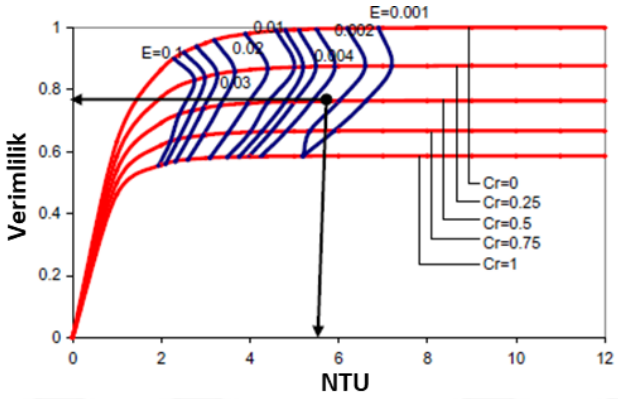
Şekil 2.16 Çapraz akışlı C_{maks}(karışım), C_{min}(karışık olmayan) için verimlilik ve E sayısı



Şekil 2.17 Çapraz akışlı C_{min}(karışım), C_{maks}(karışık olmayan) için verimlilik ve E sayısı

Önerilen PCM plakalı ısı depolama biriminin ısıl performansını çalışmak için bir deney düzeneği kurulmuştur. Test düzeneğinin tasarımı, çalışma periyodu boyunca test biriminden kazanılan/bırakılan ısıl enerjiyi belirlemek amacıyla, analiz edilen ısıl prosesin geçici koşulu hesaba katılarak yapılmıştır. Elde edilen deneysel veriler tüm ısı depolama sistemini simüle etmek için uygulanan sayısal modellemeyi doğrulamak için kullanılmaktadır.

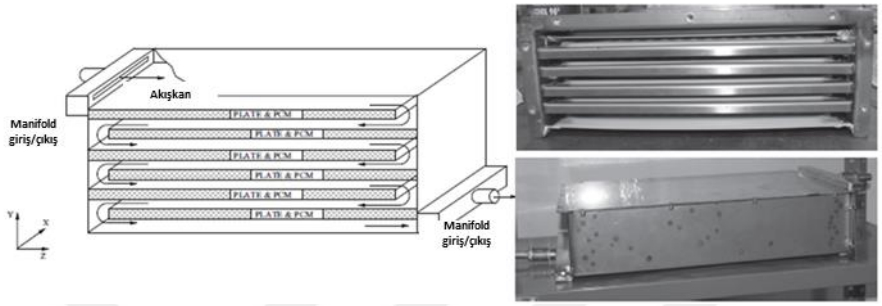
Düzenek, akışkanı ısı depolama birimine beslemek için iki adet 25 L paslanmaz çelik tank (soğuk akışkan ve sıcak akışkan tankı), farklı sıcaklıklarda çalışan üç farklı ısı kaynağı (ısıl banyolar), tüm devre boyunca akışkan akışını kontrol etmek için bir grup elektromekanik vanalar ve sıcaklık, basınç ve debiyi ölçmek için bir grup enstrümandan oluşmaktadır.



Şekil 2.18 Gövde borulu ısı değiştiricisi bir gövde geçişi (2,4, … boru geçişi) için verimlilik ve E sayısı

Isı depolama birimi, üç adımdan oluşan bir prosedür ile test edilmiştir: (i) Hazırlık, test biriminde ilk sıcaklığı elde etmek için ısı depolama biriminden bir su akışı geçmektedir. Birkaç dakika sonra ve ısı depolama biriminin girişindeki ve çıkışındaki akışkan sıcaklıkları arasındaki fark doğrulandıktan sonra, deneysel kurulum ısı depolama testine başlamak için hazırdır. (ii) Isıl şarj, tanımlanmış su hacmi tank 2'den ısıl depolama birimine yüksek sıcaklıkta akmaktadır. Bu akışkan akışı ısı depolama birimine ısıl enerjinin bir kısmını aktarmaktadır. Sonuç olarak, akışkan akışı çıkışındaki sıcaklık düşmektedir. (iii) Isıl deşarj, sıcak su hacmi devreden geçer geçmez ve ısı depolama birimi ısıl olarak şarj olur olmaz, ikinci bir su hacmi düşük sıcaklıkta tank 1'den ısı depolama birimine akmaktadır. Bu su akışı, şarj hacmi akışına kıyasla karşıt-akım yönündedir. Soğuk akışkan akışı test birimine ulaştığında, PCM levhaları ısıl deşarj prosesindeki akışkan akışına önceden depo edilen ısıl enerjinin bir kısmını aktarmaktadır. Sonuç olarak akışkan akışı çıkışındaki sıcaklık artmaktadır.

Tasarlanan PCM levhalı ısı depolama birimi, dallara ayrılmadan tek bir akış yönünde akışkanın (suyun) içinden hareket ettiği bir paralel borudan oluşan dış gövde konfigürasyonu ile karakterize edilmektedir. Isı depolama birimi, paslanmaz çelik levhaları ile üretilmiş bir metalik kutudan oluşmaktadır. Bu cihaz, iki PCM levhası arasında bir dizi kanal oluşturmak için özel bir yapıdaki bir grup PCM levhası içerecek şekilde tasarlanmıştır (Şekil 2.19).



Şekil 2.19 PCM levhalı ısı depolama biriminin şematiği ve önden-yandan görselleri

Ev tipi bir çamaşır makinesindeki ısı depolama cihazı olarak kullanılacak uygun bir PCM plakalı ısı depolama birimi tasarımını tanımlamak için öncül bir sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Ev tipi bir çamaşır makinesinin özgül sıcaklıkları ve debileri tasarım prosedürüne kullanılmıştır. Farklı parametrelerin etkileri analiz edilmiştir: (i) tekli geçiş (sp) ve çoklu geçiş (mp) düzenine dayalı PCM levhalı ısı depolama konfigürasyonu; (ii) şarj ve deşarj arasındaki rölatif akış yönü, karşıt akış (cc), eş yönlü akış (co); (iii) PCM'lerin farklı türde kullanımı (aynı erime sıcaklığına sahip inorganik PCM1 ve organik PCM2 kullanılmıştır); (iv) kullanılan PCM plakası kapsülü sayısı; ve (v) ısıl şarj prosesi süresi. $\Omega = Q_{recovery} = Q_{reference}$, olarak değerlendirilen boyutsuz geri kazanılan ısı, 10 PCM2 plakasına, çoklu akış düzenine ve karşıt-akım akışına dayanan bir konfigürasyondan elde edilen ısı referans olarak kullanılarak, simüle edilen farklı alternatiflerin ısıl performansını belirlemek için kullanılmıştır.

Sayısal sonuçlar analiz edildiğinde, en yüksek ısı geri kazanımı 16 PCM levhası kapsülü kullanarak ve karşıt-akım akışı uygulanarak bir çoklu akış konfigürasyon ile elde edilmektedir. Isı geri kazanımı ve PCM levhası sayısı arasındaki ilişki doğru orantılıdır, fakat lineer değildir. Önceki sonuçlara bakıldığında, PCM2, mp ve co akışı için 2 PCM levhası (8'den 10'a) ve 6 PCM levhası (10'dan 16'ya) eklemek

sırasıyla %4,5 ve %2,1'lik bir ısı geri kazanımı artışı sağlamaktadır. Eş yönlü akış konfigürasyonuna kıyasla ısı geri kazanımı artışı sağlayan karşıt-akım akış konfigürasyonuna odaklanıldığında, 2 PCM levhası (8'den 10'a) ve 6 PCM levhası (10'dan 16'ya) eklemek sırasıyla %8,0 ve %13,0'lük bir ısı geri kazanımı artışı sağlamaktadır. Bu artış, PCM'in ağırlık, alan ve maliyet açısından teknik limitleri dikkate alınarak etkili bir tasarım değerlendirmesinde hesaplanmıştır. Ardından, PCM levhalı ısı depolama birimi için karşıt-akım akışı ve çoklu geçiş konfigürasyonu kullanılan 10 adet PCM2 levhası kapsülü seçilmiştir.

Su akışı ve PCM levhalı ısı depolama birimi arasındaki ısı transferi, geçici süreç boyunca kütlesel debi ve giriş ve çıkış akışkan sıcaklık farkına göre değerlendirilmektedir. Tasarlanan PCM levhalı ısı depolama birimi, çamaşır makinesinin birinci aşamasında üretilen tahliye suyundaki ısıl enerjinin yaklaşık %75'ini depolayabilmektedir ve çamaşır makinesinin sonraki aşamasında kullanılacak olan su kütlesini ısıtmak için gereken ısıl enerjinin yaklaşık %50'sini sağlayabilecek şekilde depolanan enerjinin bir kısmını geri kazanabilmektedir. Bu oranlar, ısıl şarj prosesi için depolanan ısıl enerji ve tahliye suyundan elde edilen atık ısı (800kJ) arasındaki ve depolanan ısıl enerji ile birimin maksimum ısı depolama kapasitesi (1168 kJ) arasındaki ilişkileri hesaba katarak değerlendirilmektedir. Maksimum ısı geri kazanımı (1672 kJ) ve birimin maksimum ısı depolama kapasitesi (1548 kJ) ile ilişkili olan geri kazanılan ısıl enerji oranı ayrıca ısıl deşarj prosesi için de değerlendirilmektedir. Isıl şarj ve deşarj boyunca birimin maksimum ısı depolama kapasitesi, analiz edilen çamaşır makinesinin uygulandığı ısıl koşulların sonucu olarak farklıdır.

Üç durum için sayısal sonuçlar ve deneysel veriler ile yapılan kıyaslama analizi, ısıl şarj ve deşarj süresince maksimum %7,2 uyuşmazlık elde edilerek iyi bir uyum göstermektedir.

Isı geri kazanımı oranı; ölçülen ısı geri kazanımı ve mevcut ya da atık ısı arasındaki bir ilişki olarak tanımlanmaktadır. PCM plakalı ısı depolama biriminin ısı geri kazanımı oranını, teknik literatürde referans olarak gösterilen bazı DWHR sistemleri ile kıyaslamak için yeni bir mevcut ya da atık ısı tanımlanmıştır. Bunun nedeni, ısıl şarj ve deşarj süresince kullanılan çalışma koşullarının farklı olmasıdır.

Yeni mevcut ya da atık ısı (1170 kJ) ısıl şarj süresince kullanılan aynı atık su kütlesi uygulanarak değerlendirilmiştir. PCM plakalı ısı depolama birimi için deneysel olarak elde edilen ısı geri kazanımı oranı %67'dir.

Bu analiz, DWHR alanında raporlanan değerler ile kıyaslandığında, tasarlanan PCM plakalı ısı depolama biriminin, depolanan ısıl enerji ile rekabetçi bir ısı geri kazanımı değeri verdiğini göstermektedir. PCM plakalı ısı depolama birimi, diğer DWHR sistemlerinin (borulu ısı değiştiricisi) aksine bir depolama gerçekleştirerek ısıyı depolama ve tekrar bırakabilme yeteneğine sahiptir. Tasarlanan birimin uygulanabilirliği açısından, yalnızca ısı geri kazanımı sistemi olarak değil, aynı zamanda çamaşır makinesi, bulaşık makinesi gibi farklı uygulamadaki su ısıtma prosesi boyunca enerji tasarruf etmek için kullanılabilen bir depolama birimidir.

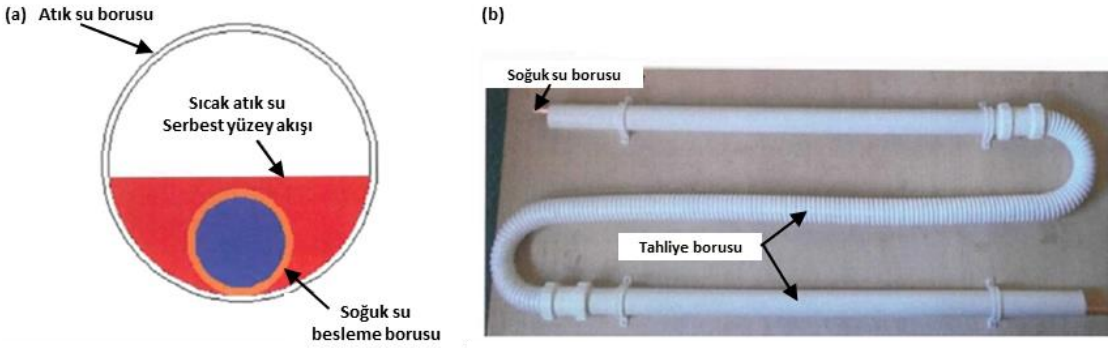
McNabola ve arkadaşları (2012) yaptıkları çalışmada [12], evsel duşlar için yatay bir atık su ısı geri kazanımı sisteminin geliştirilmesini ve analizini sunmaktadır. DWHR sistemleri, binaya giren soğuk şebeke suyu ve binadan çıkan sıcak atık su arasındaki ısı değişimi prensibi üzerine çalışmaktadır.

Elektrikli duş birimine giren soğuk şebeke suyu, çıkan atık su borusu çevresinde dönen bir sarmak boruya yönlendirilmektedir ve ısı değişimini verimli kılmak için atık su borusunun plastik malzemesi bakır ya da alüminyum ile değiştirilmektedir. Sonuç olarak, gelen soğuk su ısı enerjisi kazanmaktadır ve suyu ortam sıcaklığından istenen 40 °C'ye getirmek için duş ünitesinden daha az elektrik enerjisi girişi gerektirmektedir. DWHR ısı değiştiricisi tasarımı üzerine yapılan sayısız değişimler şunları içermektedir: eş merkezli karşıt akışlı borular (geniş soğuk su borusu içinden geçen atık su borusu gibi); soğuk su sarmal borusundaki değişimler (şekil, çap, sarmal sayısı gibi). DWHR cihaz uygulamasında değişimler vardır, bu sayede elektrikli duş olmadığında, gelen ısıtılmış soğuk su sıcak su depolama tankına geri döndürülmektedir, ya da DWHR cihazı çamaşır makinesi gibi alternatif bir cihaza kurulmaktadır.

Tahliye borusundaki su akışı borunun tamamında aktığı ve yatay yönde atık suyun borunun alt kısmında aktığı, düşey yönde ise atık suyun bir film tabakası olarak borunun tüm sınırları etrafında aktığı şekilde tasarlanmaktadır. Film akışının tüm tahliye borusu duvarı boyunca oluşan yüksek verimli ısı değişimi sağlayacak

şekilde iletken olduğu açıktır. Ancak yatayda, ısı değişimi yalnızca boru duvarının bir fraksiyonu boyunca olmaktadır ve bu da önceki araştırmalarda bulunan daha düşük DWHR cihazı verimlilikleriyle sonuçlanmaktadır. Dolayısıyla, mevcut tasarımlar üzerindeki değişimler yataydaki bu verimlilik problemlerini ortadan kaldırmak için gereklidir.

Şekil 2.20(a), yatay konumda ısı transferi verimini iyileştirmek için önerilen yeni bir DWHR'nin kesitini göstermektedir. Önerilen tasarım, atık suyu taşıyan 40 mm çapında bir plastik borudan oluşmaktadır. Soğuk su giriş borusu, sıcak tahliye suyu ile soğuk giren su arasındaki teması maksimuma çıkarmak için atık boru içerisine yerleştirilmiştir. Soğuk su borusu ısı değişimini desteklemek için bakır veya diğer uygun iletken bir malzeme olabilir. Şekil 2.20(b)'de gösterildiği gibi, önerilen sistemin yerleşimi bir banyonun mevcut alt boşluğuna veya duş teknesi uyacak şekilde tasarlanmıştır. Memnun edici seviyede ısı değişimi için yeterli uzunluğa sahip olmak amacıyla, gösterildiği gibi sistemin birçok dönüş içermesi gerekmiştir.



Şekil 2.20 Önerilen DWHR biriminin kesit alanı (a) ve duş teknesi altına uyarlanabilir DWHR biriminin yerleşimi (b)

Deneysel prototip DWHR cihazının bir sayısal modeli oluşturulmuştur. Model sistem performansını optimize etmek amacıyla geliştirilmiştir. Ek olarak, bakır borunun et kalınlığının, DWHR biriminin uzunluğunun ve tahliye suyu debisinin değişiminin sistem verimi üzerindeki etkisi ayrıca araştırılmıştır.

Standart test koşulları uygulanarak prototipin verimliliği %23 olarak bulunmuştur. Tahliye suyu sıcaklığını 65 °C'ye arttırmanın ve tahliye suyu debisini 6 L/dk'ya düşürmenin etkisinin, bu verimlilik değerini çok az oranda arttığı bulunmuştur.

DWHR tasarım optimizasyonunun bir kısmı için daha fazla deney seti tamamlanmıştır. Gösterilen model için sonuçlar %45'in üzerinde iyileştirilmiş sistem verimi göstermiştir. Bu gelişmenin devamında bakır soğuk su borusunun kalınlık değişiminin etkisi incelenmiştir. Bu malzeme daha ince olabilir, daha net şekilde daha büyük ısı değişimi oranı elde edilebilir. Duvar kalınlığının d 0,79 mm'ye düşürülmesinin ve 2,38 mm'ye arttırılmasının etkisi incelenmiştir. Sonuçlar, daha ince borunun performansta daha önemli bir düşüş sonucunu verirken, %50 daha ince bir soğuk su borusu kullanarak verimlilikte marjinal bir artış elde edildiğini göstermiştir.

Ek olarak hem tahliye suyu debisinin hem de model geometrisindeki dönüş sayısının verimlilik üzerindeki etkisi incelenmiştir. Yatay DWHR sistemindeki dönüş sayısının artmasının verimi arttırdığını göstermiştir. Bu, duş teknesi alanındaki sistemin uzunluğunda verimli bir artıştır ve uzunluktaki bu artışın asimptotik olarak %60 verimlilik değerine yaklaştığı görülebilir.

10 L/dk'nın üzerindeki akış hızları, verimlilik açısından genel anlamda 10 L/dk'nın altındaki akış hızlarından önemli ölçüde daha düşük olduğundan, sıcak drenaj suyunun akış hızının sistem verimliliğinin önemli bir parametresi olduğu bulunmuştur.

Önerilen yatay DWHR biriminin ekonomik uygulanabilirliği net mevcut değer (new present value - NPV) ekonomik değerlendirme yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Sonuçlar, bir yatay DWHR birimi için ilk sermaye yatırım maliyetinin 400 € olduğu varsayılarak, yatırım dönüşünün yaklaşık 5 sene sonra olacağını göstermiştir. Ancak, ilk yatırım maliyeti 500 € veya 600 €'ya arttığında, yatırım geri dönüşü 10 yıla kadar uzayacaktır.

Farklı bir çalışmada ise Kax (2008) [13], bulaşık makinesini ve enerjinin yeterince verimli kullanılmadığı ya da enerji kaybına neden olan komponentleri ve farklı fazlardan oluşan yıkama çevrimini araştırmaktır.

Bulaşık makinesinin yapısı enerji kullanan birçok komponentten oluşmaktadır. İyi yalıtım özellikleri gerektiren komponentler de vardır. Bu komponentler enerji kullanmazlar, fakat bulaşık makinesinin enerji tüketimi için önemlidirler.

Bu çalışmada, ana yıkamadan soğuk durulamaya, soğuk durulamadan da sıcak durulamaya ısı kazandırabilmek için karşıt akışlı boru ısı değiştirici kullanılmıştır. Isı değiştiricisi bulaşık makinesinin iki adımında suya ısı aktarmaktadır. İlk adımda soğuk durulama için makineye alınan 4 litre soğuk su, ana yıkamadaki 4 litrelik sıcak atık su ile ısıtılmaktadır. İkinci adımda ise, soğuk durulamadaki 4 litrelik sıcak su, sıcak durulamada kullanmak için alınan yeni su ısıtmak için kullanılmaktadır.

Alınan suyu ısıtma işleminde karşıt akışlı boru ısı değiştiriciyi kullanabilmek için dört ana parametre incelenmiştir. Bu parametreler; kirlilik, kanal geometrisi, kanal sayısı ve uzunluğu ve basınç.

Bulaşık makinesindeki ısıyı yeninden kullanmak için kullanılan bir ısı değiştiricinin en büyük sorunlarından biri, ısı değiştiricisinden akan suyun kirliliğidir. Herhangi bir kir partikülünün tıkanma yapmaması için su akan kanallar yeterince geniş olmalıdır. Bulaşık makinesinin haznesi, ne kadar büyük partiküllerin tahliye borusunda akabildiğini görmek için incelenmiştir. Açıklık geçiş boyunca 0,005 m çapındaki kir partiküllere izin vermektedir.

Isıtıcının sıcaklık verimi, ortamın kütle akışına ve kanalların geometrisi ve uzunluğuna bağlıdır. Kanallarla ilgili farklı geometrilerle üç konsept tasarlanmıştır. Bu konseptte kanal kesitleri çember, kare ve dikdörtgen olarak seçilmiştir.

Kullanılan kesit alanına karar vermek için üç konsept arasında kıyaslamalar yapılmıştır. Suyun kütlesel debisi kaç adet kanal kullanıldığına bağlıdır. Başlangıçtaki kütlesel debi kanallar arasında bölünmektedir.

Isı değiştiricisinin kaç adet kanal içerdiğine bakılmaksızın kare kanal kesitinin en düşük sıcaklık verimine sahip olduğu ortaya çıkmaktadır. Kanal sayısının yedinden az olduğu durumda, çembersel kesit dikdörtgen kesitten daha yüksek sıcaklık verimine sahiptir. İki eğri birbiriyle yedi kanalda kesişmektedir ve ısı değiştiricinin yediden fazla kanalı olması durumunda, dikdörtgen kesit en yüksek sıcaklık verimine sahip olmaktadır.

Farklı kesitlerden oluşan ısı değiştiricilerinde ne kadar basınç kaybı olduğunu görmek için kanal sayısına bağlı basınç düşümü hesaplanmıştır. Kanal sayısı

arttığında basınç düşümünün düşmektedir. Çembersel kesit en düşük basınç düşümüne sahiptir, ardından kare kesit gelmektedir ve dikdörtgen kesit en yüksek basınç düşümüne sahiptir.

Farklı kesitler arasındaki basınç düşümü farkları çok büyük değildir. Ancak kanal sayısının basınç düşümü üzerinde büyük etkisi vardır. 1 N/ m^2 altında basınç düşümü elde etmek için kanal sayısı 26'dan daha fazla olmalıdır.

Hem sıcaklık verimindeki artış hem de basınç düşümünden azalış daha çok kanal ile elde edildiğinden, çalışmaya devam etmek için dikdörtgen kesit seçilmiştir. Dikdörtgen kanallar düşük yüksekliğe sahiptir ve dolayısıyla ısı değiştiricisi aynı boyuta sahip daha fazla kanaldan oluşabilmektedir.

Isı değiştiricisini makine üzerine uygulayabilmek için, ısı değiştiricisinin boyutu hesaplanmalıdır. Isıtıcının kaç kanaldan oluştuğunu ve boyunu hesaplamak için, kanalların kesit alanı ölçüsüne karar verilmiştir. Kanal yüksekliğinin daha kısa olması sıcaklık verimini arttırmaktadır.

Sıcaklık verimini arttırmak için mümkün olduğunca ısı değiştiricinin çok kanala sahip olması amaçlanmıştır. Kanalların sayısı ve uzunluğu birbiriyle bağlantılıdır ve kanal sayısı 80 iken, kanalların uzunluğu 0,34 m'dir. Bu ölçü bulaşık makinesi üzerindeki mevcut boşluğa uymaktadır.

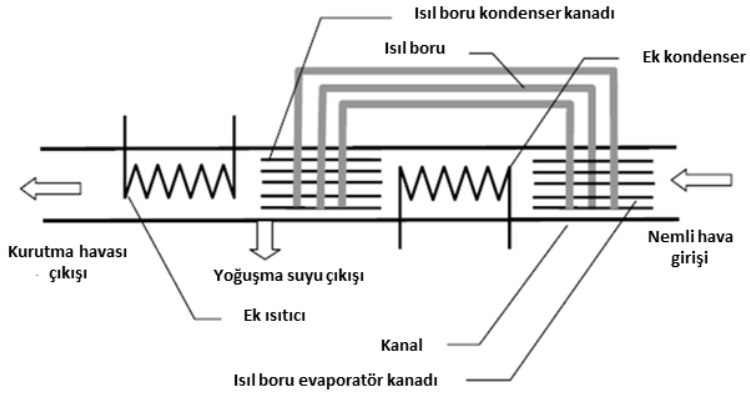
Soğuk giriş suyu ve sıcak çıkış suyu, ısı değiştiricisinden belli bir kütlesel debi ile akmak zorundadır. Çıkış suyu 0,3 kg/s kütlesel debi veren 20 litre/dakika kapasitesine sahip bir tahliye pompasından basınç almaktadır. Kütlesel debinin sıcaklık verimini ne kadar değiştirdiği ile ilgili hesaplamalar yapılmıştır. Kütlesel debi düşerken sıcaklık verimi artmaktadır, fakat kanal sayısı arttıkça bu fark azalmaktadır.

0,3 kg/s kütlesel debiye ve 0,03 x 0,005 m kesit ve 0,34 m boyunda 80 adet kanala sahip seçilen ısı değiştiricisi tipi için sıcaklık verimi 0,95'tir. Isı değişimi aynı ısıyı kullanarak iki kez olduğundan sıcaklık verimi 0,90'a düşmektedir. Bu, sıcak durulama için gelen suyun, ana yıkamadan çıkan sıcak suyun sıcaklığının %90'ını alması anlamına gelmektedir.

Bu sıcaklık verimi ile, 2000 W gücündeki ısıtıcı 7,2 dk daha az çalışmaktadır ve bu süre boyunca kazanılan enerji miktarı 0,24 kWh'tir. Bu değer, tüm çevrim boyunca enerji tüketiminde %18'lik bir düşüş vermektedir.

Lin ve arkadaşları (2005) [14], ısı borulu ısı değiştiricisiyle yapılan nem alma prosesinin CFD simülasyonunu kullanılarak bir tasarım metodu önerisi sunmaktadır. Bu çalışmada, evsel bir cihazdaki kurutma çevriminde atık ısının geri kazanılması için kullanılan bir ısı borusu sisteminin performansını simüle etmeye yarayan bir ısıl model sağlanması amaçlamaktadır.

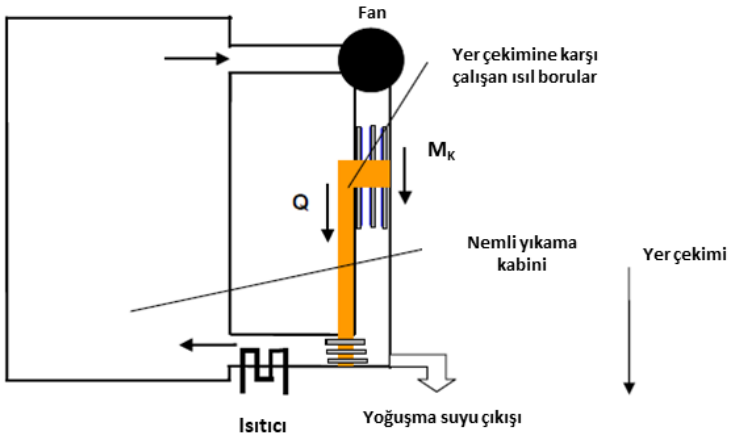
Kurutma çevrimi sisteminin temel prensibi, bir kanal içerisindeki ısı borusu biriminin kanat yığını boyunca geçen sıcak ve %100 bağıl neme sahip hava girişte emilmektedir ve devamında ek kondenserden geçmektedir. Kanaldaki yoğuşma bölümünde, yoğuşma sıvısı kanat yüzeylerinde ve ek kondenser yüzeylerinde elde edilmektedir ve kanaldan tahliye edilmektedir. Nemli hava sürekli olarak ısı borusu biriminin diğer yığınından akmaktadır ve ısı borusu birimi boyunca yukarı akıştaki daha sıcak nemli havadan aktarılan ısı ile ısıtılmaktadır. Havayı belli bir nem ve sıcaklığa getirmek için ek bir ısıtıcı kullanılmaktadır ve ardında hava akışı kurutma prosesine dönmektedir. Sistemin konsepti Şekil 2.21'de gösterilmektedir. Bir bulaşık makinesinin kurutma sisteminde kullanılan aynı konseptin benzer bir sistemi de Şekil 2.22'de gösterilmektedir.



Şekil 2.21 Kurutma çevriminde ısı borulu ısı değiştiricisi kullanılan ısı geri kazanımı sistemi

Isı borusu çözümü konseptine sahip bir kurutma sisteminde, kanalın kondenzasyon bölümündeki ısının bir kısmı ısı borusu birimi ile kanalın ısıtma bölümündeki aşağı akıştaki hava akışına aktarılmaktadır. Böylece, yoğuşma

sıvısından çıkan ısının bir kısmı aşağı akıştaki havanın ısıtılması için kullanılabilmektedir.



Şekil 2.22 Bulaşık makinesi kurutma çevriminde ısı geri kazanımı için ısıl borulu ısı değiştiricisi konsepti

Bu çalışmada kurutma çevrimini simüle etmek için bir CFD paketi olan FLOTHERM kullanılmıştır. Simülasyon sonuçları, farklı çalışma koşullarındaki sistemin toplam performansını yansıtmaktadır. Kullanılan çalışma parametreleri: nemli hava giriş sıcaklığı 35 – 50 °C, debi 4 – 8 L/dk, girişteki bağıl nem %100 ve yardımcı ısıtıcı gücü 100 W.

Isı borusu biriminin performansı çalışma koşullarından etkilenmektedir. Nemli havanın debisi ve sıcaklığının artması, daha yüksek akış hızı ve sıcaklık ile sistemdeki ısı transferi hızını arttırdığı için, yoğuşma sıvısı oranını da arttırabilmektedir. Bununla birlikte, ısı borusu birimi ve ek kondenserden aktarılan ısı oranı, giriş debisinin artmasıyla düşmektedir. Bu, ek ısı değiştiricisinin daha yüksek debi ile daha verimli çalışabildiğini ve daha yüksek performans elde etmek için ısı borusu biriminin tasarımını iyileştirme ihtiyacı olduğunu gösterebilmektedir.

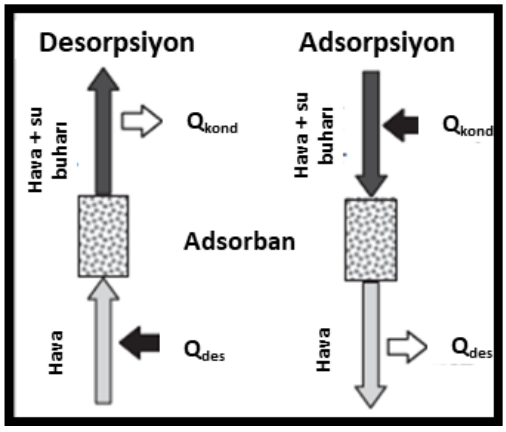
Ayrıca basınç düşümü sistemdeki enerji tüketiminin bir göstergesidir, çünkü hava akışı bir fan veya üfleyici ile sağlanmaktadır. Toplam basınç düşümü neredeyse giriş sıcaklığından bağımsızdır, fakat debinin bir fonksiyonudur. Isı borusu biriminin kullanılmadığı bir simülasyon aynı çalışma koşullarında simüle edilmiştir. Karşılaştırma, sistem performansının kondenzasyon oranını %20-30

arttırılabildiğini, fakat sistemdeki basınç düşümünün de %25-35 oranında artabileceğini göstermektedir.

Hauer ve arkadaşları (2011) [15] ısı geri kazanımı çalışması kapsamında, bir açık adsorpsiyon sistemi vasıtasıyla bir bulaşık makinesinin enerji tüketiminin düşürülmesini amaçlamışlardır.

Adsorbat olarak suyu, emici malzeme olarak zeolit ve ısı ve kütle taşıyıcı olarak havayı kullanan açık adsorpsiyon sistemleri, ısıtma, soğutma ve termal enerji depolama (TES) için kullanılabilmektedir. Bir adsorpsiyon çevriminde havanın nemi alınmaktadır, dolayısıyla kurutma prosesleri umut verici bir uygulama alanıdır.

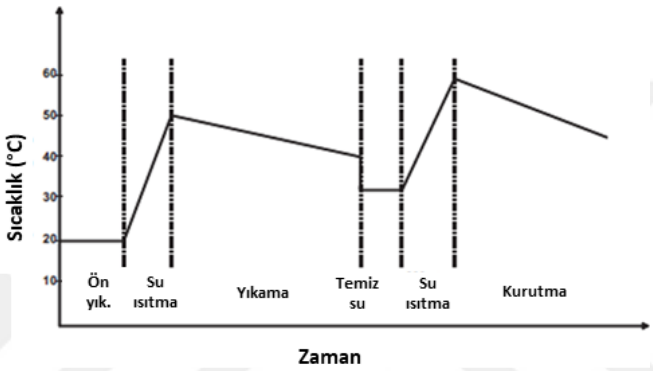
Açık adsorpsiyon sistemleri çevreye bağlı olan açık bir döngüde çalıştırılmaktadır. Şekil 2.23'te gösterildiği gibi, bir hava akışı katı emici yatağının içindeki ve dışındaki su buharını ve ısıyı taşımaktadır. Bu sistemler, ısıtma ve nem alma için yüksek COP ve depolama uygulamaları için yüksek enerji yoğunluğu sağlayarak birincil enerji tüketimini düşürebilmektedir. Mevcut sistemler genellikle, ekonomik açıdan cezbedici şekilde, ısıtma, kurutma ve depolama kabiliyetlerini birleştirmektedir.



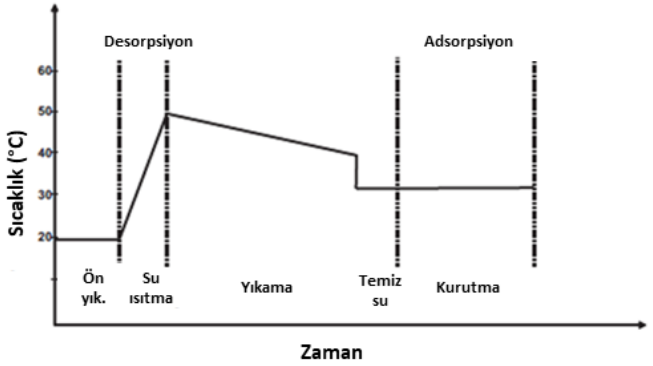
Şekil 2.23 Açık sorsiyon sistemi (ısı ve kütle akıları)

Konvansiyonel bir bulaşık makinesinde su iki kez ısıtılmak zorundadır (Şekil 2.24): ilki yıkama prosesi için yaklaşık olarak 50 °C sıcaklığa ve kurutma prosesi için yaklaşık 60 °C sıcaklığa. Kurutma, sıcak tabaklardaki evaporasyona ve bulaşık makinesi duvarlarındaki kondenzasyona dayanmaktadır. Neredeyse tüm enerji tüketimi bu iki ısıtma fazından kaynaklanmaktadır.

Bir bulaşık makinesinde adsorpsiyon uygulamanın amacı, yıkama çevrimi sonunda adsorpsiyon prosesinden elde edilen sıcak ve kuru hava ile kurutmayı desteklemektir. Öte yandan, desorpsiyon yıkama çevrimi başındaki ısıtma prosesine ısı taşıyarak katkı sağlayabilmektedir. Bu durum, Şekil 2.25'te gösterilen yeni su sıcaklığı vs. zaman diyagramına sebep olmaktadır. Bulaşık makinesi çevriminde yalnızca bir ısıtma adımı gereklidir. Böyle bir sistemin verimli şekilde çalıştırılabilmesi durumunda, desorpsiyon ve adsorpsiyon prosesi dikkatlice tasarlanmalıdır. Tasarım nem emicinin ölçülen adsorpsiyon dengesine bağlıdır. Bu durumda pelet haline getirilmiş zeolit 13X seçilmiştir.



Şekil 2.24 Konvansiyonel bir bulaşık makinesinde zamana bağlı olarak su sıcaklığı değişimi

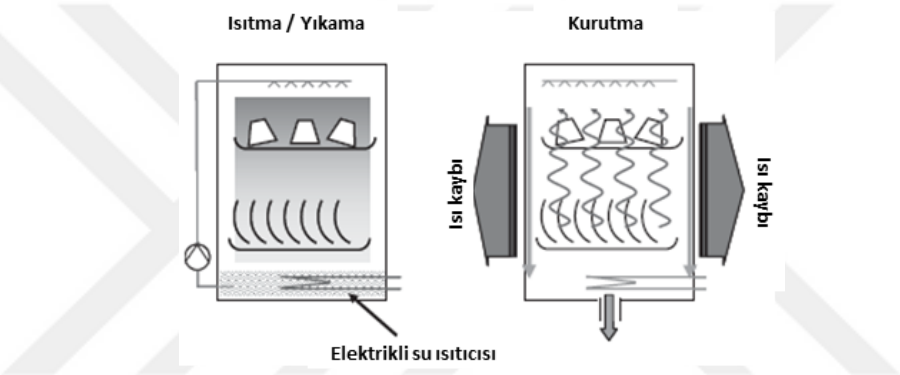


Şekil 2.25 Adsorpsiyon kurutma entegre edilmiş bir bulaşık makinesinin zamana bağlı su sıcaklığı değişimi

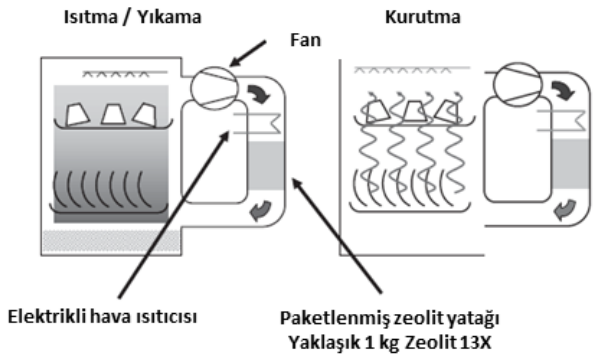
Şekil 2.26, konvansiyonel bir bulaşık makinesinin şematik görünümünü göstermektedir. Yıkama prosesi için elektrikli su ısıtıcısı suyu ısıtmaktadır ve kurutma prosesi için ikinci kez suyu ısıtmaktadır. Isıtma fazı süresince pompa çalışmaktadır ve pervaneler ile bulaşık makinesi içine su dağıtılmaktadır. Kurutma fazı için pompa durmaktadır ve 60 °C üzerindeki bir sıcaklıktaki bulaşıkların ısı

kapasitesi suyun buharlaşmasını sağlamaktadır. Su buharı bulaşık makinesinin duvarlarında yoğuşmaktadır ve sonunda pompa ile dışarı atılmaktadır. Kondenzasyon ısısı duvarlar üzerinde azalmaktadır.

Adsorpsiyon kurutmalı bulaşık makinesi için, Şekil 2.27'de gösterildiği gibi, su desorpsiyon süresince zeolit yatağından çıkan nemli hava ile ısıtılmaktadır. 250 °C üzerinde bir desorpsiyon sıcaklığı kullanılarak 50 °C ya da daha yüksek hava çıkış sıcaklığı beklenebilir. Aynı zamanda, havanın bağıl nemi yaklaşık olarak %100'dür. Çıkıştaki su buharı, bulaşık makinesindeki bulaşıklar ve soğuk su ile temas ettiğinde yoğuşmaktadır. Kondenzasyon ısısı bulaşıkları ve suyu yüksek verimlilikte ısıtacaktır. Pompa ve fan desorpsiyon süresince çalışmaktadır.



Şekil 2.26 Konvansiyonel bir bulaşık makinesinin şematik görünümü

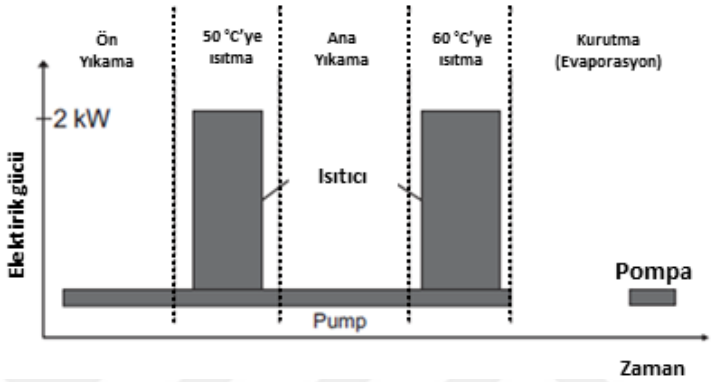


Şekil 2.27 Adsorpsiyon kurutmalı bir bulaşık makinesinin şematik görünümü

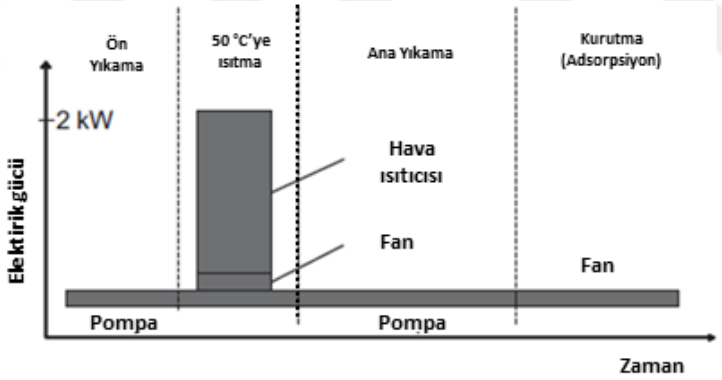
Şekil 2.28 ve Şekil 2.29, adsorpsiyon sistemine sahip olan ve olmayan bir bulaşık makinesinin elektriksel enerji tüketimini göstermektedir. Adsorpsiyon sistemine sahip makine, çok az daha uzun olan yalnızca tek bir ısıtma adımına ihtiyaç duymaktadır (Şekil 2.29).

Bu sonuçlara göre, konvansiyonel bir bulaşık makinesine kıyasla, açık adsorpsiyon sistemi eklenmiş bulaşık makinesi enerji tüketimi yıkama başına 1,05 kWh'ten 0,80 kWh'e düşmektedir ve bu %24 enerji tasarrufu anlamına gelmektedir.

Ramadan ve arkadaşları bu çalışmasında (2019) [16], atık sudan ısı geri kazanımı için bir yarı deneysel metot önermektedir. Geri kazanılan ısı, ısı pompasının performansını arttırmak için kullanılmaktadır. Birkaç senaryo önerilmekte ve test edilmektedir.



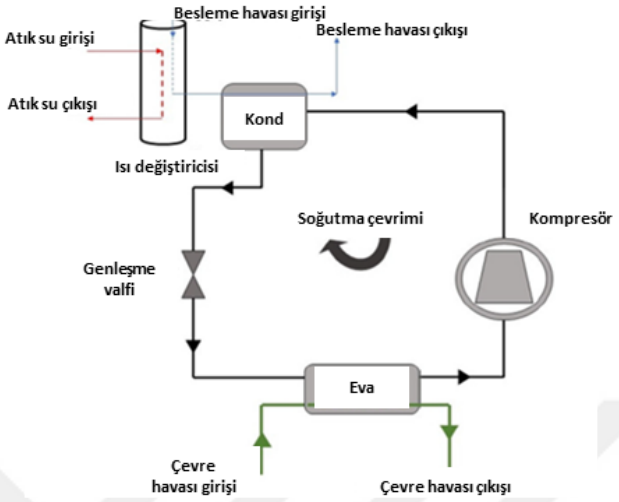
Şekil 2.28 Konvansiyonel bir bulaşık makinesinin enerji tüketimi



Şekil 2.29 Adsorpsiyon kurutmalı bir bulaşık makinesinin enerji tüketimi

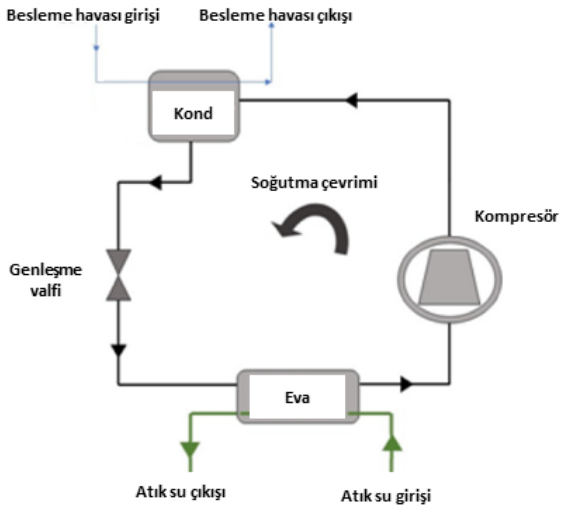
Atık su ısı geri kazanımı sistemi (DWHRS) prensibi, tahliye suyundan çıkan ısının geri kazanılmasından oluşmaktadır. Isı geri kazanımı uygulamaları, geri kazanımı yapılan atık suyun sıcaklık aralığına bağlı olarak tanımlanmalıdır. Atık su, bir ısı değiştiricisi kullanılarak besleme havasını ısıtabilir. Kış dönemleri süresince atık su sıcaklığı, soğuk bölgelerde 10 °C'nin de altında olabilen çevre havasına göre oldukça yüksektir. Bu makalede, ısı geri kazanımı sistemi olarak ısı pompası, ısı kaynağı olarak ise duş suyu kullanılmaktadır. Buradaki ana amaç, hava-hava ısı pompası sisteminin performansını iyileştirmektir.

Üç farklı tasarım önerilmektedir: kondenser atık su ısı geri kazanımı sistemi (C-DWHRS), evaporatör atık su ısı geri kazanımı sistemi (E-DWHRS) ve karışık atık su ısı geri kazanımı sistemi (M-DWHRS).



Şekil 2.30 C-DWHRS'nin şematiği

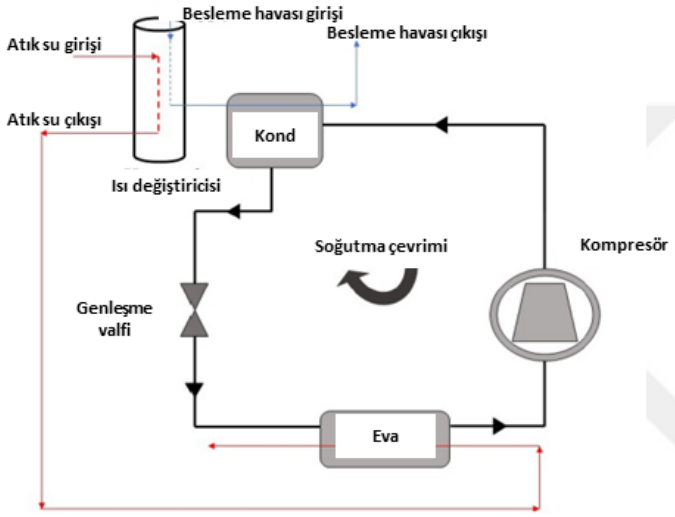
C-DWHRS'de atık su, bir geri kazanımı ısı değiştiricisi (RHEX) kullanılarak yalnızca besleme havasını ön ısıtmak için kullanılmaktadır. RHEX, soğuk besleme havasının daha sıcak atık su ısısını absorbe ettiği sudan havaya bir ısı değiştiricisidir. Gerekli sıcaklığa ulaşmak için bu besleme havası hava-hava ısı pompasının kondenserinden geçmektedir. Bu sistemin çalışma prensibi Şekil 2.30'da gösterilmektedir.



Şekil 2.31 E-DWHRS'nin şematiği

E-DWHRS'de, evaporatörde ısı kaynağı olarak kullanılan çevre havası yerine atık su geçmektedir. Isı pompası bir atık su-hava ısı pompası sistemidir. Sistemin çalışma prensibi Şekil 2.31'de gösterilmektedir.

M-DWHRS, C-DWHRS ve E-DHWRS'nin bir kombinasyonudur. Isı pompasında ısıtılmadan önce bir RHEX kullanılarak besleme havasını ön ısıtmak için tahliye suyu kullanılmaktadır. Devamında, ısı pompası için ısı kaynağı olarak düşünülen çevre havası ile ısı pompasının evaporatöründen geçen atık su yer değiştirmektedir. Sistemin çalışma prensibi Şekil 2.32'de verilmektedir.



Şekil 2.32 M-DWHRS'nin şematiği

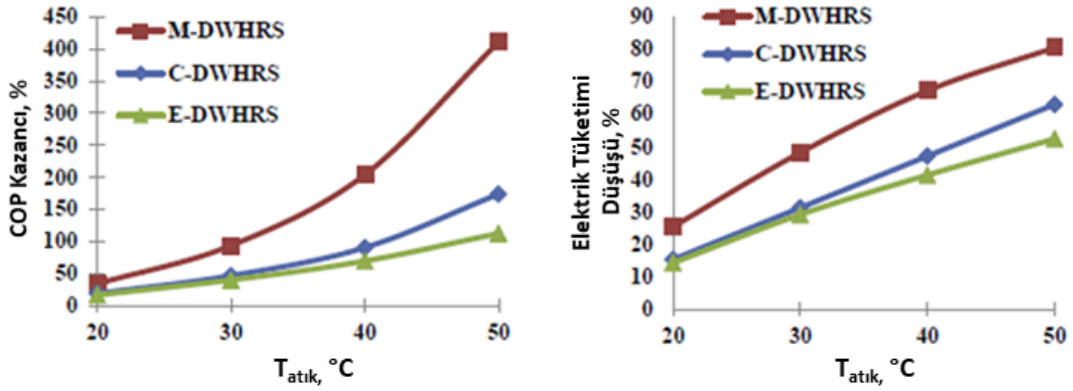
Önerilen sistemlerin termal modeli, temel hava-hava ısı pompasınınki ile kıyaslamak için, her bir DWHRS'nin toplam COP'sini hesaplamak için bir koda entegre edilmektedir. Kod algoritması termal modelleme de sunulan farklı denklemleri manipüle ederek elde edilen iteratif bir prosedürdür. Kod, sistemin herhangi bir parametresini çalışmayı sağlayan bir modüler yaklaşımda geliştirilmektedir.

Duş teknesindeki atık sudan ısı geri kazanımını çalışmak için bir prototip kurulmaktadır. Prototip beş temel komponentten oluşmaktadır; sistemi beslemeye yarayan 60 L hacimli su besleme deposu, sistemdeki suyun akması için su pompası, duşu temsil eden atık kutusu, besleme suyunu ısıtmak için 50 L hacimli yalıtımlı boyler ve debiyi kontrol etmeyi sağlayan kontrol vanası.

Dört farklı atık su giriş sıcaklığının (50 °C, 40 °C, 30 °C ve 20 °C) COP_{toplam} üzerindeki etkisi simüle edilmektedir. Bu durumda, ortam havası sıcaklığı 10 °C, besleme havası sıcaklığı 60 °C, besleme havası debisi 0,14 kg/s, evaporatörden geçen havanın debisi 0,6 kg/s, evaporatör ve kondenserin sıkışması 5 °C ve atık suyun debisi 0,12 kg/s'dir.

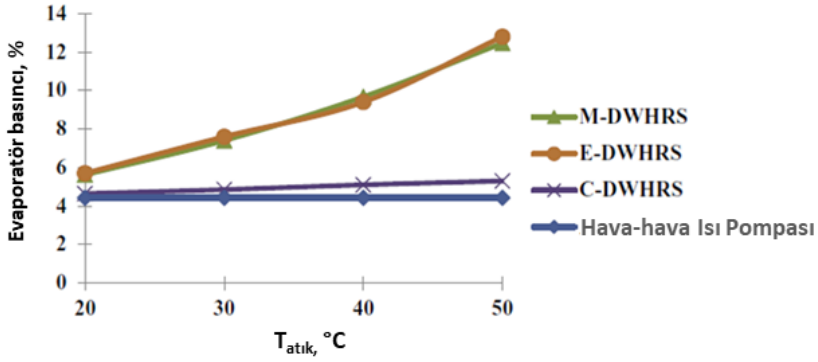
Şekil 2.33, üç DWHRS için atık su giriş sıcaklığı ile ilgili COP kazancını ve kompresör gücündeki düşüşü göstermektedir. Örneğin; 20 °C atık su giriş sıcaklığı için, sırasıyla C-DWHRS, E-DWHRS ve M-DWHRS için COP kazancı %19, %16 ve %34, kompresör gücündeki düşüş ise %15, %14 ve %25'tir. 50 °C atık su giriş sıcaklığı için, sırasıyla C-DWHRS, E-DWHRS ve M-DWHRS için COP kazancı %174, %112 ve %411, kompresör gücündeki düşüş ise %63, %52 ve %80 olmaktadır.

Şekil 2.34, 10 °C ortam sıcaklığı, 60 °C besleme havası sıcaklığı, 0,14 kg/s besleme havası debisi, 0,12 kg/s atık su debisi ve 0,6 kg/s evaporatörden geçen hava debisi için atık su sıcaklığının fonksiyonu olarak üç sistemin ve temel hava-hava ısı pompası sisteminin evaporatör basıncını göstermektedir.



Şekil 2.33 Atık su giriş sıcaklığına bağlı olarak COP kazancının ve kompresör elektrik gücü düşüşünün sonuçları

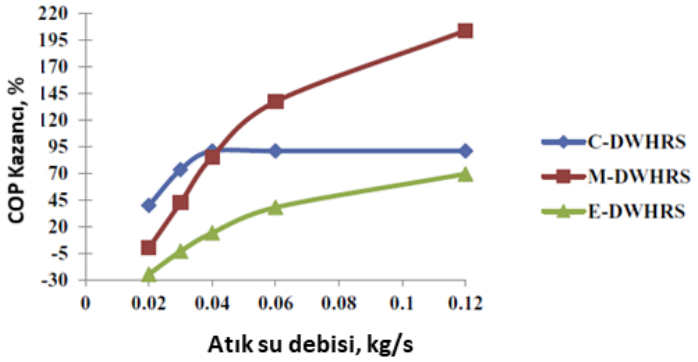
Şekil 2.34, üç DWHRS için atık su giriş sıcaklığı ile evaporatör basıncının arttığını göstermektedir. Evaporatör basıncı 20 °C atık su giriş sıcaklığı için, temel hava-hava ısı pompası ve üç DWHRS için sırasıyla 4,4 bar; 4,6 bar; 5,7 bar ve 5,6 bardır. Evaporatör basıncı 50 °C atık su giriş sıcaklığı için, temel hava-hava ısı pompası ve üç DWHRS için sırasıyla 4,4 bar; 5,3 bar; 12,8 bar ve 12,5 bara eşittir.



Şekil 2.34 Atık su giriş sıcaklığına bağlı olarak evaporatör basıncındaki değişim

Beş farklı atık su debisinin (0,02 kg/s; 0,03 kg/s; 0,04 kg/s; 0,06 kg/s ve 0,12 kg/s) COP_{toplam} üzerindeki etkisi simüle edilmektedir. Bu durumda, ortam havası sıcaklığı 10 °C, besleme havası sıcaklığı 60 °C, besleme havası debisi 0,14 kg/s, atık su giriş sıcaklığı 40 °C, evaporatörden geçen havanın debisi 0,6 kg/s ve evaporatör ve kondenserin sıkışması 5 °C'dir. COP kazancı sonuçları Şekil 2.35'te gösterilmektedir.

Şekil 2.35, C-DWHRS için, 0,02 kg/s debide %40 olan COP kazancının 0,04 kg/s debi için %91'e arttığını göstermektedir. 0,4 kg/s debiden sonra COP kazancı RHEX verimliliği sabit düşünüldüğü için sabit kalmaktadır. E-DWHRS için, 0,032 kg/s'nin altındaki debiler için COP kazancı yoktur. Ardından, 0,032 kg/s debide %0 olan COP kazancı 0,12 kg/s debi için %69'e artmaktadır. Bu sistem için, evaporatör boyunca akan atık suyun debisinden dolayı evaporatör basıncı artmaktadır. Dolayısıyla, ısı pompası çevriminin performansı da artmaktadır.



Şekil 2.35 Atık su debisine bağlı olarak COP kazancındaki değişim

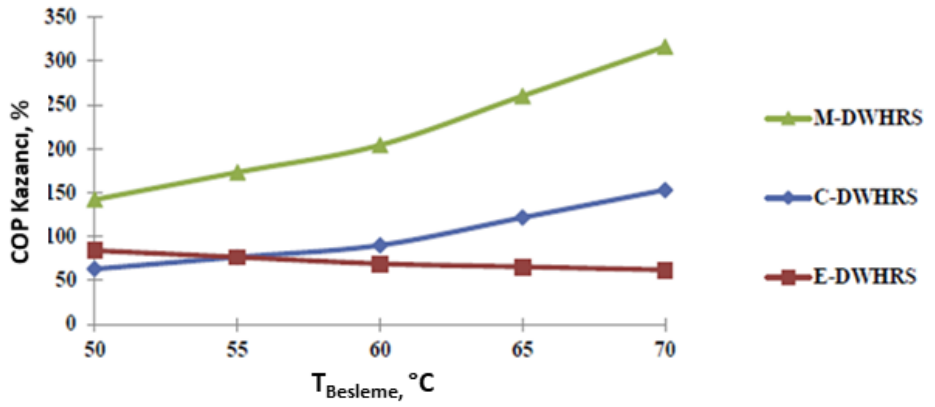
M-DWHRS için, 0,02 kg/s debide %0 olan COP kazancı 0,12 kg/s debi için %204'e yükselmektedir. Bu sistem için, evaporatör boyunca akan atık suyun debisinden

dolayı evaporatör basıncı artmaktadır. Dolayısıyla, ısı pompası çevriminin performansı da artmaktadır.

Üç farklı besleme havası sıcaklığının (0,02 kg/s; 0,03 kg/s; 0,04 kg/s; 0,06 kg/s ve 0,12 kg/s) COP_{toplam} üzerindeki etkisi simüle edilmektedir. Bu durumda, ortam havası sıcaklığı 10 °C, besleme havası debisi 0,14 kg/s, atık su giriş sıcaklığı 40 °C, evaporatörden geçen havanın debisi 0,6 kg/s, evaporatör ve kondenserin sıkışması 5 °C ve atık suyun sıcaklığı ve debisi 40 °C ve 0,12 kg/dir. COP kazancı sonuçları Şekil 2.36'da gösterilmektedir.

Şekil 2.36, C-DWHRS için, 50 °C besleme havasında %63 olan COP kazancının 70 °C besleme havası için %153'e arttığını göstermektedir. E-DWHRS için, tüm ısıtma kondenser tarafından yapıldığından 50 °C besleme havasında %84 olan COP kazancı 70 °C besleme havası için %62'ye düşmektedir. M-DWHRS için, 50 °C besleme havasında %142 olan COP kazancı 70 °C besleme havası için %316'ya yükselmektedir. Ayrıca Şekil 2.38, M-DWHRS için COP kazancının çok daha önemli olduğunu göstermektedir.

Sonuç olarak, tüm sonuçlar M-DWHRS'nin ısı pompası sisteminin performansı arttırmak için kullanılabilecek en iyi ısı geri kazanımı sistemi olduğunu göstermektedir.



Şekil 2.36 Besleme havası sıcaklığına bağlı olarak COP kazancının değişimi

Pochwat ve arkadaşları (2019) [17], iki yatay DWHR biriminin kullanımının arkasındaki gerekçenin değerlendirilmesiyle ilgili olan bir çalışmanın sonuçlarını sunmaktadır.

Çalışmanın bir parçası olarak, yeni bir ısı değiştiricisinin (HE_1) fiziksel bir modeli ve basit bir yatay ısı değiştiricisi (HE_0) kurulmuştur. Ardından, iki cihazın verimliliği kontrollü laboratuvar koşullarında karşılaştırılmıştır.

HE_0 ısı değiştiricisi, bir duş teknesinin atık su kanalındaki enerjiyi elde etmek için kullanılabilen bir cihazdır. Diğer DWHR birimlerine kıyasla, basit tasarıma sahiptir ve düşük maliyetlidir. Cihazın yatay şekilde düzenlenmesi, mevcut konut ve kamusal binalardaki kurulumuna olanak sağlamaktadır.

HE_0 ısı değiştiricisi, atık suyu taşımak için plastikten yapılmış yatay bir gövdeden oluşmaktadır. Gövdenin alt iç kısmında, ısıtılacak suyu atık suyun tersi yönde taşımak için paralel yerleştirilmiş bir bakır boru vardır. Atık sudaki ısı boru duvarlarından aktarılmaktadır. Cihazın bu tasarımı akan iki ortamın temasını sağlamaktadır. Bu çözümün dezavantajı ise, ısı değiştiricisi verimliliğinin göreceli olarak düşük olmasıdır.

Yeni ısı değiştiricisinin de (HE_1) çalışma prensibi benzerdir. Fakat, elde edilebilen ısı değişimi verimliliği önemli derecede daha yüksektir. Bu etki, DWHR sisteminde suyun kalma süresinin arttırılmasını sağlayan cihazın gövdesine yerleştirilen şaşırtma levhaları ile elde edilmiştir.

Yürütülen araştırmanın bir parçası olarak, seçilen DWHR birimlerinin ısı değişimi verimlilikleri şu parametrelerin bir fonksiyonu olarak analiz edilmiştir: iki ortamın debileri (q), ısı değiştiricisi gövdesinin alt eğimi (i) ve ısı veren atık su ile ön ısıtılan su arasındaki sıcaklık farkı.

Analiz, ısı değiştirici HE_0'a kıyasla, ısı değiştiricisi HE_1'in daha yüksek ısı değişimi verimliliğine sahip olduğunu ortaya çıkarmıştır. Bu durum incelenen tüm soğuk su sıcaklıkları ve tüm test çevrimleri için gözlemlenmiştir. Tüm ölçüm dizilerinden elde edilen ortalama değer olarak hesaplanan ısı değişimi veriminde elde edilen artış, %5,13 ile %15,15 aralığındaki önemli bir noktadadır.

HE_0'a kıyasla ısı değiştiricisi HE_1'in %5,13 olan en düşük ortalama verimlilik artışı, iki cihazın i= %1 eğimle yerleştirildiği, ön ısıtılan su ve sıcak atık suyun debisinin q=7 L/dk olduğu ve sıcaklık farkının $\Delta T=35$ °C olduğu durumda gözlemlenmiştir. Öte yandan, yine HE_0'a kıyasla ısı değiştiricisi HE_1'in %15,15 olan en yüksek verimlilik değeri artışı, iki cihazın i=%3 eğimle yerleştirildiği, ön

ısıtılan su ve sıcak atık suyun debisinin q=2,8 L/dk olduğu ve sıcaklık farkının ΔT=35 °C olduğu durumda kaydedilmiştir.

Araştırma ayrıca, iki cihazın da verimliliğinin soğuk su sıcaklığının düşmesiyle arttığını ortaya çıkarmıştır. Isı değiştiricisi HE_0'ın verimlilik değeri, diğer parametrelere bağlı olarak, $T_{su,c}$=23 °C ile $T_{su,c}$=3 °C arasında %1,31'den %2,26'ya artmaktadır. Isı değiştiricisi HE_1 için %1,74'ten %5,76'ya artan daha yüksek verimlilik değerleri gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, %5,5'ten daha büyük artışın, yalnızca akışın iki ısı değiştiricine bölündüğü zaman elde edilen q=2,8 L/dk debi için sağlandığı not edilmelidir. Diğer durumlarda, gözlemlenen verimlilikteki farklar, ısı değiştiricisi HE_0'a kıyasla çok az daha yüksek olsa da %2,51'i aşmamaktadır.

İki ortamın debisinin (q) ve DWHR birimlerinin gövde eğimini (i) verimlilik üzerindeki (ε) etkisi analiz edilmiştir. DWHR birimlerinin verimliliğinin birimlerin eğimlerine kesin olarak bağlı olduğunu bulmanın mümkün olmadığı ortaya çıkmıştır. Öte yandan, çeşitli debi değerlerindeki (q) aynı eğim (i) için elde edilen sonuçlar kıyaslanarak, cihazların verimliliğinin ve elde edilen enerji tasarrufunun artan debi (q) ile azaldığı hem HE_0 hem de HE_1 için gözlemlenmiştir. Örneğin, günde kişi başı 40 °C sıcaklıkta 35 L su tüketen 4 kişilik bir aile için, su hazırlama veriminin η=0,8, soğuk su sıcaklığının 10 °C ve eğimin i=%3 olduğu varsayılarak, olası yıllık enerji tasarrufu sırasıyla q=2,8 L/dk, q=7,0 L/dk ve q=11,2 L/dk için 610 kWh, 530 kWh ve 400 kWh yüksek olabilmektedir.

Dolayısıyla, bazı durumlarda iki ortamın akışını iki ya da daha fazla ısı değiştiricisine bölerek, atık su ısı geri kazanımı sisteminin ısı verimliliğini arttırmanın mümkün olduğu fikri kanıtlanabilir. Ancak, debideki (q) düşüşün ısı değiştiricisinin atık su ile dolu olduğu seviyeyi düşürebileceği de hesaba katılmalıdır. Dolayısıyla, q parametresinin aşırı düşüşü, ısı değişimi yüzey alanının düşmesiyle sonuçlanan atık su seviyesi düşüşüne de sebep olabilir.

3
ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİ

3.1 Isı Geri Kazanımı Sisteminin Çalışma Prensibi

Isı geri kazanımı, temel olarak sıcaklık farkı olan iki ortam arasındaki ısı transferine dayanmaktadır. Hava, su gibi akışkanlar katıldıkları prosesler gereği yüksek sıcaklıklarda kullanılmaktadır ve proses sonunda tahliye edilmektedir. Bu akışkanların dışarıya tahliye edilmesi atık enerji oluştuğu anlamına gelmektedir.

Sıcak akışkanda bulunan atık enerjinin yeniden sisteme/prosese kazandırılması mümkündür. Enerjinin sürdürülebilirliği açısından ısı geri kazanımı sistemleri günümüzde sıklıkla kullanılmaktadır. Isı geri kazanımı, atık sıcak akışkandan, sisteme/prosese yeni beslenecek soğuk akışkana çeşitli yöntemler ile ısı aktarılmasıdır. Böylelikle, önemli miktarda enerji geri kazanılmaktadır.

3.2 Isı Geri Kazanımı Sisteminin Sınıflandırılması

Isı geri kazanımı sistemleri enerjiyi aktarma yöntemine göre iki ana gruba ayrılmaktadır.

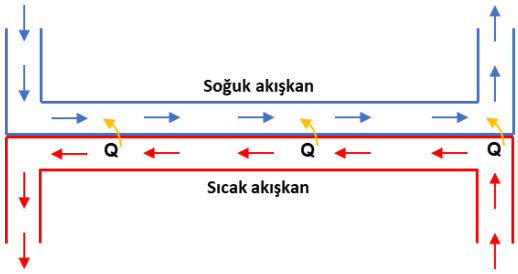
3.2.1 Reküperatif Sistemler

Reküperatif sistemler, sıcak akışkandaki atık enerjinin herhangi başka bir kütle ya da akışkan ortamında depolanmadan, doğrudan soğuk akışkana aktarılmasını sağlayan ısı geri kazanımı sistemleridir (Şekil 3.1). Reküperatif sistemlerde, herhangi bir depolama ünitesi olmadığı için atık enerji mevcut çevrim anında transfer edilmektedir ve direkt kullanılmaktadır. Aracı ortam olmadığı için ısı geri kazanımı yüksek verimde gerçekleşmektedir [18].

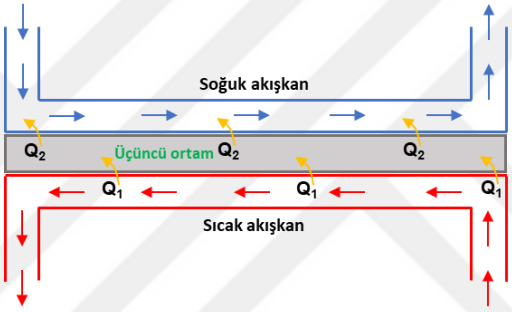
3.2.2 Rejeneratif Sistemler

Rejeneratif sistemler, sıcak akışkandaki atık enerjinin doğrudan soğuk akışkana aktarılması yerine, öncelikle başka bir kütle ya da akışkana depolandığı ve bu üçüncü ortam üzerinden soğuk akışkana aktarıldığı ısı geri kazanımı sistemleridir (Şekil 3.2). Atık enerji başka bir ünitede depolandığı için yüksek kapasitede geri

kazanılabilir. Reküperatif sistemlerin aksine, atık enerji depolandığı için farklı zaman dilimlerinde birçok kez kullanılabilir. Öte yandan, atık enerji üçüncü ortam üzerinden soğuk akışkana aktarıldığı için ek enerji kayıpları gerçekleşmektedir ve dolayısıyla verimlilik daha düşük seviyelerdedir [18].



Şekil 3.1 Reküperatif sistemin çalışma prensibi



Şekil 3.2 Rejeneratif sistemin çalışma prensibi

3.3 Atık Sudan Isı Geri Kazanımı

Atık sudan ısı geri kazanımı, endüstride veya evsel uygulamalarda yüksek sıcaklıkta dışarı atılan sudaki atık enerjinin, su ısıtmak amaçlı enerji talebini düşürmek için, sisteme yeni beslenecek soğuk suya aktarılması işlemidir. Yüksek sıcaklıktaki atık su, bulaşık makinesinde olduğu gibi borular aracılığıyla tahliye edildiğinden, ısı geri kazanımı işleminde ısı aktarım elemanı olarak genellikle borulu ısı değiştiriciler kullanılmaktadır [3].

Atık su ısı geri kazanımı uygulaması ile sıcak atık sudan yüksek oranda enerji kazanılabilmektedir. Öte yandan, bu uygulamanın bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Özellikle iki akışkan arasındaki düşük sıcaklık farklarında sistem verimi düşüktür. Ayrıca atık suların genellikle kir partikülleri taşıması sebebiyle, zamanla ısı değiştiricide tıkanıklıklar ve dolayısıyla basınç düşümünde artış olabilmektedir. Bu iki neden de verimsizliğe neden olmaktadır [3, 13].

3.4 Atık Su Isı Geri Kazanımı Sisteminin Metodolojisi

Isı geri kazanımı kavramının teorik temelleri Denklem (3.1) ile Denklem (3.14) arasında verilmektedir. Denklem (3.1)'deki termodinamiğin enerji korunumu kanununa göre, sisteme giren toplam enerji ile sistemden çıkan toplam enerji arasındaki fark sistemin toplam enerjisindeki değişime eşittir [19].

$$E_g - E_ç = \Delta E_{sistem} \tag{3.1}$$

Isı değiştirici boyunca akan suyun ısı transferi hızı Denklem (3.2) ve Denklem (3.3) ile hesaplanabilir.

$$\dot{Q} = \dot{m} c_{ort} (T_g - T_ç) \tag{3.2}$$

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \tag{3.3}$$

Denklem (3.3)'teki logaritmik ortalama sıcaklık farkı (ΔT_{lm}), sıcak suyun ve soğuk suyun giriş ve çıkış sıcaklıklarına dayanmaktadır ve Denklem (3.4)'te olduğu gibi bulunabilir.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln \Delta T_1 / \Delta T_2} \tag{3.4}$$

Yukarıdaki denklemdeki ΔT_1 ve ΔT_2 sırasıyla sıcak ve soğuk suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkını temsil etmektedir ve Denklem (3.5) ve Denklem (3.6)'da detayı verilmektedir.

$$\Delta T_1 = T_{h,g} - T_{c,g} \tag{3.5}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,ç} - T_{c,ç} \tag{3.6}$$

Dolayısıyla, iki su arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı Denklem (3.7) kullanılarak hesaplanmaktadır.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{h,g} - T_{c,g}) - (T_{h,ç} - T_{c,ç})}{ln(T_{h,g} - T_{c,g}) / (T_{h,ç} - T_{c,ç})} \tag{3.7}$$

Toplam ısı transferi katsayısı (U) toplam ısı direnci (R) ile ifade edilmektedir. Isı geri kazanımı yapılırken, boru içinden geçen akışkan ve ısıtılan akışkan arasında taşınım yoluyla ısı transferi olmaktadır. Ek olarak, boru duvarından da iletim yoluyla ısı transferi gerçekleşmektedir. Dolayısıyla, toplam ısıl direnci hesaplamak için aşağıdaki Denklem (3.8) ve Denklem (3.9) yazılabilir.

$$\frac{1}{UA_i} = R = R_i + R_{silindir} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi kL} ln\frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o A_o} = \frac{1}{UA_o} \tag{3.8}$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i \pi D_i L} + \frac{1}{2\pi kL} ln\frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o \pi D_o L} \tag{3.9}$$

Boru içindeki akışkanın taşınımla ısı transferi katsayısı (h_i) Nusselt ile ilişkilidir ve Denklem (3.10) ve Gnielinski tarafından geliştirilen Denklem (3.11) uygulanarak hesaplanmaktadır.

$$Nu = \frac{hD}{k} \tag{3.10}$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12{,}7(f/8)^{0{,}5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad \begin{pmatrix} 0{,}5 \leq \text{Pr} \leq 2000 \\ 3\,x\,10^3 \leq Re \leq 5\,x\,10^6 \end{pmatrix} \tag{3.11}$$

Yukarıda verilen Denklem (3.11)'de yer alan f sürtünme katsayısını temsil etmektedir ve Petukhov tarafından geliştirilen Denklem (3.12) kullanılarak kolayca hesaplanmaktadır.

$$f = (0{,}790\ ln\ Re - 1{,}64)^{-2} \qquad (10^4 \leq Re \leq 10^6) \tag{3.12}$$

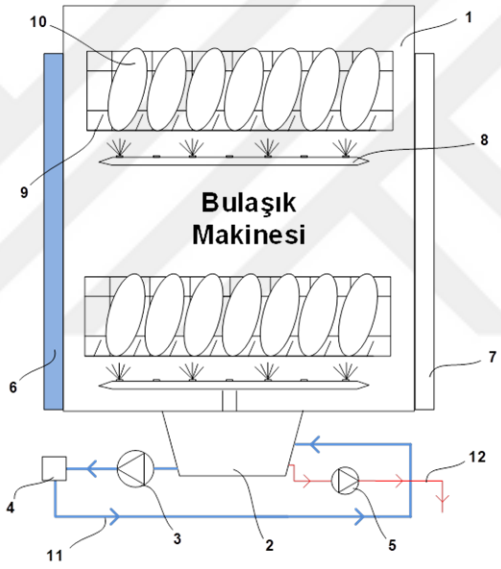
Isı geri kazanımının etkenliği sıcak kirli suyun ısı enerjisine bağlıdır ve Denklem (3.13) ile bulunabilir. Soğuk su hiç ısı kaybı olmadan sıcak suyun tüm ısı enerjisini alabilirse, ısı geri kazanımının etkenliği %100 olacaktır. Aşağıdaki denklemde ısı geri kazanımından elde edilen ısı yükü $\dot{Q}_{ıgk}$ ile gösterilmektedir.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{ıgk}}{\dot{Q}_h} \tag{3.13}$$

4
DENEYSEL ÇALIŞMALAR

4.1 Bulaşık Makinesi Çalışma Prensibi

Bir bulaşık makinesinde birden fazla program bulunmakla birlikte, bir yıkama çevrimi temel olarak dört adımdan oluşmaktadır. Bu adımlar; ana yıkama, birinci durulama, ikinci durulama ve kurutmadır. Tezin deneysel çalışma kısmında, su depolama özelliğine sahip ev tipi bir bulaşık makinesi kullanılmıştır ve Şekil 4.1'de şematik görünümü gösterilmektedir.



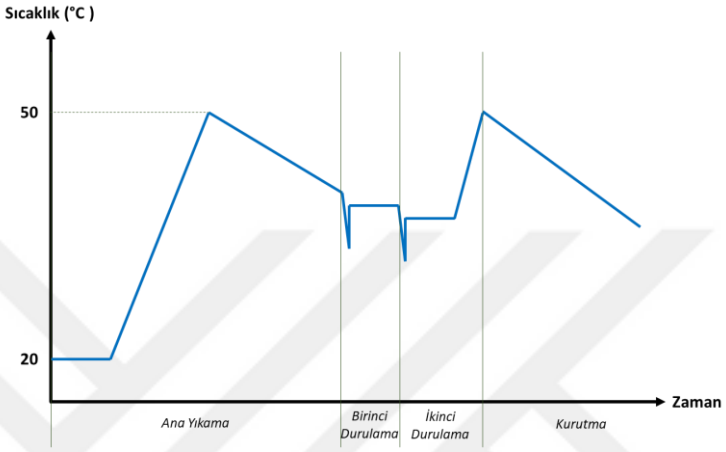
1	Gövde	7	Kurutma kanalı
2	Hazne	8	Pervane
3	Isıtıcılı sirkülasyon pompası	9	Sepet
4	Çok yollu vana	10	Bulaşıklar
5	Tahliye pompası	11	Su sirkülasyon hattı
6	Su cebi içeren su deposu	12	Su tahliye hattı

Şekil 4.1 Su depolama özelliğine sahip ev tipi bir bulaşık makinesinin şematik görünümü

Deneysel çalışmada enerji tüketimi en düşük program olan "Eko-50" programı referans alınarak çalışmalar yapılmıştır. "Eko-50" programı, uluslararası regülasyonlara göre enerji tüketimi deklarasyonlarının yapıldığı programdır.

Eko-50 programı ana yıkama, birinci durulama, ikinci durulama ve kurutma olmak üzere dört temel adımdan oluşmaktadır. Eko-50 programının çevrim adımları Şekil 4.2'de gösterilmektedir.

Bir bulaşık makinesinin çalışma algoritması oluşturulurken su alma prosesi, su tahliyesi prosesi, zamana bağlı prosesler ve sıcaklığa bağlı proseslere dikkat edilmektedir.



Şekil 4.2 Referans alınan Eko-50 programının sıcaklık-zaman grafiği

Bulaşık makinesinde Eko-50 programı çalıştırıldığında, Şekil 2'den de görüleceği üzere, yıkama çevrimi ana yıkama adımı ile başlamaktadır. Makine ana yıkama adımının hemen başında, bir önceki yıkama çevriminin kurutma adımında su deposunda (6) depolanan suyu makine içine almaktadır. Bu depolama işleminin amacı, şebekeden daha soğuk su almak yerine, su deposunda (6) bulunan ortam sıcaklığındaki temiz suyu kullanarak bulaşık makinesinin enerji tüketimini düşürmektir. Bulaşık makinesi ana yıkama adımında toplam 4 litre su ile çalışmaktadır. Bulaşık makinesi yeterli miktarda su ile çalışmaya başlamak için, depodan alınan suya ek olarak, şebeke hattından ayrıca temiz soğuk su alması gerekmektedir.

Algoritmaya bağlı olarak, hazne (2) içerisinde gerekli olan su miktarı sağlandıktan sonra yıkama işlemi başlamaktadır. Hazne (2) içerisindeki yıkama suyu, üzerinde ısıtıcısı olan bir sirkülasyon pompası (3) vasıtasıyla basınçlandırılarak, çok yollu vana (4) üzerinden sepette (9) bulunan bulaşıklara (10) pervaneler (8) yardımıyla püskürtülmektedir. Hazne (2) içerisindeki yıkama suyu pervanelere (8) su sirkülasyon hattı (11) ile bağlıdır. Bulaşıklar (10) bir süre ısıtma olmadan

yıkandıktan sonra, bulaşıkların (10) daha iyi temizlenebilmesi için, sirkülasyon pompası (3) üzerindeki ısıtıcı ile yıkama suyu, set edilen sıcaklığa ulaşana kadar ısıtılmaktadır. Bulaşıkların yıkanması işlemi, ısıtma işlemi ile eş zamanlı devam etmektedir. Yıkama suyu 50 °C sıcaklığa ulaştıktan sonra, ısıtıcı devre dışı kalmaktadır. Bulaşıklar (10) ana yıkama adımının geri kalan kısmı için belirlenen süre boyunca yıkanmaya devam etmektedir. Ana yıkamada yıkanan bulaşıkların kirlerinin çözünmesi sonucunda yıkama suyu kirlenmektedir ve yıkama suyunun değiştirilmesi gerekmektedir. Hazne (2) içerisindeki yıkama suyu, bir tahliye pompası (5) vasıtasıyla bir su tahliye hattı (12) üzerinden dışarıya atılarak makineden uzaklaştırılmaktadır.

Ana yıkama adımından sonra birinci durulama adımı gelmektedir. Birinci durulama adımında şebekeden bulaşık makinesi içerisine 2,6 litre su alınmaktadır. Benzer şekilde, hazne (2) içinde bulunan yıkama suyu ile bulaşıklar (10) belirlenen süre boyunca yıkanmaktadır. Bu adımda herhangi bir ısıtma işlemi yoktur. Ana yıkamada kirleri çözünen bulaşıklar bu adımda daha da temizlenmektedir. Birinci durulama adımında makine ve su sıcaklığı ana yıkama adımındakine göre daha düşük seviyededir. Bunun nedeni, ana yıkama adımındaki sıcak yıkama suyunun tahliye edilip yerine şebekeden daha soğuk temiz su alınmasıdır. Yıkama işlemi tamamlandıktan sonra, yıkama suyu tahliye pompası (5) vasıtasıyla dışarı atılmaktadır.

Birinci durulama adımının ardından ikinci durulama adımı başlamaktadır. İkinci durulama adımı hem bulaşıkların yıkandığı hem de kurutma adımına hazırlık yapılan bir adımdır. İkinci durulama adımı da su alma prosesi ile başlamaktadır ve makine içerisine 2,8 litre su alınmaktadır. Birinci durulama yıkama suyuna kıyasla, şebekeden daha düşük sıcaklıkta yıkama suyu alındığı için, bulaşık makinesinin sıcaklığı düşmektedir. Algoritmaya bağlı olarak, herhangi bir ısıtma işlemi olmadan yıkama belli bir süre boyunca devam etmektedir. Ardından, makinenin ve sepette (9) bulunan bulaşıkların (10) kurutma adımına hazırlanması için sirkülasyon pompası (3) üzerindeki ısıtıcı ile yıkama suyu ısıtılmaktadır. Bu işleme ek olarak, yine kurutma performansını arttırmak için kullanılan parlatıcı da ikinci durulama adımında enjekte edilmektedir. Yıkama

suyu set edilen sıcaklığa ulaştıktan sonra, tahliye pompası (5) vasıtasıyla makine dışına atılmaktadır.

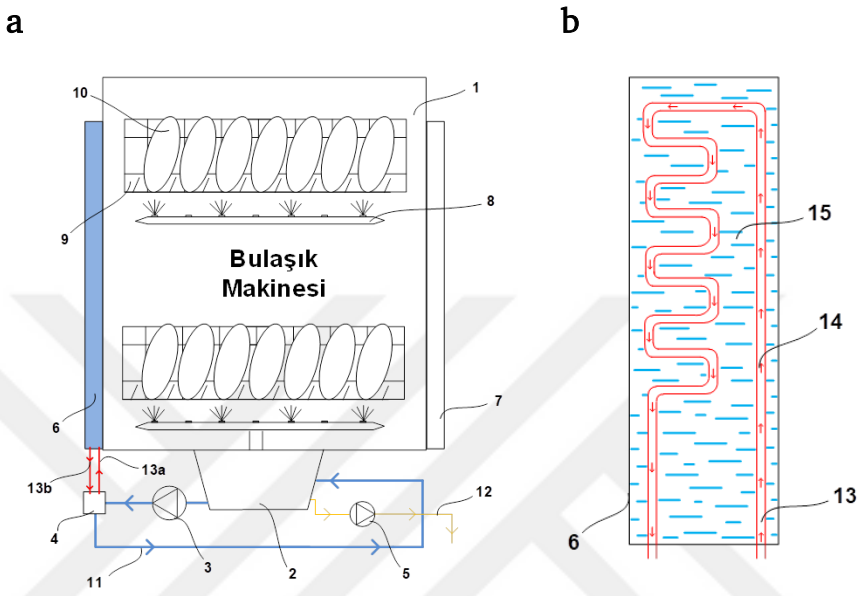
Bulaşık makinesinin son adımı kurutma adımıdır. Bu adımdaki ana hedef, bulaşıkların (10) üzerindeki su buharının uzaklaştırılarak, bulaşıkları (10) kullanıcıya tamamen kuru şekilde teslim etmektir. Kurutma adımının başında makine gövdesi (1) ile temas halinde bulunan su deposu (6) içerisine şebekeden soğuk su doldurulmaktadır. Doldurulan su, bir sonraki yıkama çevriminde ortam sıcaklığına gelmiş şekilde kullanılacaktır. Bununla birlikte, su deposu (6) bulaşık makinesi gövdesine (1) doğrudan temas halinde olduğu için, su deposunun (6) bulunduğu gövdenin (1) sol kısmında soğuk duvar oluşturularak, makine içerisindeki su buharının yoğuşturulması sağlanmaktadır. Ek olarak, bulaşık makinesi gövdesinin (1) sağ kısmına konumlandırılmış kurutma kanalı (7) da mevcuttur. Kurutma kanalı (7) hava giriş açıklığı ve hava çıkış açıklığı olmak üzere iki farklı açıklık ile makinayla ilişkilidir. Kurutma adımında, su alma ve depolama işleminin tamamlanmasının ardından, kurutma kanalı (7) içerisinde konumlandırılmış bir fan vasıtasıyla, bulaşık makinesi içerisindeki sıcak ve nemli hava, yarı açık bir klape üzerinden ortama ve makine içine üflenmektedir. Kurutma sirkülasyonu, bulaşıkların (10) tamamen kurutulması için belli bir süre boyunca devam etmektedir. Bu sürenin ardından son kez su tahliye işlemi gerçekleşmektedir. Kurutma adımında, hazne (2) içerisine akan yoğuşmuş su makineden tahliye pompası (5) ile dışarı atılmaktadır ve bu işlem ile bulaşık makinesi yıkama çevrimi tamamlanmaktadır.

4.2 Bulaşık Makinesi Çalışma Prensibinin Deneysel Çalışma İçin Değiştirilmesi

Bulaşık makinesinin çalışma prensibi ısı geri kazanımı kavramıyla uyumlu olacak şekilde değiştirilmiştir. Buna göre, kurutma adımında su deposuna su doldurulması işlemi testlerin daha hızlı yapılabilmesi için iptal edilmiştir. Diğer taraftan, ısı geri kazanımı ile kazanılan enerji kurutma adımından bağımsız olduğu için kurutma adımı iptal edilmiştir.

Enerjinin çoğu makine içerisindeki sıcak suyun tahliye edilmesi ile kaybedildiği için, kirli sıcak su tahliye edilmeden hemen önce, ana yıkama ve birinci durulama sonuna ısı geri kazanımı adımları eklenmiştir.

Bulaşık makinesinin ısı geri kazanımı sistemi entegre edilmiş hali Şekil 4.3a-b'de şematize edilmektedir.



1	Gövde	10	Bulaşıklar
2	Hazne	11	Su sirkülasyon hattı
3	Isıtıcılı sirkülasyon pompası	12	Su tahliye hattı
4	Çok yollu vana	13	Isı değiştiricisi
5	Tahliye pompası	13a	Isı değiştiricisi su giriş hattı
6	Su cebi içeren su deposu	13b	Isı değiştiricisi su çıkış hattı
7	Kurutma kanalı	14	Atık sıcak su
8	Pervane	15	Ön ısıtılacak soğuk su
9	Sepet		

Şekil 4.3 Isı geri kazanımı sistemi entegre edilmiş bulaşık makinesinin (a) ve ısı değiştiricisi konumlandırılmış su deposunun (b) şematik görünümü

Bulaşık makinesinde ısı geri kazanımı işlemi, mevcut su deposu (6) içerisine konumlandırılmış bir ısı değiştiricisi (13) vasıtasıyla gerçekleştirilmektedir. Hazne (2) içerisindeki atık sıcak su (14), mevcut çok yollu vana (4) vasıtasıyla, eklenen su giriş hattı (13a) üzerinden su deposundaki (6) ısı değiştiricisine (13) yönlendirilmektedir. Suyun hazneden (2) ısı değiştiricisine (13) hareketini mevcutta kullanılan ısıtıcılı sirkülasyon pompası (3) sağlamaktadır. Hazne (2) ile ısı değiştiricisi (13) arasında sirkülasyon sağlanması için, ısı değiştiricisinden (13)

çıkan atık sıcak su, eklenen su çıkış hattı (13b) ile hazneye (2) geri yönlendirilmektedir.

Isı geri kazanımı işlemi başlamadan hemen önce, su deposu (6) şebekeden alınan temiz soğuk su ile doldurulmaktadır. Bu su, ısı geri kazanımı ile ön ısıtılacak soğuk sudur (15). Su deposu (6) ısı geri kazanımı yapılacak su (15) ile doldurulduktan sonra ısı geri kazanımı adımı başlamaktadır. Hazne (2) içerisindeki atık sıcak su (14) ısı değiştiricisi (13) boyunca sirküle edilerek, ısısını su deposu (6) içerisindeki soğuk suya aktarmaktadır. Belirlenen süre boyunca ısı geri kazanımı işlemi devam etmektedir. Isı geri kazanımı süresince sepetteki (9) bulaşıkları (10) soğutmamak için yıkama işlemi tamamen durdurulmaktadır. Bu şekilde depo (6) içindeki soğuk su (15), bulaşık makinesi gövdesinin (1) ve bulaşıkların (10) ısısı yerine, olması gerektiği gibi sadece tahliye edilecek atık sıcak suyun ısısı ile ön ısıtılmaktadır. Isı geri kazanımı işlemi tamamlandıktan sonra makine içerisindeki atık sıcak su (14) tahliye edilmektedir ve ön ısıtılmış su (15) bir sonraki yıkama adımında makine içerisine alınarak yıkama çevrimi devam ettirilmektedir.

4.3 Deney Düzeneği Kurulumu ve Verilerin Toplanması

Tez çalışmasında su deposuna sahip bir bulaşık makinesi kullanılmıştır. Bulaşık makinesinin su deposuna bir ısı değiştiricisi yerleştirilerek bir prototip oluşturulmuştur. Elde edilen prototip bulaşık makinesinin görseli Şekil 4.4'te gösterilmektedir.



a b c

Şekil 4.4 Prototip bulaşık makinesinin görünümü (a-İzometrik, b-Sol, c-Depo)

Bulaşık makinesinin su deposuna yerleştirilen ısı değiştiricisinin depo içerisindeki detay görünümü Şekil 4.5'te gösterilmektedir. Deneysel çalışmada kullanılan ısı değiştiricisinin özellikleri aşağıda verilmektedir.

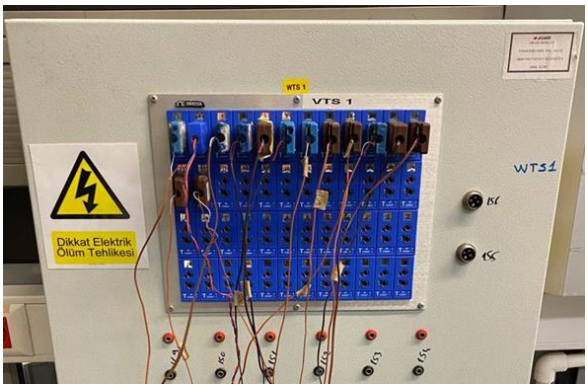
- Malzeme: AISI 304L
- Uzunluk: 1,6 m
- Çap (Di/Do): 7,1/9,5 mm



Şekil 4.5 Bulaşık makinesi su deposuna yerleştirilen ısı değiştiricisinin görünümü

Deney düzeneği olarak kullanılan bulaşık makinesinin çeşitli noktalarına T-tipi termokupllar bağlanarak bulaşık makinesinin sıcaklık verileri toplanmaktadır. Termokuplların diğer ucu veri aktarımının sağlanması için veri toplama istasyonundaki panolara bir fiş yardımıyla bağlanmaktadır. Ek olarak veri toplama sistemine bulaşık makinesinin şebeke kablosu da bağlanmaktadır. Bu şekilde, makinenin anlık güç tüketimi, anlık akım geçişi, anlık gerilim ve dolayısıyla anlık enerji tüketimi verileri de veri toplama sistemi ile elde edilmektedir. Veri toplama sistemi ile toplanan tüm veriler anlık olarak bir bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Veri toplama sisteme ait görsel Şekil 4.6'da gösterilmektedir.

Deney düzeneğinde sıcaklık verisinin alındığı termokupl bağlantı noktalarının listesi Tablo 4.1'de verilmektedir.



Şekil 4.6 Veri toplama sistemi

Tablo 4.1 Deney düzeneğindeki termokupl bağlantı noktaları

Termokupl Numarası	Bağlantı Noktası
1	Hazne
2	Sepet
3	Ortam
4	Su Deposu 1
5	Su Deposu 2
6	Eşanjör Çıkış
7	Sol Duvar
8	Sağ Duvar
9	Üst Duvar
10	Arka Duvar
11	Alt Duvar
12	Ön Duvar
13	Cam
14	Porselen
15	Metal
16	Zemin
17	Besleme Suyu

Tez çalışmasındaki deneyler laboratuvar koşullarında gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğinin içinde bulunduğu laboratuvar koşulları deney sonuçlarını etkileyebilmektedir. Deney koşulları Tablo 4.2'de verilmektedir ve bu koşullar AB standartları ile uyumludur [20].

Tablo 4.2 Laboratuvardaki deney koşulları

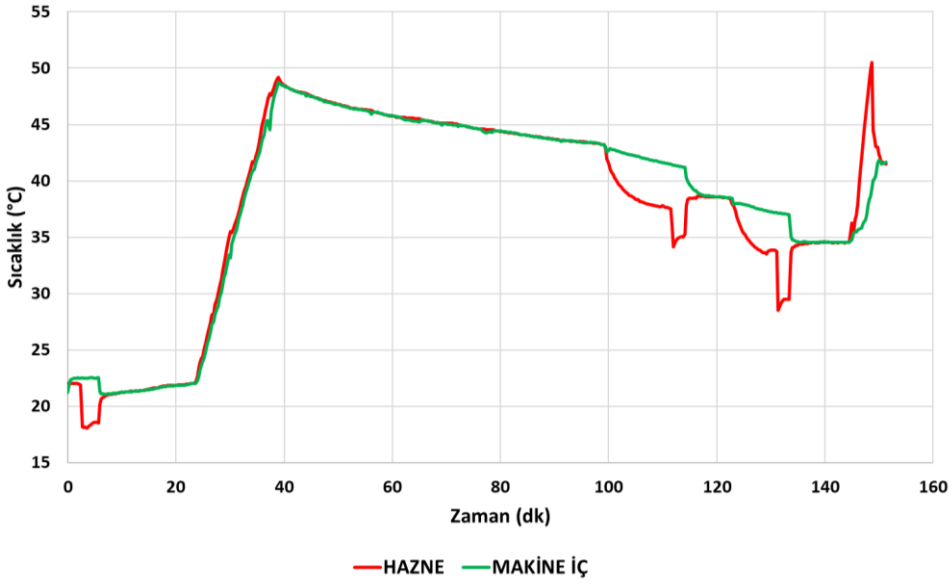
Deney Koşulları	
Ortam Sıcaklığı	23 ± 2 °C
Bağıl Nem	55 ± 5% RH
Su Besleme Sıcaklığı	15 ± 2 °C
Gerilim	230 ± 10% V

4.4 Deneyler

4.4.1 Deneylerin Yapılması ve Yorumlanması

Bulaşık makinesinin çalışma prensibi ısı geri kazanımı sisteminin çalışabileceği şekilde değiştirildikten sonra laboratuvar koşullarında deneyler başlatılmıştır. Bulaşık makinesinin çeşitli noktalarından termokupllar ile alınan sıcaklık verileri ve makinenin güç tüketimi verisi bu bölümde anlatılmaktadır.

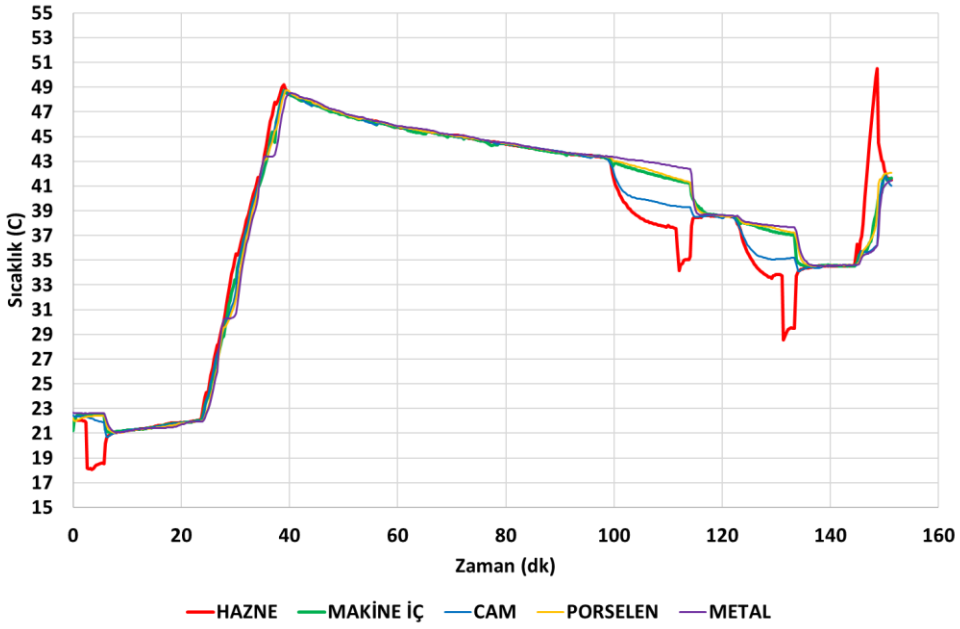
Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de makine iç sıcaklığının ve makine haznesi içerisindeki su sıcaklığının zamana bağlı değişimi verilmektedir.



Şekil 4.7 Makine içi ve yıkama suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 4.8' de, makine içindeki bulaşıkların, gövdenin, sepetin, pervanelerin ve diğer alt komponentlerin genel ortalama sıcaklığı olan makine içi sıcaklığı ile

haznenin ve içindeki yıkama suyunun sıcaklığı olan hazne sıcaklığının ve makine içindeki cam, porselen ve metal bulaşıkların sıcaklığının zamanla değişimi görülmektedir.



Şekil 4.8 Makine içi, hazne ve farklı malzemeden üretilmiş bulaşıkların sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 4.7'den, makine çalışmaya başladıktan sonra, yıkama suyu sirkülasyonun da başlamasıyla, makine iç sıcaklığı ile hazne sıcaklığının birbiri ile örtüştüğü görülmektedir. Şekil 4.7' de proses başladığı ilk zamandaki sıcaklık farkının, yıkama çevriminin henüz başlamış olması sebebi ile, yıkama suyunun ortam sıcaklığındaki makine iç sıcaklığına göre soğuk olmasından kaynaklandığı anlaşılmaktadır.

Yaklaşık 100 – 110. dakikalar ve 122 – 130. dakikalar arasında hazne sıcaklığı aniden düşerken, makine iç sıcaklığı aynı soğuma trendin de hareket etmektedir. Buradaki ayrıklaşmanın sebebi ısı geri kazanımı adımının başlamasıdır. Isı geri kazanımı adımında hazne içerisindeki kirli sıcak su makine su deposundaki ısı değiştiricisine yönlendirilmekte ve su deposundaki soğuk suya ısısını aktarmaktadır. Bu adımda yıkama sirkülasyonu durdurulduğu için iki eğri birbirinden ayrıklaşmaktadır. Yıkamanın durdurulmasının sebebi, daha önce de bahsedildiği gibi, makine içinden ısı kaybının engellenmesidir.

Şekil 4.9'da hazne içindeki su sıcaklığının ve su deposu sıcaklığının tüm yıkama çevrimi süresince zamana bağlı değişimi verilmektedir.



Şekil 4.9 Yıkama suyu ve su deposu sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 4.9'da görülen eğriler ısı geri kazanımı adımı başladığında keskin değişime uğramaktadır. Isı geri kazanımı adımındaki hazne sıcaklığı kirli sıcak su sıcaklığı olup, Şekil 4.7'de anlatıldığı üzere, kirli sıcak su ısısını depo içindeki soğuk suya verdiği için sıcaklığı düşmektedir.

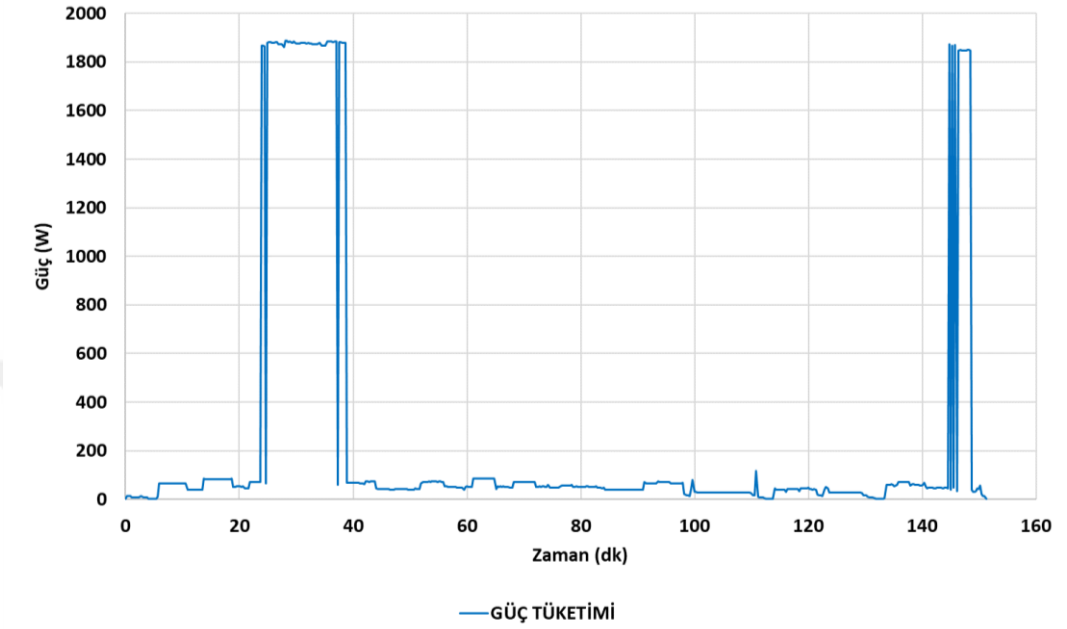
Yıkama çevrimi başladığında depo boştur. Depo sıcaklığı hazne sıcaklığı arttığında artmaktadır, fakat sıcaklık eğrileri örtüşmemektedir. Bunun nedeni, hazne içerisindeki yıkama suyunun doğrudan su deposuna temas etmemesidir. Su deposu makine gövdesine bağlı olduğundan, makinenin kaybettiği ısı ile ısınmaktadır.

Isı geri kazanımı adımında depo sıcaklığının aniden düşmesinin sebebi ise, ısı geri kazanımı yapılacak soğuk suyun depo içerisine alınmasıdır. Su alma işlemi tamamlandıktan sonra ısı geri kazanımı adımı başlar başlamaz, hazne sıcaklığı düşerken su deposu sıcaklığı artmaktadır.

Şekil 4.10'da bulaşık makinesinin zamana bağlı güç tüketimi verilmektedir.

Şekil 4.10, bulaşık makinesinin çalışma süresince tüm komponentlerinin zamana bağlı tükettikleri güç değerlerini içermektedir. Bulaşık makinesinin güç tüketen

komponentleri içerisinde, ısıtıcı ve sirkülasyon pompası en fazla güç tüketen komponentlerindendir. Ana kartın, tahliye pompasının ve vanaların güç tüketimi, ısıtıcı ve sirkülasyon pompasına kıyasla oldukça düşük seviyelerde olduğu için toplam değere katkısı azdır.



Şekil 4.10 Bulaşık makinesinin zamana bağlı güç tüketimi

Grafikte bazı bölümlerde görülen ani güç sıçramaları, ısıtıcının devreye girdiğini göstermektedir. Isıtıcı algoritmaya bağlı olarak, ana yıkama ve ikinci durulama adımlarında, suyun ve makinenin ısıtılması için çalıştırılmaktadır ve gücü 1800 W'tır. Bir bulaşık makinesinde, ısıtıcı en fazla enerji tüketiminin olduğu komponenttir.

Sirkülasyon pompası yıkama çevrimi boyunca, tahliye ve su alma adımları dışında sürekli çalışmaktadır. Dolayısıyla enerji tüketimi üzerindeki etkisi oldukça fazladır. Şekilde görülen düşük seviyelerdeki dalgalanmalar, sirkülasyon pompasının farklı devirlerde (rpm) çalışması kaynaklıdır.

Bulaşık makinesinin değişken devirli sirkülasyon pompasının farklı çalışma devirlerindeki güç tüketimi ve sabit devirli tahliye pompasının güç tüketimi Tablo 4.3'te verilmektedir. Tabloda verilen güç tüketimlerinin tamamı sulu çalışma koşullarında elde edilmiştir.

Tablo 4.3 Bulaşık makinesi sirkülasyon pompasının ve tahliye pompasının çalışma devrine bağlı güç tüketimleri

Pompa Adı	*Devir (rpm)*	*Güç Tüketimi (W)*
Sirkülasyon Pompası	***2200***	21,1
	2400	26,3
	2600	31,7
	2800	39,8
	3000	46,7
	3200	56,2
	3400	60,9
Tahliye Pompası	***Asenkron***	26,8

4.4.2 Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmalar sırasında elde edilen sonuçlar, ölçüm sistemindeki parametrelerin doğruluk değerine göre değişebilmektedir. Bu nedenle ölçüm sisteminin sonuçlar üzerindeki etkisini görmek için belirsizlik analizi yapılmıştır.

Deney düzeneği ölçüm sistemi doğruluk oranları Tablo 4.4'te verilmektedir.

Tablo 4.4 Deney düzeneği ölçüm sistemi doğruluk değerleri

Doğruluk değerleri	
Ortam Sıcaklığı	± 0,5 °C
Su Besleme Sıcaklığı	± 0,5 °C
Güç	± 0,05% W
Gerilim	± 0,25% V
Su Miktarı	± 0,1 L

Belirsizlik analizi yapılırken Kline ve McClintock [21] tarafından geliştirilen belirsizlik analizi yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem ile sistemde ölçülen büyüklük matematiksel olarak ifade edilebilir. Sistemde ölçülen büyüklük R ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken x_1, x_2, x_3 …, x_n olmak üzere, sistemde ölçülen büyüklük R'nin (4.1) fonksiyonu ile ifade edilebilir.

$$R = R(x_1, x_2, x_3, \dots x_n) \tag{4.1}$$

Her bir bağımsız değişken için hata oranları w_1, w_2, w_3 …, w_n ve R büyüklüğü için hata oranı w_R ise, w_R aşağıda verilen (4.2) eşitliği ile kolayca hesaplanabilir.

$$w_R = \pm\left[\left(\frac{\partial R}{\partial x_1}w_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_2}w_2\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial x_3}w_3\right)^2 + \cdots \left(\frac{\partial R}{\partial x_n}w_n\right)^2\right]^{1/2} \quad (4.2)$$

Bu metot uygulanarak deney düzeneğindeki ısı geri kazanımı sisteminin performansının belirsizliği (4.3) eşitliği ile bulunabilir.

$$w_R = \pm\left[\left(\frac{\partial Q_1}{\partial T_1}w_{T1}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_2}{\partial T_2}w_{T2}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_1}{\partial m_1}w_{m1}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_2}{\partial m_2}w_{m2}\right)^2\right]^{1/2} \quad (4.3)$$

Microsoft Excel VBA [22] programı kullanılarak yapılan belirsizlik analizinde, ısı geri kazanımı performansının belirsizliği %1,65 olarak hesaplanmıştır. Belirsizlik analizinde kullanılan kodlar ve sonuçlar EK-A'da gösterilmektedir.

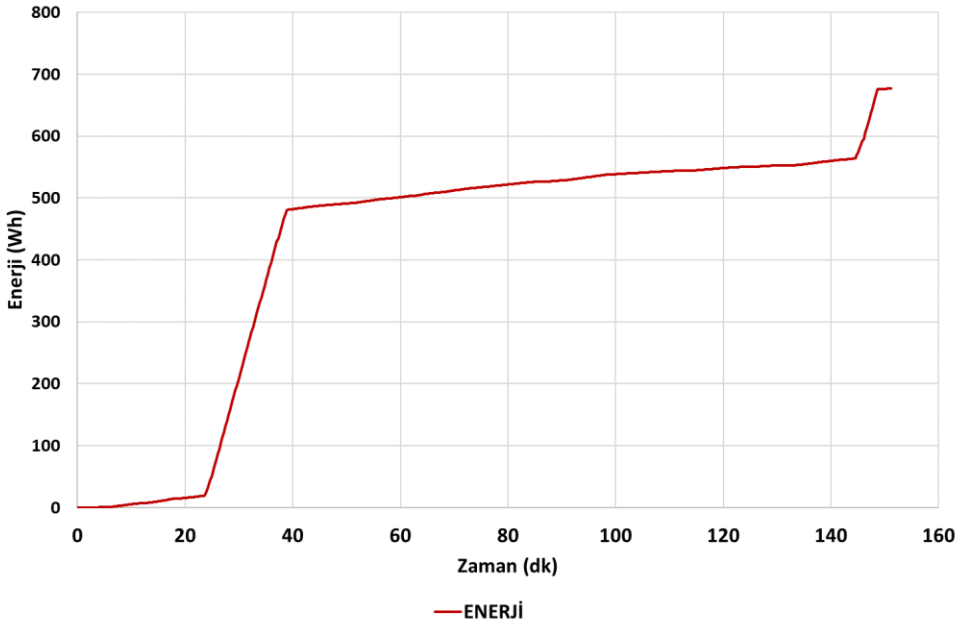
4.4.3 Deneysel Çalışma Sonuçları

Bu bölümde, bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sistemi uygulanması ile elde edilen deneysel çalışma sonuçları anlatılmaktadır. Isı geri kazanımı yapılırken maksimum enerji faydası elde etmek için, iki ısı geri kazanımı adımında da sirkülasyon pompası 2200 devirde çalıştırılmıştır.

Şekil 4.11'de ısı geri kazanımı sistemi eklenmiş prototip bulaşık makinesinin zamana bağlı olarak enerji tüketimindeki değişimi gösterilmektedir.

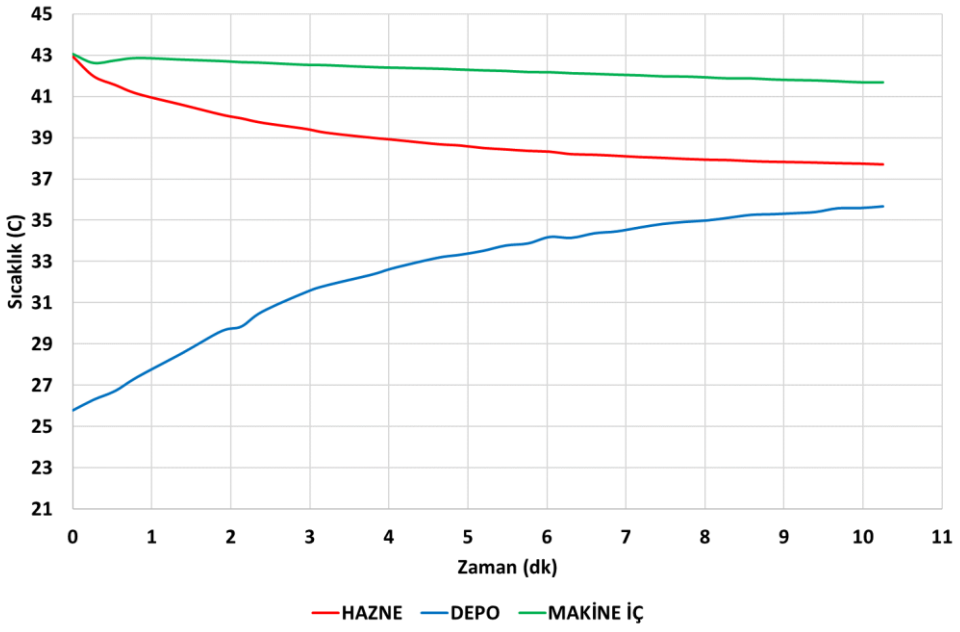
Bulaşık makinesinin enerji tüketimi yıkama çevrimi süresince beklendiği gibi yükselen trenddedir. Ana yıkama ve ikinci durulama adımlarında enerji tüketiminin önemli ölçüde arttığı görülmektedir. Bunun sebebi daha önce bahsedildiği gibi ısıtıcının devreye girmesidir. Isıtıcının devre dışı olduğu durumlarda ise, enerji tüketimi sabit eğimde devam etmektedir.

Deneysel çalışma sonucuna göre, ısı geri kazanımı eklenmiş prototip bulaşık makinesinin enerji tüketimi değeri yaklaşık olarak 677 Wh'tir.



Şekil 4.11 Bulaşık makinesinin enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.12'de ana yıkama adımındaki ısı geri kazanımı süresince, makine içinin, haznedeki 4 litrelik kirli sıcak suyun ve depo içindeki 2,6 litrelik ön ısıtılan soğuk suyun zamana bağlı sıcaklık değişimi verilmektedir.



Şekil 4.12 Ana yıkamada uygulanan ısı geri kazanım adımı boyunca makine içinin, haznenin ve deponun zamana bağlı sıcaklık değişimi

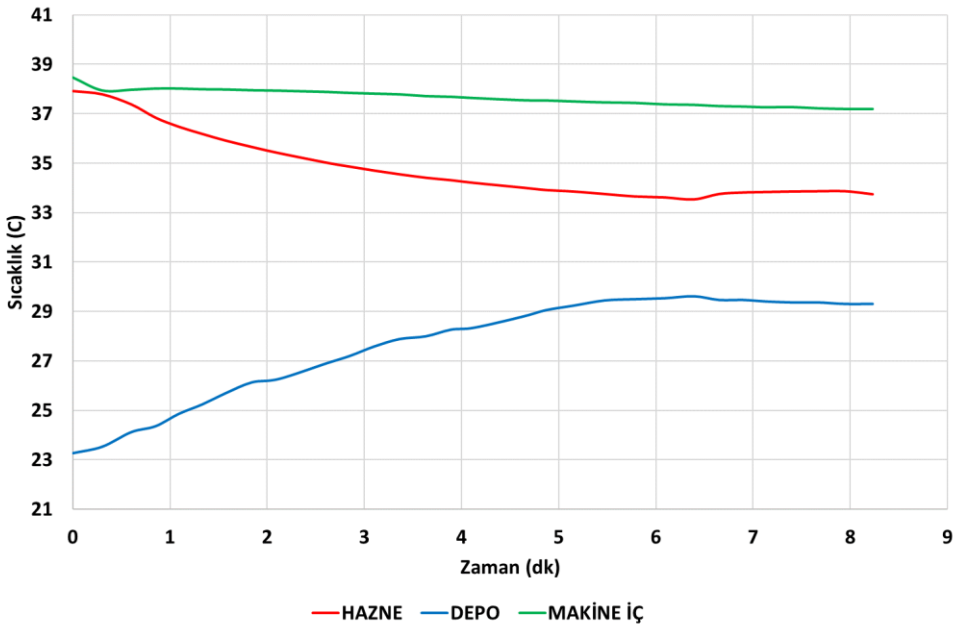
Şekil 4.12' de görüldüğü üzere, depo içerisindeki temiz soğuk suyun sıcaklığı, ısı geri kazanımı süresince artmaktadır. Hazne içerisindeki kirli sıcak su, ısısını

depodaki soğuk suya aktardığı için sıcaklığı önemli ölçüde düşmektedir. Öte yandan, makine iç sıcaklığının da düştüğü görülebilmektedir. Bunun iki nedeni vardır. İlk neden makinenin yalıtım seviyesine bağlı olarak ortama ısı kaybetmesidir. Diğer neden ise, su deposunun bulaşık makinesi gövdesine temas etmesinden dolayı, makine ısısının bir miktarını su deposundaki suya aktarmasıdır.

Bu durum grafikten de açıkça görülebilir. Su besleme sıcaklığı standartlara uygun olarak 15 °C'dedir, fakat t=0 anındaki depo sıcaklığı yaklaşık 26 °C'de ısı geri kazanımına başlamaktadır. Bunun nedeni, soğuk suyun depoya dolmaya başladığı andan itibaren makine gövdesinden iletim yoluyla ısı çekerek ısınmasıdır.

Ana yıkamada yapılan ısı geri kazanımı süresince, depodaki soğuk suyun sıcaklığı 25,8 °C'den 35,6 °C'ye kadar artarken, sıcak kirli su ve makine iç sıcaklığı sırasıyla 5,2 °C ve 1,4 °C kadar azalmaktadır.

Şekil 4.13'te birinci durulama adımındaki ısı geri kazanımı süresince makine içinin haznedeki 2,6 litrelik kirli sıcak suyun ve depo içindeki 2,8 litrelik ön ısıtılan soğuk suyun zamana bağlı sıcaklık değişimi verilmektedir.

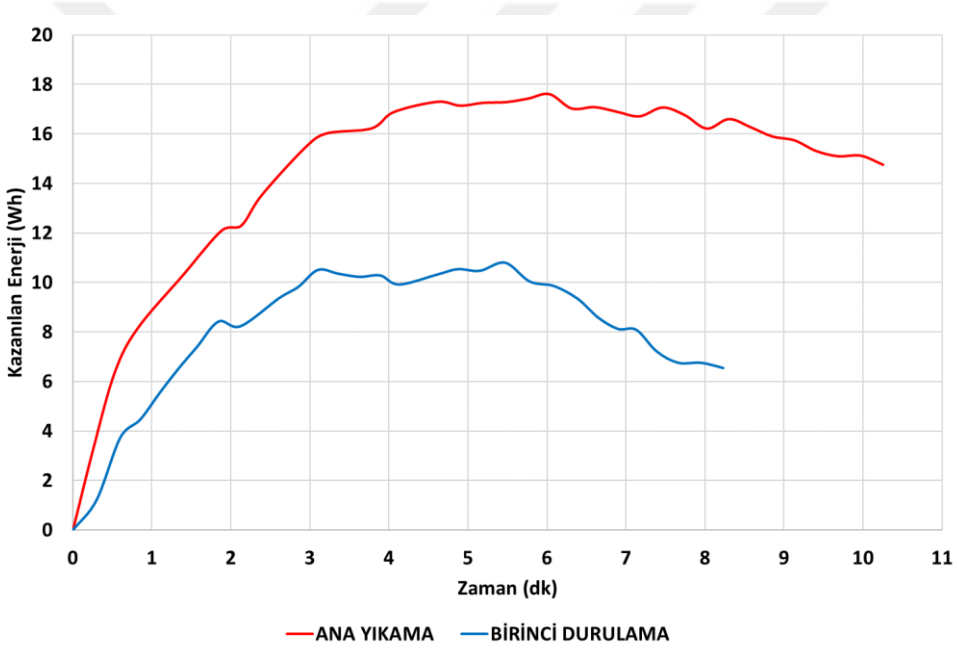


Şekil 4.13 Birinci durulamada uygulanan ısı geri kazanımı adımı boyunca makine içinin, haznenin ve deponun zamana bağlı sıcaklık değişimi

Şekil 4.12'deki durumla aynı şekilde, depo içerisindeki temiz soğuk suyun sıcaklığı ısı geri kazanımı süresince artarken, haznedeki kirli sıcak suyun sıcaklığı ve makine iç sıcaklığı azalmaktadır. Şekil 4.12 ve Şekil 4.13'teki zamana bağlı hazne, depo ve makine iç sıcaklığı düşüş ve yükseliş trendleri benzerdir.

Birinci durulamada yapılan ısı geri kazanımı süresince depodaki soğuk suyun sıcaklığı 23,2 °C'den 29,3°C'ye kadar artarken, sıcak kirli su ve makine iç sıcaklığı sırasıyla 4,2 °C ve 1,3 °C kadar azalmaktadır.

Şekil 4.14'te ana yıkamada ve birinci durulamada kirli sıcak sudan temiz soğuk suya ısı geri kazanımı yapılmasıyla kazanılan enerjinin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir.



Şekil 4.14 Isı geri kazanımı süresince kazanılan net enerjinin zamana bağlı değişimi

Şekil 4.14'ten görüldüğü gibi, hem ana yıkama hem de birinci durulama adımlarında ısı geri kazanımı yapılarak enerji kazancı elde edilmektedir. Enerji kazancı iki durum için de ilk dakikalarda oldukça yüksek oranda kazanılırken, zaman geçtikçe bu oran azalmakta, hatta bir noktadan sonra kazanç zirve noktasına ulaşarak enerji kaybı başlamaktadır.

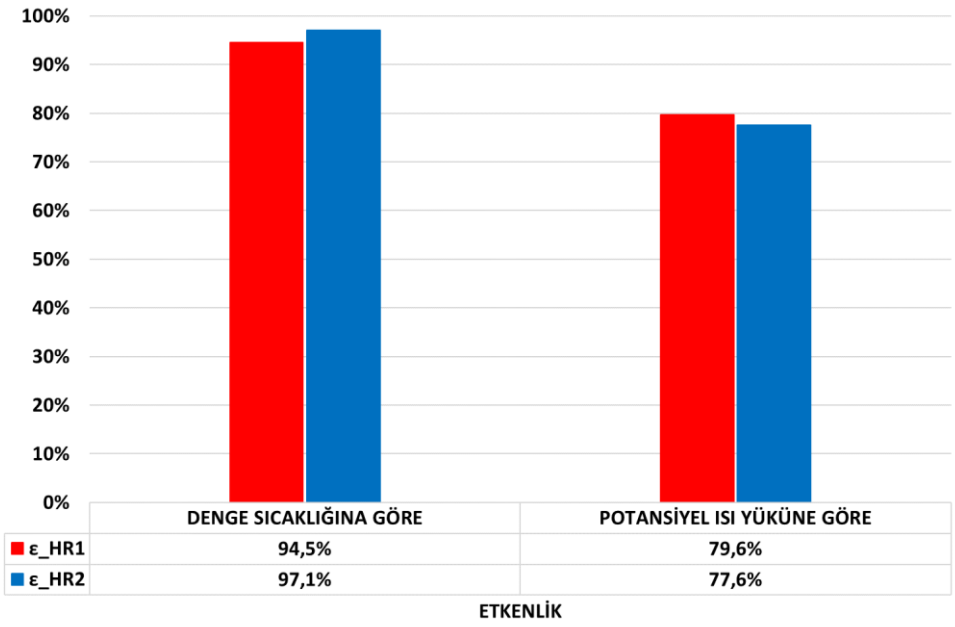
Grafiğe göre, ana yıkamada kazanılan enerji birinci durulamada kazanılan enerjiye kıyasla daha yüksek seviyelerdedir. Ana yıkamada kazanılan maksimum

enerji 17,61 Wh'tir ve 6. dakika sonunda elde edilmektedir. Birinci durulamada kazanılan 10,80 Wh'lik maksimum enerji ise 5,5. dakika sonunda kazanılmaktadır. Dolayısıyla hem ana yıkama hem de birinci durulamada sisteme ısı geri kazanımı uygulanması ile toplam 28,41 Wh kadar enerji kazanılmaktadır.

Öte yandan, ısı geri kazanımı ile kazanılan enerji ana yıkamada 10. dakika sonunda 14,76 Wh'e, birinci durulamada ise 8. dakika sonunda 6,54 Wh'e düşmektedir. Bu süreler ile elde edilen toplam enerji kazancı 21,30 Wh olmaktadır ve maksimum elde edilen enerji kazancından 7,11 Wh daha azdır.

Yukarıdaki kazançlar sıcaklık, su kütlesi ve makine konfigürasyon özellikleri ile doğrudan ilişkili olduğundan, farklı sıcak ve soğuk su sıcaklıklarında, su kütlelerinde ve makine konfigürasyonda farklı değerlerde olacaktır. Toplam enerji kazancını ve ısı geri kazanımı süresini belirlemek için başka bir optimizasyon çalışma yapılmalıdır.

Şekil 4.15'te ana yıkamada (HR1) ve birinci durulamada (HR2) gerçekleştirilen ısı geri kazanımı için elde edilen etkenlik değerleri paylaşılmaktadır.



Şekil 4.15 Ana yıkamadaki (HR1) ve birinci durulamadaki (HR2) ısı geri kazanımı uygulamasının etkenlik oranları

Teorik olarak, hazne içerisindeki kirli sıcak su ile depo içerisindeki temiz soğuk su arasındaki ısı transferi denge sıcaklığına ulaşana kadar devam etmektedir. Ana

yıkama (HR1) için, iki suyun kütle oranlarına ve sıcaklıklarına bağlı olarak denge sıcaklığı 36,2 °C'dir. Fakat, ortama olan ısı kayıpları ve makine ile yapılan ısı transferi sebebiyle maksimum enerjinin 34,2 °C'de elde edildiği deneylerde görülmüştür. Bu durumda, denge sıcaklığına göre değerlendirildiğinde, ana yıkamadaki (HR1) ısı geri kazanımının etkenlik değeri %94,5'tir.

Benzer şekilde, birinci durulama (HR2) için, iki suyun kütle oranlarına ve sıcaklıklarına bağlı olarak denge sıcaklığı 30,3 °C'dir. Fakat, ortama olan ısı kayıpları ve makine ile yapılan ısı transferi sebebiyle maksimum enerjinin 29,4 °C'de elde edildiği deneylerde görülmüştür. Bu durumda, denge sıcaklığına göre değerlendirildiğinde, birinci durulamadaki (HR2) ısı geri kazanımının etkenlik değeri %97,1'dir.

Etkenlikle ilgili başka bir yaklaşım ise, temiz soğuk suyun kirli sıcak su sıcaklığında kullanılmasına dayanmaktadır. Isı geri kazanımı yapılmadığı durumda, kirli sıcak su doğrudan tahliye edildiği için enerji kaybı %100'dür. Bu yaklaşıma göre, kirli sıcak su sıcaklığının ısı kaybı olmadan kullanılabildiği ve sıcak suyun temizlenebildiği bir durumda, sonraki adımda kullanmak için şebekeden soğuk su alınmayacaktır. Dolayısıyla, ana yıkama için birinci durulamadaki, birinci durulama için ise ikinci durulamadaki yıkama suyu miktarları göz önüne alınarak, ana yıkamadaki (HR1) ve birinci durulamadaki (HR2) ısı geri kazanımı etkenlik değerleri sırasıyla %79,6 ve %77,6 olarak hesaplanmaktadır.

5
MODELLEME ÇALIŞMASI

5.1 Modelleme Metodolojisi

Tezin bu bölümünde, bulaşık makinesinin komponentlerinin dahil olduğu sistemi değerlendirmek için bir model geliştirilmiştir. Modelleme çalışması, Modelica yazılım dilini kullanan Dymola programında gerçekleştirilmiştir [23, 24].

Modelica içinde denklemlerin gömülü olduğu nesne tabanlı bir dildir ve veri tabanında hazır olarak sunulan temel nesneler ile veya özelleştirilerek oluşturulabilen nesneler ile termal, mekanik veya elektriksel sistemlerin modeli kolayca kurulabilmektedir. Ayrıca, kurulan modeller matematiksel denklemleri diferansiyel cebirsel denklem (DAE) sistemine dönüştüren algoritmalarla desteklenebilmektedir. Dolayısıyla, Modelica dinamik sistemlerin modellenebildiği bir dildir.

Petzold tarafından geliştirilen DASSL [25], Dymola programının varsayılan çözücüsüdür ve diferansiyel-cebirsel denklemleri çözmek için tercih edilebilecek en iyi integratörlerden biridir. DASSL kapalı, yüksek dereceli, adım boyutu kontrolüne sahip çok adımlı bir çözücü olması sebebiyle, pek çok model tasarımında kararlı sonuçlar vermektedir.

Ek olarak, Dymola programı çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılması için açık kaynak, ticari kaynak ya da oluşturulmuş iç kaynak kütüphanelerini içermektedir. Bulaşık makinesinin ve diğer komponentlerin modelleme çalışmasında açık kaynak olan termal kütüphane kullanılmıştır. Isı geri kazanımı sisteminin modelleme çalışmasında ise, bir ticari kaynak olan TIL [26] kullanılmıştır. TLK-Thermo firması tarafından geliştirilen TIL kütüphanesi termodinamik disiplinini temel alarak oluşturulan çeşitli komponentlerle termal sistemleri simüle etmektedir.

5.2 Model Kurulumu

5.2.1 Gövde Duvarı Modeli

Enerji tüketimi, bulaşık makinesi gövdesinin duvarlarından ortama kaybedilen ısı ile ilişkili olduğundan, bulaşık makinesi gövdesinin duvarlarının modellenmesi oldukça önemli bir aşamadır. Dolayısıyla, sistemdeki anlık sıcaklık değişimini ve ısı kaybını değerlendirebilmek için bulaşık makinesi gövdesinin modellenmesi ihmal edilemez.

Bulaşık makinesinin gövdesi çelik, bitüm ve yalıtım malzemesi gibi birkaç katmandan oluşmaktadır. Bununla birlikte, katmanların malzemesi, boyutu ve yapısı gibi özellikler farklılık gösterebilmektedir. Dolayısıyla, her bir katmanın sahip olduğu spesifik özelliklerin tümü detaylı bir şekilde tanımlanmalıdır, çünkü bu karakteristik özellikler bulaşık makinesi parçaları ile ortam arasındaki ısı transferi mekanizmasını doğrudan etkilemektedir.

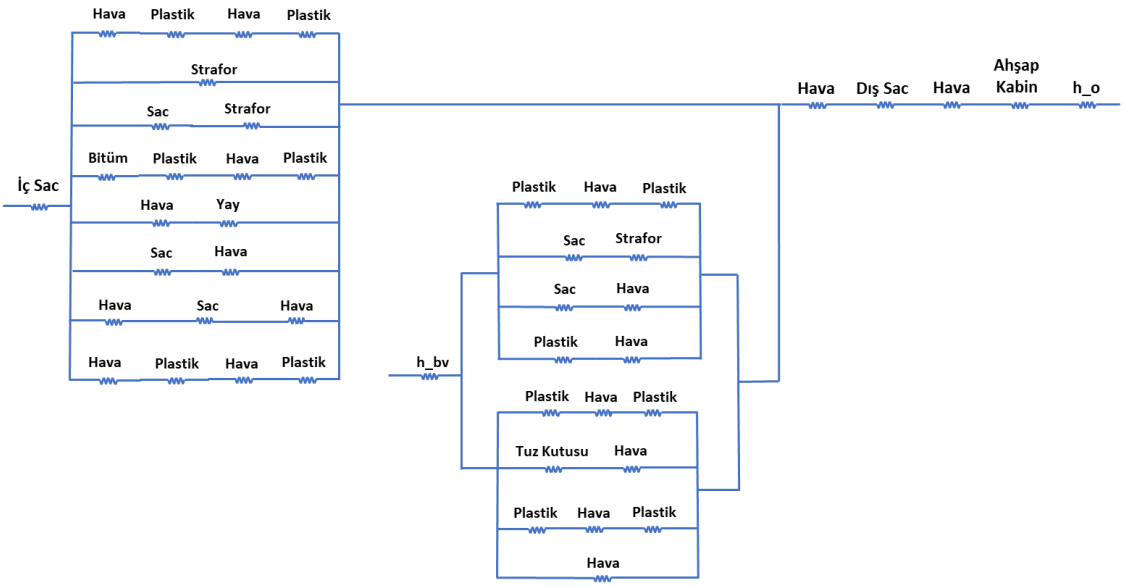
Öte yandan, katmanların kalınlığı katmanların uzunluğuna ve genişliğine kıyasla oldukça küçüktür. Başka bir deyişle, kalınlık yönündeki sıcaklık gradyanı uzunluk ve genişlik yönündekine göre oldukça büyüktür. Bu nedenden dolayı, bulaşık makinesi gövdesinin duvar modeli tek boyutlu oluşturulmuştur.

Duvar modelinde kullanılan tek boyutlu geçici ısı transferi Denklem (5.1)'de verilmektedir.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\rho c_P}{k} \frac{\partial T}{\partial t} \tag{5.1}$$

Model yapısı ısıl dirençlerden meydana gelmektedir. Her bir ısıl direncin ısıl kapasitesi kütlesine, sıcaklığına ve malzeme özelliklerine göre değişmektedir. Her bir katmanın sıcaklığı ve ısıl kapasitesi termodinamiğin birinci kanunu temel alınarak hesaplanmaktadır. Ek olarak, iletimle ısı transferi için Fourier Kanunu kullanılırken, taşınımlı ısı transferi için Newton'un Soğuma Kanunu kullanılmaktadır.

Şekil 5.1'de, su deposuna sahip bir bulaşık makinesinin sol duvarının ısıl direnç ağı gösterilmektedir.



Şekil 5.1 Su depolu bir bulaşık makinesinin sol duvarının ısıl direnç ağı

Şekil 5.1'de gösterilen ısıl direnç ağı, bulaşık makinesinin su deposunun da olduğu sol duvarı temsil etmektedir. Isıl direnç ağında görüldüğü üzere, makinede ısı transferi yönünde farklı malzemelerden oluşan birçok katman vardır. Bu malzemeler genel olarak metal, plastik ve strafordan meydana gelmektedir. Bu katmanlar bulundukları konuma göre ısıl direnç ağında birbirlerine seri ve paralel şekilde bağlıdır.

Şekil 5.1'de gösterilen dış tarafa ait taşınımla ısı transferi h_o ve bulaşık makinesi alt hacmine ait taşınımla ısı transferi h_{bv} (5.2) bağıntısı kullanılarak hesaplanmaktadır.

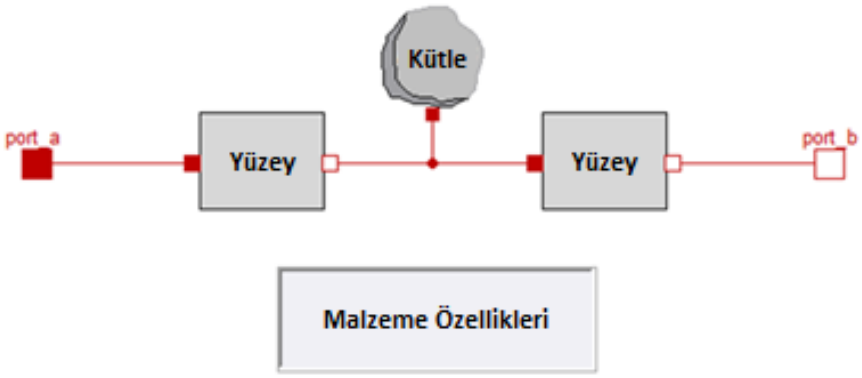
$$\dot{Q} = h\,A\,(T_{ortam} - \mathrm{T}) \tag{5.2}$$

Bununla birlikte, diğer ısıl dirençler üzerindeki iletimle ısı transferi (5.3) bağıntısındaki Fourier Kanunu ile hesaplanmaktadır.

$$\dot{Q} = -k\,A\,\frac{\Delta T}{dx} \tag{5.3}$$

Modelleme programında ısıl direnci temsil edecek bir duvar elemanı oluşturulmuştur ve nesne tabanlı direnç yapısı Şekil 5.2'de gösterilmektedir.

Şekil 5.2'deki direnç yapısında gösterilen port_a ve port_b, ısıl direnç bağlantı noktalarını temsil etmektedir.



Şekil 5.2 Bulaşık makinesinin bir duvar elemanının modelleme programındaki direnç yapısı

Bir duvar elemanı için, modelleme programında nesne içine gömülmüş Fourier Kanunu ile ilgili kod yapısı Şekil 5.3'te gösterilmektedir.

```
model Wall_Surface "Lumped thermal element transporting heat without storing it"
  extends Modelica.Thermal.HeatTransfer.Interfaces.Element1D
  Modelica.SIunits.ThermalConductance G "Constant thermal conductance of material"
  parameter Modelica.SIunits.Area A
  parameter Modelica.SIunits.ThermalConductivity k
  parameter Modelica.SIunits.Length thickness

equation
  G = k*A/(thickness/2)
  Q_flow = G*dT

end Wall_Surface
```

Şekil 5.3 Bir duvar elemanının kod yapısı

Şekil 5.3'teki duvar elemanın kod içeriğinde, duvar elemanın kütlesinin olmadığı görülmektedir. Dolayısıyla, böyle bir duvar elemanı üzerinde ısı yükü tutamadan yalnızca ısı aktarımı yapabilmektedir.

Fakat, bulaşık makinesindeki malzemelerin kütlesinin de hesaba katılması gerektiğinden, Şekil 5.3'teki kod yapısı değiştirilmiş ve Şekil 5.4'teki gibi kütlesi olan bir duvar elemanı kod yapısı oluşturulmuştur.

```
model Wall_Mass "Lumped thermal element storing heat"

Modelica.SIunits.HeatCapacity C "Heat capacity of element (= cp*m)"
Modelica.SIunits.Mass m

parameter Modelica.SIunits.Area A
parameter Modelica.SIunits.Length thickness
parameter Modelica.SIunits.Density d
parameter Modelica.SIunits.SpecificHeatCapacity cp

Modelica.SIunits.Temperature T(start = 295.15, displayUnit = "degC") "Temperature of element"
Modelica.SIunits.TemperatureSlope der_T(start = 0) "Time derivative of temperature (= der(T))"

equation
  m = d*A*thickness
  C = m*cp
  T = port.T
  der_T = der(T)
  C*der(T) = port.Q_flow

end Wall_Mass
```

Şekil 5.4 Kütlesi olan bir duvar elemanının kod yapısı

Şekil 5.4'teki kod yapısı değişikliği ile birlikte, duvar elemanının ısı aktarımı yapmasının yanı sıra, kütlesi ile ısıl yüke sahip olması da sağlanmıştır.

Modelde ısıl direnç ağı oluşturulabilmesi için tüm ısıl direnç birimleri birbirine bağlanmaktadır. Şekil 5.2'de de gösterildiği üzere, her bir ısıl direnç birimi için malzeme özelliklerine bağlı olan özgül ısı, ısıl iletim katsayısı ve yoğunluk tanımlanmaktadır. Bu özelliklere ek olarak, bir duvar elemanının boyutlarını temsil eden uzunluk, genişlik ve kalınlık da modelde tanımlanmaktadır.

Açık kaynak kullanılarak oluşturulan "Convection" isimli model, taşınımla ilişkili ısıl dirençler için kullanılmaktadır. Model kod yapısı detayları ve nesne gösterimi Şekil 5.5'te verilmektedir [27].

Öte yandan, bulaşık makinesinin gövdesinin ısıl davranışı, gövde içerisindeki pervaneler, sepetler, yemek setleri gibi parçalardan doğrudan etkilenmektedir. Bu parçalar modele ayrı ayrı eklenmek yerine yığılı kütle olarak hesaba katılmaktadırlar ve gövde içerisindeki hava ile taşınım yoluyla ısı transferi yapmaktadırlar.

Dolayısıyla, gövde içerisindeki parçaların da kütlesi, özgül ısısı ve yüzey alanı modelde tanımlanmaktadır. Parçalar ile gövde içerisindeki hava arasındaki ısı transferi (5.4) ve (5.5) bağıntıları kullanılarak hesaplanmaktadır.

model Convection "Lumped thermal element for heat convection (Q_flow = h*A*dT)"

Modelica.SIunits.HeatFlowRate Q_{flow} "Heat flow rate from solid ->fluid"

Modelica.SIunits.TemperatureDifference dT "= solid.T - fluid.T"

parameter Modelica.SIunits.Area A

parameter Modelica.SIunits.CoefficientOfHeatTransfer h

equation

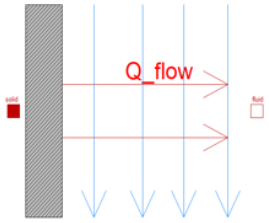
$dT = solid.T - fluid.T$

$solid.Q_{flow} = Q_{flow}$

$fluid.Q_{flow} = -Q_{flow}$

$Q_{flow} = h \cdot A \cdot dT$

end Convection



Şekil 5.5 Taşınımla ısı transferi mekanizmasının kod yapısı ve nesne gösterimi

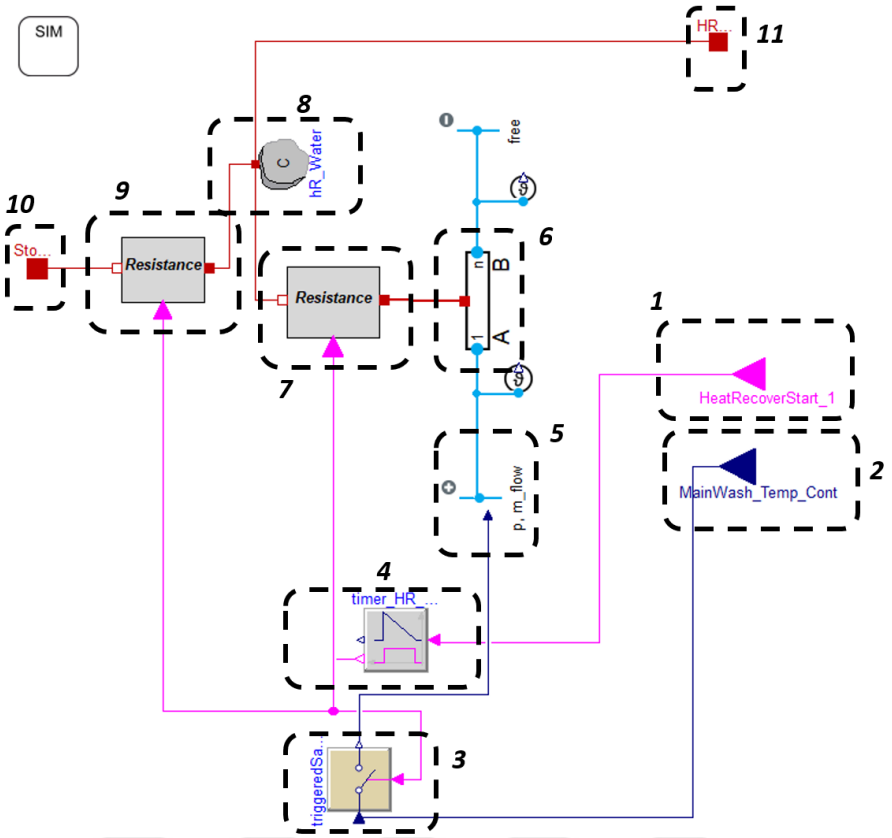
$$\dot{Q}_{Parça} = h_i \, A_{Parça} \left(T_{Gövde} - T_{Parça} \right) \tag{5.4}$$

$$\frac{dT_{Parça}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{Parça}}{m_{\text{Parça}} \, C_{p,\text{Parça}}} \tag{5.5}$$

5.2.2 Algoritma ve Isı Geri Kazanımı Sistemi Modeli

Enerji tüketimini ve çevrim süresini etkileyen en önemli faktörlerden biri de algoritmadır. Algoritma temel olarak üç kısımdan oluşmaktadır; ana yıkama, birinci durulama ve ikinci durulama. Buna ek olarak, algoritmanın ana yıkama ve birinci durulama bölümlerinin belli bir noktasında ısı geri kazanımı yapılmaktadır. Bu uygulamada ısıtılmış yıkama suyu tahliye edilmez ve birinci durulamadaki yıkama suyu için ana yıkamadaki yıkama suyunun, ikinci durulamadaki yıkama suyu için ise birinci durulamadaki yıkama suyunun yüksek sıcaklığından faydalanılır. Tahliye yapılmadan önce sıcak yıkama suyu, algoritmada belirlenen süre boyunca, sonraki yıkama çevriminde kullanılacak olan soğuk yıkama suyunun olduğu deponun içerisindeki bir ısı değiştiricisinden sirküle edilmektedir. Böylelikle, sonraki yıkama adımında kullanılacak soğuk yıkama suyunun sıcaklığı arttırılmakta olup, makinenin soğuk yıkama suyuna olan ısı kaybı azaltılmaktadır.

Açık kaynak Modelica kütüphanesi kullanılarak oluşturulan ısı geri kazanımı sisteminin algoritma yapısı Şekil 5.6'da gösterilmektedir.



Şekil 5.6 Isı geri kazanımı sistemi modeli

Algoritma modelindeki tüm alt modeller sıcaklık ve çalışma zamanını algılayarak birbiriyle eşlenik şekilde çalışmaktadır. Bunun başlıca örneği, ana yıkama suyu set sıcaklığına ulaştıktan sonra ısıtıcının devre dışı bırakılması ve sonrasında ısıtma olmadan ana yıkama sirkülasyonun başlatılmasıdır. Bu adım zamana bağlıdır ve zamanlayıcının süreyi aşması durumunda sonraki adım başlatılmaktadır.

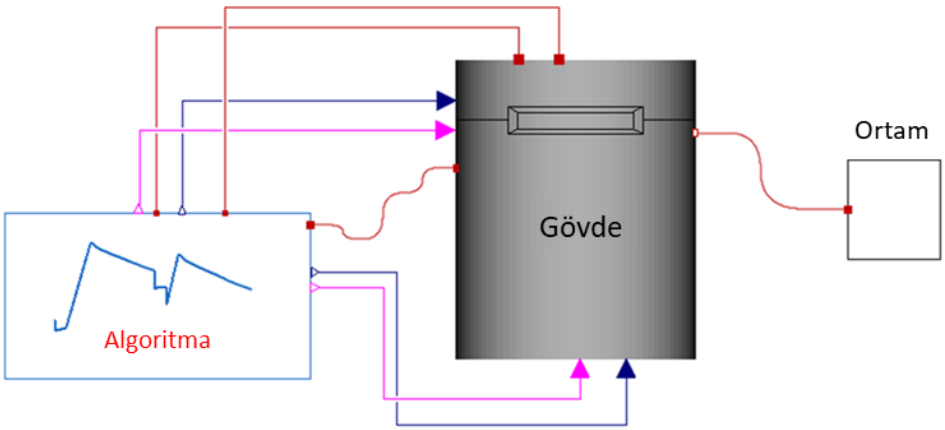
Isı geri kazanımı modeliyle ilgili olarak, öncelikle Boolean girdisi (1) ile ısı geri kazanımı adımı tespit edilmektedir. Devamında, önceden belirlenmiş bir süre boyunca ısı geri kazanımı sisteminin aktif hale getirildiği zamanlayıcı modeline (4) bilgi gönderilmektedir. Bu esnada, o andaki yıkama suyu sıcaklığı (2) okutulmaktadır ve yıkama suyu sıcaklığı (2) bilgisi, ısı geri kazanımının başlamasıyla tetiklenen tetikleyici modele (3) gönderilmektedir. Suyun sıcaklık bilgisi, suyun sıcaklık, basınç ve kütlesel debisinin atandığı boru (6) giriş sınırlarına gönderilmektedir. Boru modelinde (6) boru geometrisi belirlenebilmekte ve daha önemlisi ısı transferi mekanizması seçilebilmektedir. Bu modelde, boru tarafındaki ısı transferi için Dittus-Boelter [28] korelasyonu kullanılmaktadır.

Isı geri kazanım adımı başlatılırken, boru (6) ile ısı geri kazanımı suyu (8) arasında, tetikleyici (3) ile devre dışı bırakılan direnç (7) üzerinden ısı transferi başlatılmaktadır. Devamında, bir sonraki adımda soğuk yıkama suyu olarak kullanılacak olan ısı geri kazanımı suyunun sıcaklığı, ısı geri kazanımı için belirlenen sürenin sonuna kadar yükseltilmektedir.

Bir ısı portu (11) vasıtasıyla, algoritmada sunulan soğuk yıkama suyuna su bilgisi gönderilmektedir. Bu esnada, diğer direnç (9) de devre dışıdır ve su ile boru arasında ısı transferi gerçekleşirken, bir ısı portu aracılığı (10) ile su deposu ve ısı geri kazanımı suyu arasında da ısı transferi olmaktadır. Belirlenen sürenin sonunda, zamanlayıcı model (4) tetikleyici modeli (3) devre dışı bırakmakta ve ısı geri kazanımı adımı sona ermektedir. Ayrıca, algoritmada sunulan zaman, sıcaklık, su kütlesi gibi parametreler kullanıcı tarafından değiştirilebilmektedir.

Bununla birlikte, ısı geri kazanımı çevrimi gövde modelinde yer aldığından, ısı geri kazanımı çevrimi, gövde, algoritma ve ortam koşullarını sağlayan model birbirine bağlı ve uyumlu olmalıdır. Ayrıca, tüm modeller birbirleriyle termal olarak etkileşim halindedir. Gövde, ortam sıcaklığı ve ısı transferi katsayısının değiştirildiği ortam modeli ile de termal olarak bağlıdır.

Geliştirilen tüm modelin genel görünümü Şekil 5.7'de gösterilmektedir.



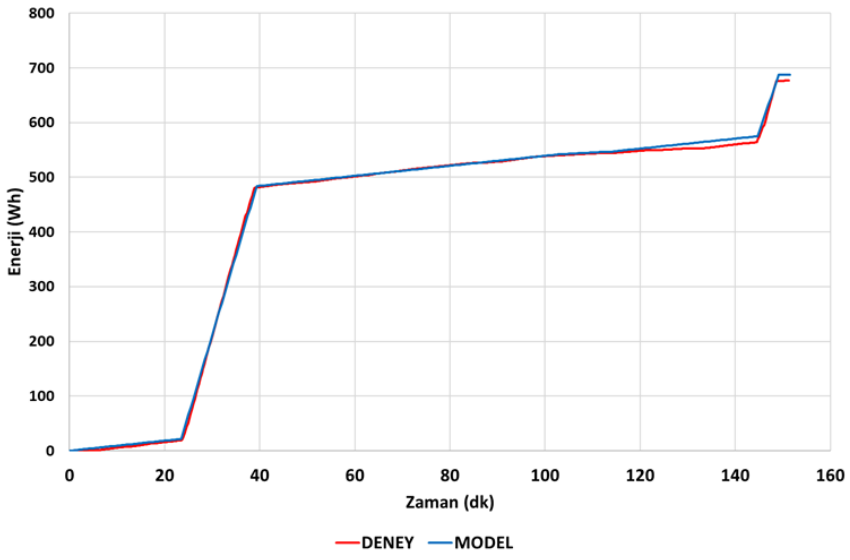
Pembe hat : Boolean girdisi
Mavi hat : Zaman, sıcaklık gibi parametrelerin girdisi
Kırmızı hat : Isı akışının olduğu ısı portları arasındaki bağlantı

Şekil 5.7 Isı geri kazanımı sistemine sahip bir bulaşık makinesi modelinin genel görünümü

5.2.3 Geliştirilen Modelin Doğrulanması

Modelleme programında geliştirilen modelin kullanılabilmesi için doğru ve güvenilir sonuçlar verdiğinden emin olunması gerekmektedir. Modelin temel çıktıları zamana bağlı enerji tüketimi ve sıcaklık değişimidir. Tezin bu bölümünde, modelden ve deneyden elde edilen makine içi sıcaklığı ve enerji tüketimi trendleri karşılaştırılarak geliştirilen model doğrulanmaktadır.

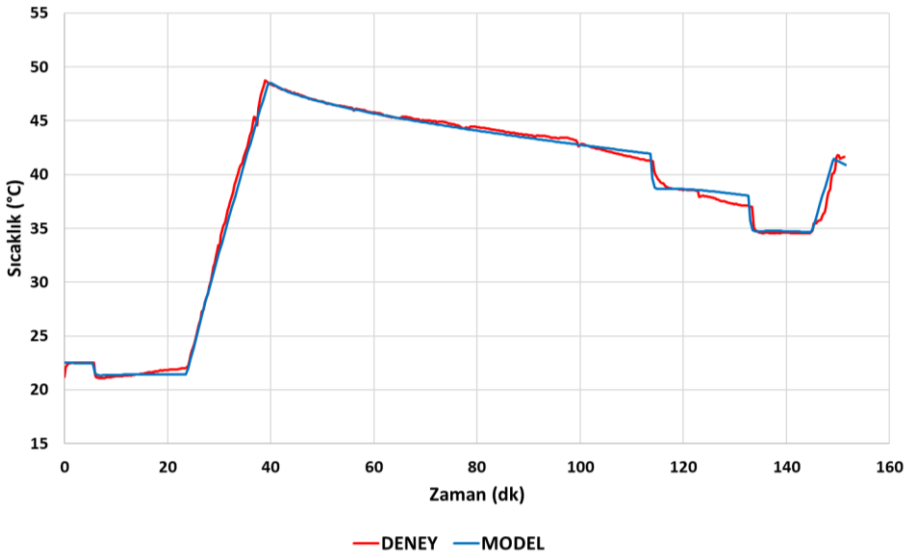
Şekil 5.8'de deneyden ve modelden elde edilen bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi verilmektedir.



Şekil 5.8 Geliştirilen modelin zamana bağlı enerji tüketimi çıktısının deney sonucu ile karşılaştırılması

Şekil 5.8'de, geliştirilen bulaşık makinesi modelinin zamana bağlı enerji tüketimi çıktısı ile deneysel çalışmadan elde edilen enerji tüketimi sonucunun birbirleri ile örtüştüğü görülmektedir. Çevrim sonunda, geliştirilen modelde bulaşık makinesinin enerji tüketimi 687,1 Wh çıkmaktadır ve deneysel sonuç ile karşılaştırıldığında bu değer 10,1 Wh daha yüksektir. Deneysel çalışma sonucunda bulaşık makinesinin enerji tüketimi 677 Wh ölçülmüş olup, geliştirilen bulaşık makinesi modeli enerji tüketimini deney sonucuna göre %1,49 daha yüksek hesaplamaktadır.

Şekil 5.9'da deneyden ve modelden elde edilen makine içi sıcaklığının zamana bağlı değişimi verilmektedir.



Şekil 5.9 Geliştirilen modelin zamana bağlı makine içi sıcaklığı çıktısının deney sonucu ile karşılaştırılması

Şekil 5.9'da, geliştirilen bulaşık makinesi modelinin zamana bağlı makine içi sıcaklığı çıktısı ile deneysel çalışmadan elde edilen makine içi sıcaklığının neredeyse aynı trendi izlediği görülmektedir. Yaklaşık 123 – 133. dakikalar arasında model çıktısı ile deney sonucu bir miktar ayrışmaktadır. 133. dakikanın sonunda deneysel çalışmada makine içi sıcaklığı 37,06 °C iken, modelde bu andaki makine içi sıcaklığı 38,04 °C'dir. Bu değerlere göre, maksimum ayrışmanın olduğu 133. dakikada model, deneye kıyasla makine içi sıcaklığını 0,98 °C daha yüksek hesaplamaktadır ve bu değerle geliştirilen model makine içi sıcaklığı açısından maksimum %2,64'lük bir hata oranına sahiptir.

Yukarıda, geliştirilen bulaşık makinesi modeli ile deneysel çalışmadan elde edilen zamana bağlı enerji tüketimi ve makine içi sıcaklığı değişimi, modeli doğrulamak için birbirleriyle karşılaştırılmaktadır. Bu çıktılar için hesaplanan oldukça düşük bu iki hata oranı ile geliştirilen model doğrulanmaktadır.

5.3 Doğrulanan Model ile Isı Geri Kazanımı Sisteminin Performans Analizi

Tezin "Deneysel Çalışmalar" bölümünde ısı geri kazanımı uygulamasıyla maksimum enerji kazancının 6. dakika sonunda elde edildiği belirtilmiş olup, doğrulanan modelde ana yıkamada 10 dakika, birinci durulamada 8 dakika olan ısı geri kazanımı süreleri, iki adım için de 6 dakika olacak şekilde revize

edilmektedir. Ana yıkamadaki ısı geri kazanımı HR1, birinci durulamadaki ısı geri kazanımı HR2 olarak adlandırılmaktadır.

5.3.1 Model Parametrelerinin ve Çalışma Matrisinin Belirlenmesi

Isı geri kazanımı sisteminin performansının analiz edilmesi için doğrulanan model ile bir parametrik çalışma yürütülmektedir. Isı geri kazanımı sisteminin performansını değerlendirmek için belirlenen parametreler Tablo 5.1'de verilmektedir.

Tablo 5.1 Isı geri kazanımı sisteminin performans analizinde kullanılan parametreler

Isı Geri Kazanımı	Isı Değiştirici Malzemesi	Atık Su Debisi
Yok	Paslanmaz Çelik	3 L/dk
Var	Bakır	5 L/dk
	Plastik	

Yukarıda belirtilen parametreler modelde değiştirilerek, ısı geri kazanımı uygulamasının bulaşık makinesi enerji tüketimi üzerindeki etkisi incelenmektedir.

Parametrik çalışma için oluşturulan matris Tablo 5.2'de verilmektedir.

Tablo 5.2 Isı geri kazanımı sistemi için oluşturulan çalışma matrisi

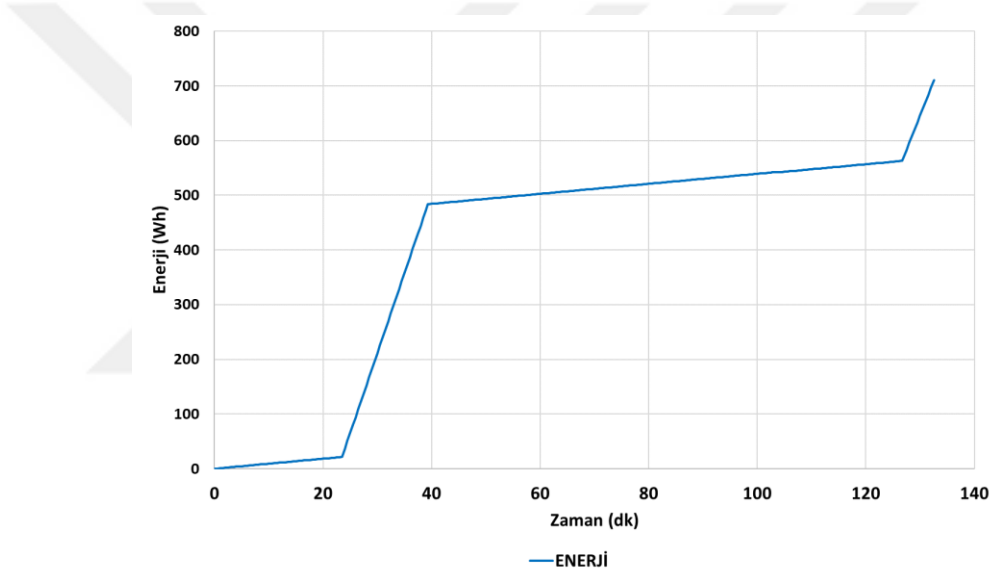
MATRİS	ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİ			
No	HR1 Süresi	HR2 Süresi	Isı Değiştirici Malzemesi	Atık Su Debisi
1	-	-	-	-
2	*10 dakika*	*8 dakika*	*Paslanmaz Çelik*	*3 L/dk*
3	*6 dakika*		*Paslanmaz Çelik*	*3 L/dk*
4	*6 dakika*		*Bakır*	*3 L/dk*
5	*6 dakika*		*Plastik*	*3 L/dk*
6	*6 dakika*		*Paslanmaz Çelik*	*5 L/dk*
7	*6 dakika*		*Bakır*	*5 L/dk*
8	*6 dakika*		*Plastik*	*5 L/dk*

5.3.2 Modeldeki Isı Geri Kazanımı Sisteminin Performansı

5.3.2.1 Doğrulanan Model ile Isı Geri Kazanımı Sisteminin Analizi

Tablo 5.2'de verilen çalışma matrisindeki parametrelerin No.1 ve No.2'deki girdileri kullanılarak, modeldeki ısı geri kazanımı sisteminin bulaşık makinesi enerji tüketimi ve depo içerisindeki soğuk su sıcaklıkları üzerindeki etkisi irdelenmektedir. No.1 bulaşık makinesinde ısı geri kazanımının olmadığı durum iken, No.2 modelin deneyle doğrulandığı ısı geri kazanımı uygulamasını temsil etmektedir.

Şekil 5.10'da ısı geri kazanımı uygulamasının olmadığı No.1 durumu için zamana bağlı enerji tüketimi grafiği gösterilmektedir.

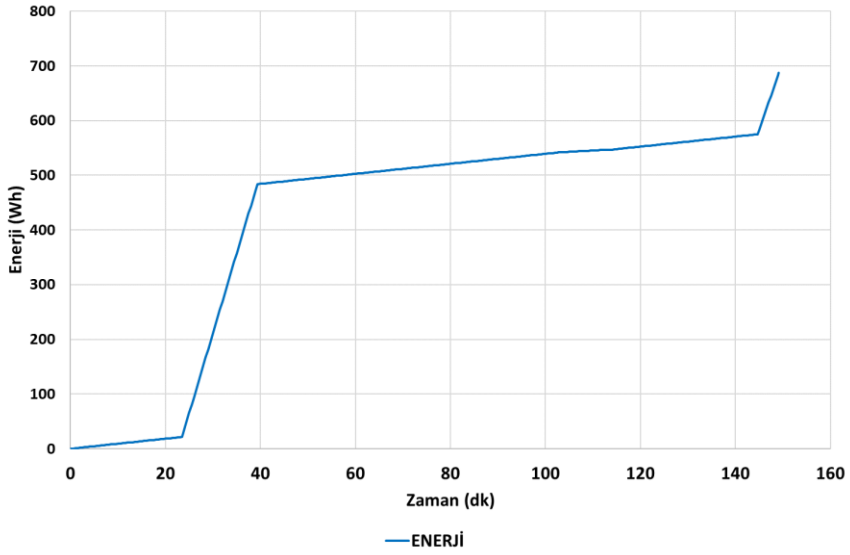


Şekil 5.10 Isı geri kazanımı sisteminin olmadığı durum için bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi

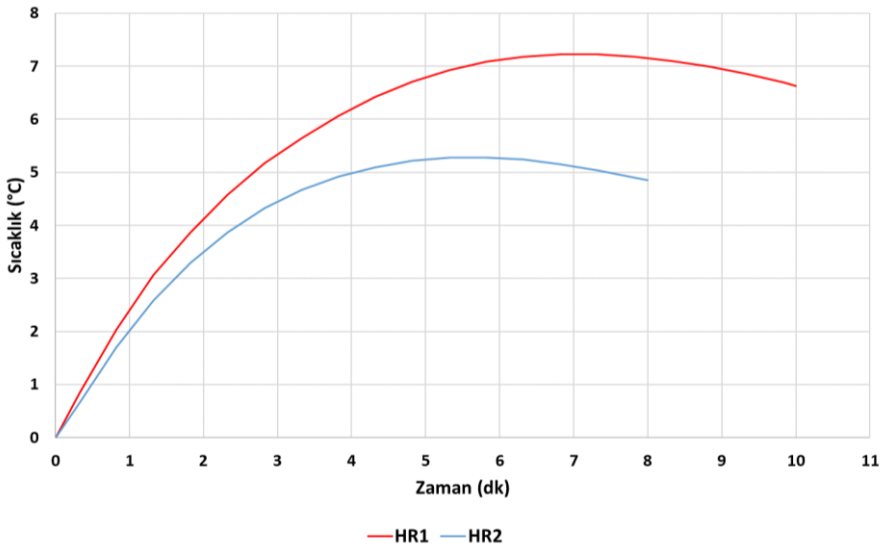
Ana yıkamadaki ve birinci durulamadaki ısı geri kazanımı sürelerinin deneydeki süreler ile aynı set edildiği No.2 durumu için, Şekil 5.11'de bulaşık makinesinin zamana bağlı enerji tüketimi ve Şekil 5.12'de depo içerisindeki soğuk suyun zamana bağlı sıcaklık artışı verilmektedir.

Ana yıkamada 10 dakika, birinci durulamada 8 dakika ısı geri kazanımı yapılması durumunda, bulaşık makinesinin enerji tüketimi 687,11 Wh olmaktadır. Şekil 5.10'daki enerji tüketimi değeri ile Şekil 5.11'deki enerji tüketimi değeri karşılaştırıldığında, bu sürelerde ısı geri kazanımı yapılması ile bulaşık

makinesinin enerji tüketimi 23,03 Wh iyileştirilmektedir. Bu şekilde bulaşık makinesinin enerji tüketimi %3,24 azaltılmaktadır.



Şekil 5.11 Isı geri kazanımı sürelerinin deneydeki ile aynı olması durumu için bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi



Şekil 5.12 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi

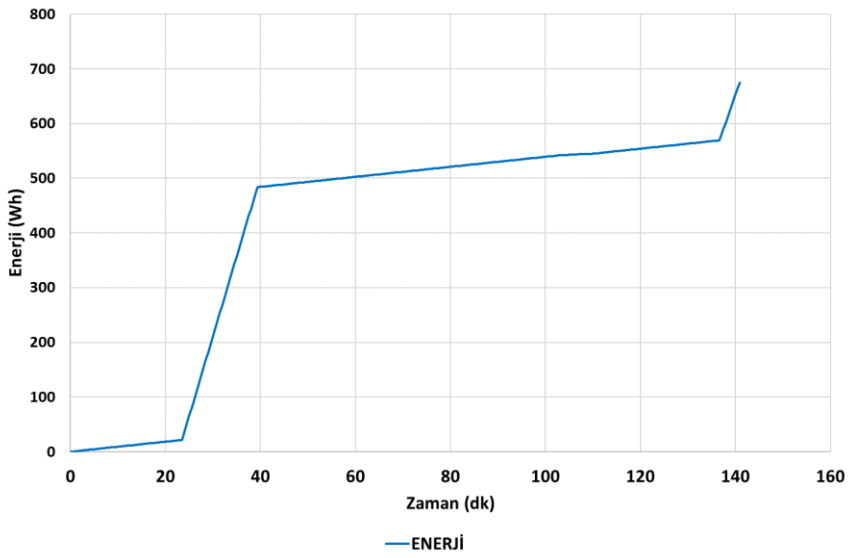
Şekil 5.12'den görüldüğü üzere, depo içerisindeki soğuk suyun sıcaklık artışı HR1'in ve HR2'nin ilk anlarında hızlıca yükselirken, belli bir noktadan sonra sıcaklık artışı maksimuma ulaşıp düşüşe geçmektedir. HR1 esnasında depodaki soğuk 7,22 °C kadar artarken, HR2'de 5,27 °C kadar artmaktadır. HR1'deki

sıcaklık artışı 10. dakika sonunda 0,59 °C düşerek 6,63 °C'ye, HR2'deki sıcaklık artışı 8. dakika sonunda 0,42 °C azalarak 4,85 °C'ye gelmektedir.

5.3.2.2 Isı Geri Kazanımı Sisteminin Farklı Parametrelere Göre Analizi

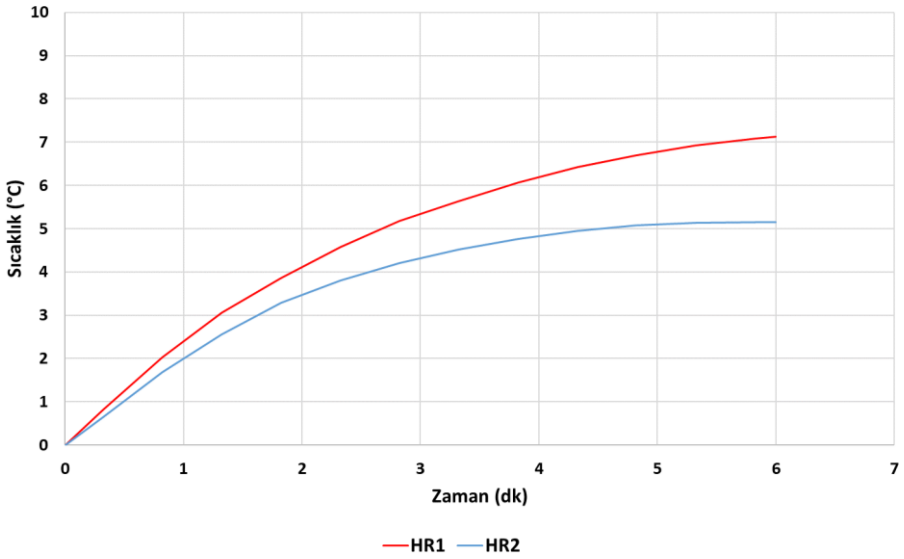
Bu bölümde, Tablo 5.1'de verilen parametre girdileri, geliştirilen modelde kullanılarak ısı geri kazanımı sisteminin performansı incelenmektedir. Ana yıkamadaki (HR1) ve birinci durulamadaki (HR2) ısı geri kazanımı süreleri, deneyde maksimum kazancın elde edildiği süre ile paralel şekilde 6 dakika olarak ayarlanmaktadır.

Isı değiştiricisi malzemesinin paslanmaz çelik ve ısı değiştiricisinden akan atık su debisinin 3 L/dk olduğu No.3 durumu için, Şekil 5.13'te bulaşık makinesinin zamana bağlı enerji tüketimi ve Şekil 5.14'te depo içerisindeki soğuk suyun zamana bağlı sıcaklık artışı gösterilmektedir.



Şekil 5.13 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: paslanmaz çelik, atık su debisi: 3 L/dk)

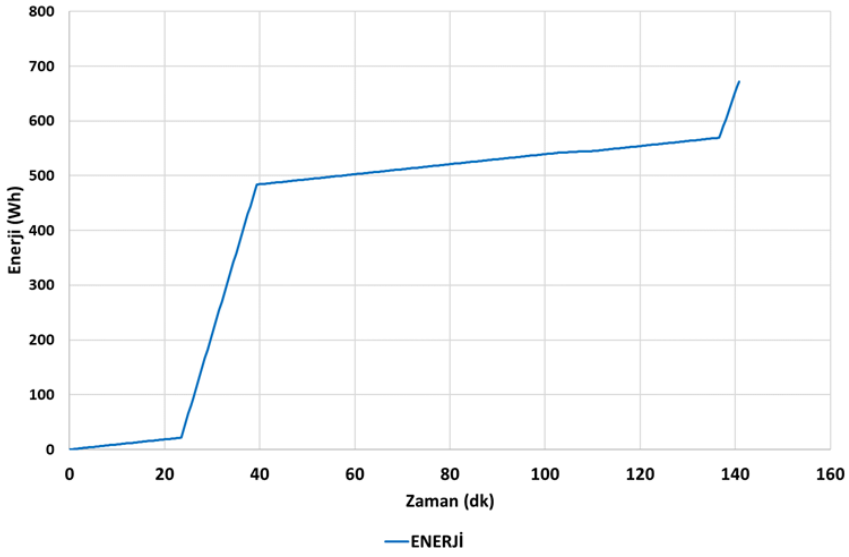
No.3 durumunda bulaşık makinesinin enerji tüketimi 675,11 Wh olmaktadır. Bu değer Şekil 5.12'deki enerji tüketimi değeri ile kıyaslandığında, ısı geri kazanımı sürelerinin 6 dakika olarak ayarlanmasının enerji tüketimini 12 Wh iyileştirdiğini göstermektedir. Paralel olarak, bu ısı geri kazanımı konfigürasyonu ile bulaşık makinesinin enerji tüketimi 35,03 Wh azalmaktadır ve bu değer enerji tüketiminin %4,93 düştüğü anlamına gelmektedir.



Şekil 5.14 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: paslanmaz çelik, atık su debisi: 3 L/dk)

Şekil 5.14'te görüldüğü gibi, depo içindeki soğuk suyun sıcaklığı HR1'de ve HR2'de yükseliş trendi göstermektedir. 6. dakika sonunda HR1'de depodaki soğuk suyun sıcaklığı 7,12 °C kadar artarken, HR2'de 5,15 °C kadar artmaktadır.

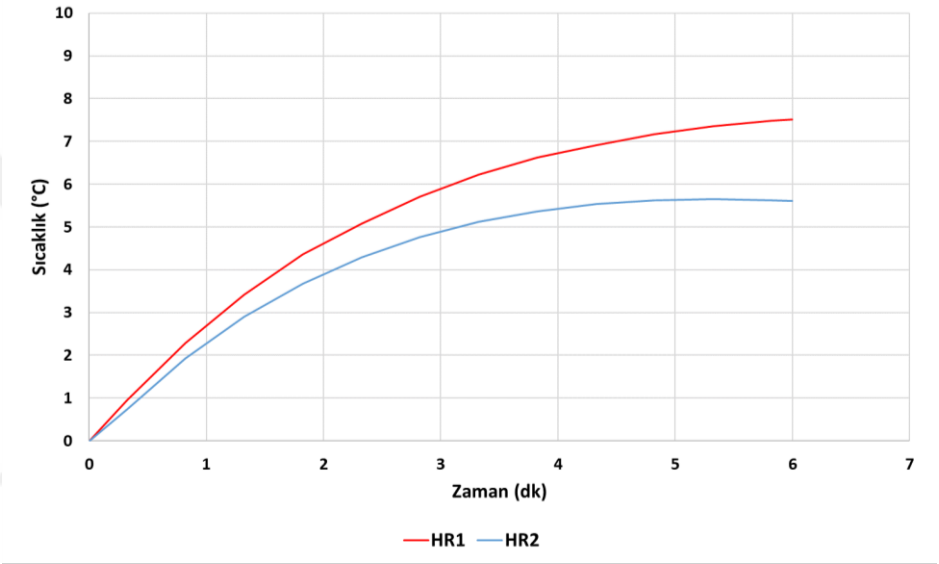
Şekil 5.15'te ve Şekil 5.16'da ısı değiştiricisi malzemesinin bakır ve atık su debisinin 3 L/dk olduğu No.4 durumu için, bulaşık makinesinin zamana bağlı enerji tüketimi ve depo içindeki suyun zaman bağlı sıcaklık artışı gösterilmektedir.



Şekil 5.15 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: bakır, atık su debisi: 3 L/dk)

Şekil 5.15'teki ısı değiştiricisi malzemesinin bakır ve atık su debisinin 3 L/dk olduğu durumda, bulaşık makinesinin enerji tüketimi 671,68 Wh olmaktadır ve elde edilen enerji kazancı 38,46 Wh'tir. Bu konfigürasyon ile bulaşık makinesinin enerji tüketimi %5,42 oranında azaltılmaktadır.

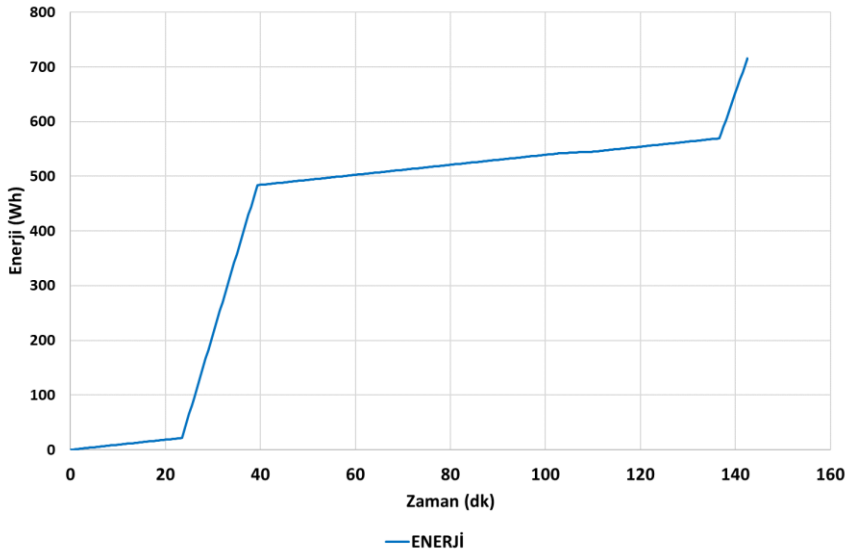
Şekil 5.16'da depo içindeki soğuk suyun sıcaklığı HR1'de sürekli yükselmekte iken, HR2'de yükseliş 5,3. dakikada maksimuma ulaştıktan sonra bir miktar düşmektedir. HR1'de depodaki soğuk suyun sıcaklığı maksimum 7,51 °C kadar artarken, HR2'de maksimum 5,65 °C kadar artmaktadır.



Şekil 5.16 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: bakır, atık su debisi: 3 L/dk)

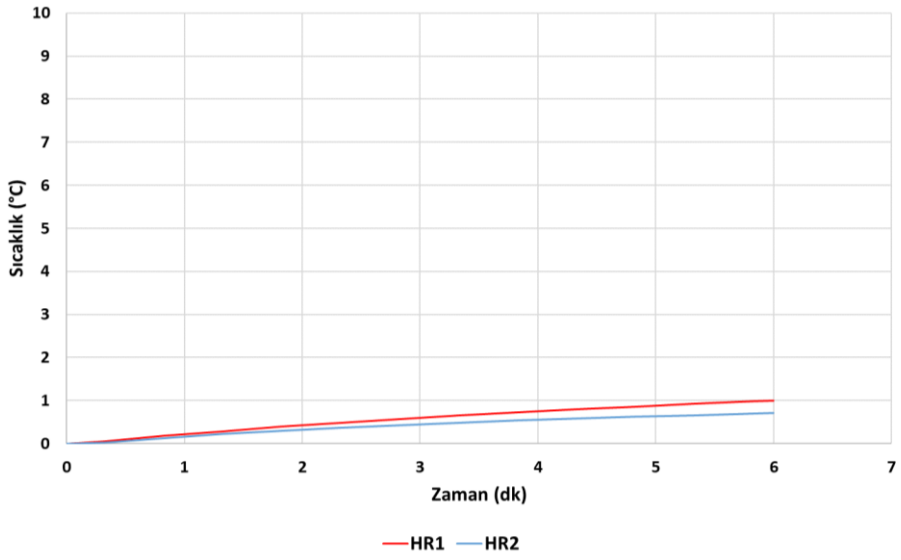
Isı değiştiricisi malzemesinin bakır ve atık su debisinin 3 L/dk olduğu No.5 durumu için, Şekil 5.17'de bulaşık makinesinin zamana bağlı enerji tüketimi ve Şekil 5.18'de depo içerisindeki soğuk suyun zamana bağlı sıcaklık artışı gösterilmektedir.

Şekil 5.17'den görüldüğü üzere, ısı değiştiricisi malzemesinin plastik, atık su debisinin 3 L/dk olduğu durum için, bulaşık makinesi enerji tüketimi 715,85 Wh olmaktadır ve bu parametreler ile ısı geri kazanımı sistemi enerji kazancından ziyade enerji kaybına neden olmaktadır. Bu konfigürasyon ile bulaşık makinesinin enerji tüketimi 5,71 Wh artmaktadır ve bu değer %0,80'lik artışa tekabül etmektedir.



Şekil 5.17 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: plastik, atık su debisi: 3 L/dk)

Şekil 5.17'deki enerji kaybının nedeni Şekil 5.18'den görülebilmektedir. HR1'de ve HR2'de depo içindeki soğuk suyun sıcaklık artışı yok denecek kadar azdır. HR1'de depodaki soğuk suyun sıcaklığı maksimum 1 °C kadar artarken, HR2'de maksimum 0,7 °C kadar artmaktadır.

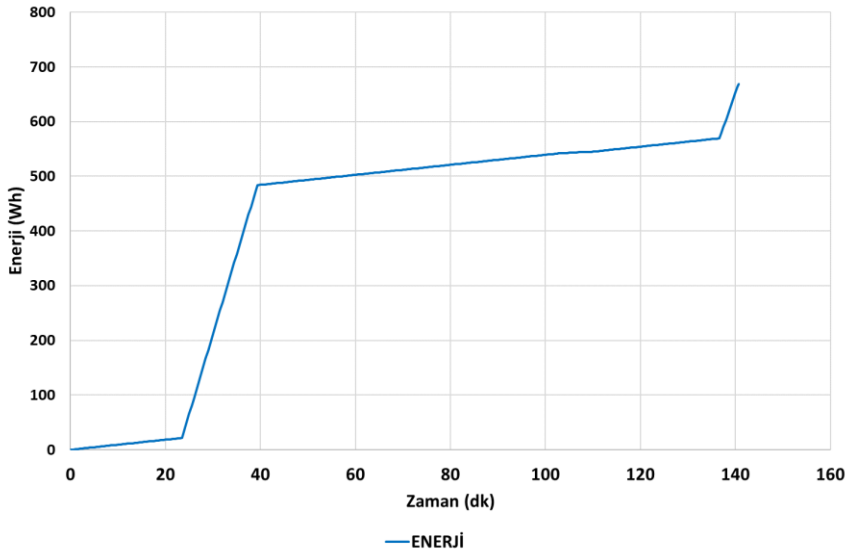


Şekil 5.18 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: plastik, atık su debisi: 3 L/dk)

No.6 durumundaki atık su debisi No.3'tekinden farklı olarak 5 L/dk'dır ve ısı değiştiricisi malzemesi ise No.3'teki ile aynı şekilde paslanmaz çeliktir. No.6 durumu için, bulaşık makinesinin zamana bağlı enerji tüketimi ve depo

içerisindeki soğuk suyun zamana bağlı sıcaklık artışı sırasıyla Şekil 5.19'da ve Şekil 5.20'de gösterilmektedir.

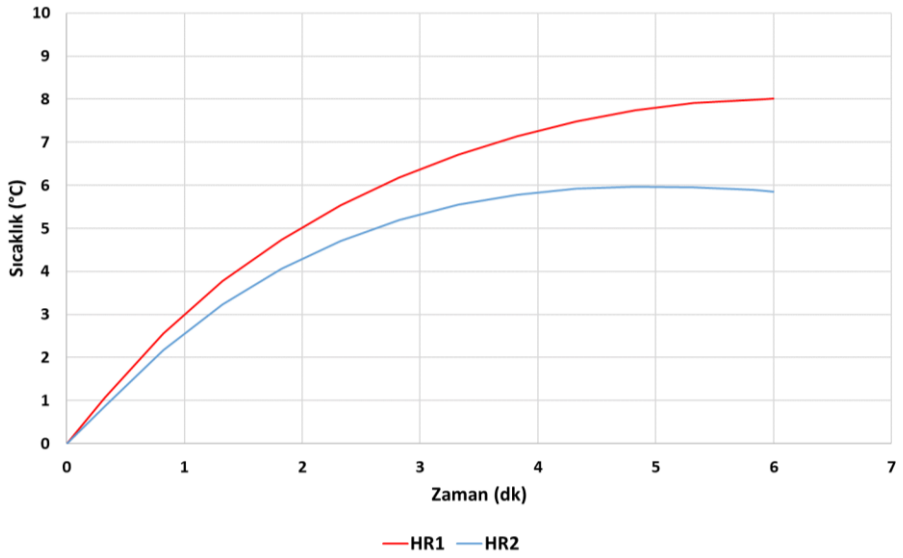
Isı değiştiricisi malzemesinin paslanmaz çelik, atık su debisinin 5 L/dk olduğu Şekil 5.19'daki durum için, bulaşık makinesi enerji tüketimi 668,97 Wh olmaktadır. Bu girdiler ile bulaşık makinesinin enerji tüketimi 41,17 Wh iyileşerek, toplam enerji tüketimi %5,80 oranında azaltılmaktadır.



Şekil 5.19 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: paslanmaz çelik, atık su debisi: 5 L/dk)

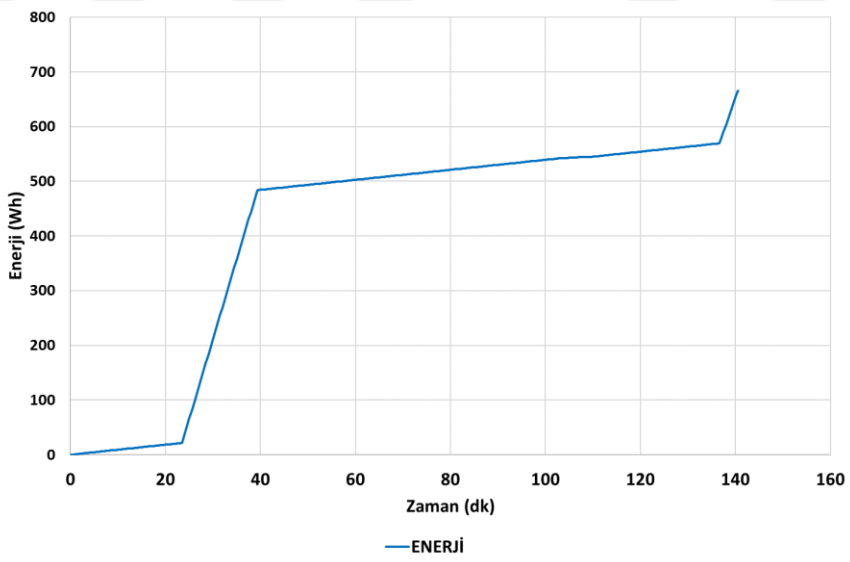
Şekil 5.20'de depo içindeki soğuk suyun sıcaklığı HR1'de sürekli yükselmekte iken, HR2'de yükseliş 4,8. dakikada maksimuma ulaştıktan sonra düşüşe geçmektedir. HR1'de depodaki soğuk suyun sıcaklığı maksimum 8,01 °C kadar artarken, HR2'de maksimum 5,97 °C kadar artmaktadır.

Şekil 5.21'de ve Şekil 5.22'de ısı değiştiricisi malzemesinin bakır, atık su debisinin 5 L/dk olduğu No.7 durumu için, sırasıyla bulaşık makinesinin zamana bağlı enerji tüketimi ve depo içerisindeki soğuk suyun zamana bağlı sıcaklık artışı verilmektedir.



Şekil 5.20 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: paslanmaz çelik, atık su debisi: 5 L/dk)

Şekil 5.21'de gösterildiği gibi, No.7 durumu için bulaşık makinesinin çevrim sonundaki enerji tüketimi 665,87 Wh olmaktadır ve toplam enerji tüketimi 44,27 Wh iyileştirilmektedir. Elde edilen bu enerji kazancı, bulaşık makinesinin toplam enerji tüketiminin %6,23 azaltıldığı anlamına gelmektedir.

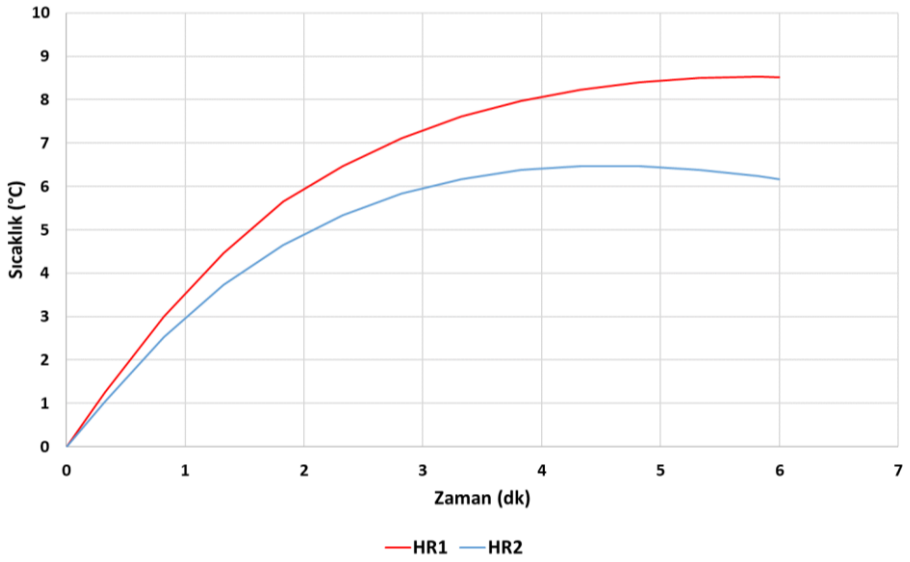


Şekil 5.21 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: bakır, atık su debisi: 5 L/dk)

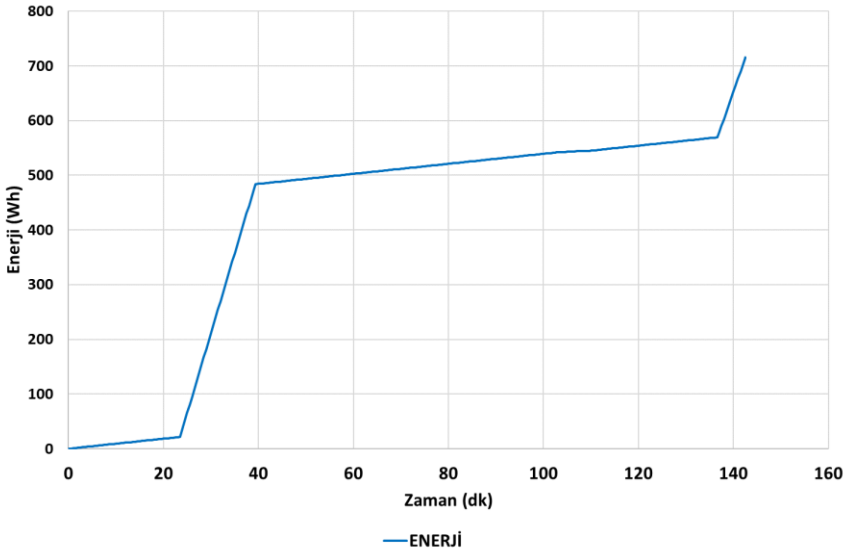
Şekil 5.22'de, depodaki soğuk suyun sıcaklık artışı HR1'in ve HR2'nin ilk anlarında hızlıca yükselirken, HR1'de 5,8. dakikada, HR2'de ise 4,3. dakikada maksimum değere ulaşmaktadır ve geri kalan sürede sıcaklık düşmektedir. HR1'de depodaki

soğuk suyun sıcaklığı maksimum 8,53 °C kadar artarken, HR2'de maksimum 6,46 °C kadar artmaktadır.

Isı değiştiricisi malzemesinin plastik ve ısı değiştiricisinden akan atık su debisinin 5 L/dk olduğu No.8 durumu için, Şekil 5.23'te bulaşık makinesinin zamana bağlı enerji tüketimi ve Şekil 5.24'te depo içerisindeki soğuk suyun zamana bağlı sıcaklık artışı gösterilmektedir.

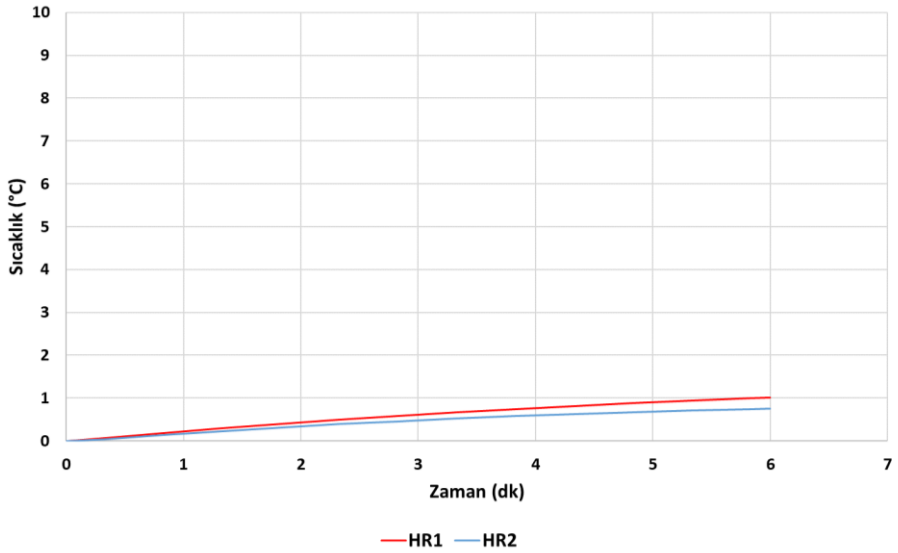


Şekil 5.22 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: bakır, atık su debisi: 5 L/dk)



Şekil 5.23 Bulaşık makinesi enerji tüketiminin zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: plastik, atık su debisi: 5 L/dk)

Şekil 5.23'ten görüldüğü üzere, ısı değiştiricisi malzemesinin plastik, atık su debisinin 5 L/dk olduğu No.8 durumu için, bulaşık makinesi enerji tüketimi 715,57 Wh olmaktadır ve No.5 durumu ile benzer şekilde, bu parametreler ile ısı geri kazanımı sistemi enerji kazancından ziyade enerji kaybına neden olmaktadır. Bu konfigürasyon ile bulaşık makinesinin enerji tüketimi 5,43 Wh artmaktadır ve bu değer %0,76'lık artışa denk gelmektedir.



Şekil 5.24 HR1 ve HR2 anında depodaki suyun sıcaklık artışının zamana bağlı değişimi (ısı değiştiricisi malzemesi: plastik, atık su debisi: 5 L/dk)

Şekil 5.23'teki enerji tüketimindeki artışın nedeni Şekil 5.24'ten görülebilmektedir. HR1'de ve HR2'de depo içindeki soğuk suyun sıcaklık artışı yok denecek kadar azdır. HR1'de depodaki soğuk suyun sıcaklığı maksimum 1,02 °C kadar artarken, HR2'de maksimum 0,75 °C kadar artmaktadır.

5.3.2.3 Parametrik Çalışmada Elde Edilen Sonuçların Karşılaştırılması

Bölüm 5.3.1'de paylaşılan matriste yer alan tüm durumlar için sonuçlar verilmiş olup, bu bölümde elde edilen sonuçlar birbirleri ile karşılaştırılmaktadır.

Tablo 5.3'te parametrik çalışmada elde edilen tüm sonuçların özeti verilmektedir.

No.1 ve No.2 karşılaştırıldığında, bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sistemi uygulanması ile enerji tüketiminin azaltılabileceği görülmektedir.

Isı geri kazanımı uygulamasındaki en önemli konulardan birisi süre optimizasyonudur. No.2'deki ısı geri kazanımı süreleri deneysel çalışmadaki

süreler ile aynı olup, deneyden elde edilen sonuç ile paralel olarak, ısı geri kazanımı süreleri 6 dakika olarak ayarlanmıştır.

No.2 ve No.3'ten elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında, ısı geri kazanımı süresinin optimize edilmesiyle elde edilen enerji kazancının arttığı görülmektedir.

Tablo 5.3 Parametrik çalışma matrisindeki her bir durum için elde edilen çıktılar

MATRİS	ISI GERİ KAZANIMI SİSTEMİ				ÇIKTILAR				
No	HR1 Süresi	HR2 Süresi	Isı Değiştirici Malzemesi	Atık Su Debisi	Enerji Tüketimi (Wh)	Kazanç (Wh)	Kazanç Oranı	HR1 $T_{Depo,maks}$ (°C)	HR2 $T_{Depo,maks}$ (°C)
1	-	-	-	-	710,14	-	-	-	-
2	*10 dakika*	*8 dakika*	*Paslanmaz Çelik*	*3 L/dk*	687,11	23,03	3,24%	7,22	5,27
3	*6 dakika*		*Paslanmaz Çelik*	*3 L/dk*	675,11	35,03	4,93%	7,12	5,15
4	*6 dakika*		*Bakır*	*3 L/dk*	671,68	38,46	5,42%	7,51	5,65
5	*6 dakika*		*Plastik*	*3 L/dk*	715,85	-5,71	-0,80%	1,00	0,70
6	*6 dakika*		*Paslanmaz Çelik*	*5 L/dk*	668,97	41,17	5,80%	8,01	5,97
7	*6 dakika*		*Bakır*	*5 L/dk*	665,87	44,27	6,23%	8,53	6,46
8	*6 dakika*		*Plastik*	*5 L/dk*	715,57	-5,43	-0,76%	1,02	0,75

No.3, No.4 ve No.5 koşullarında ısı değiştiricisi içinden akan atık su debisi 3 L/dk ile sabit iken, yalnızca ısı değiştiricisi malzemesi değişmektedir. Elde edilen kazanç oranlarına göre, en iyi ısı geri kazanımı performansını bakır malzemesi verirken, plastik malzemesi enerji kazancından ziyade enerji kaybına neden olmaktadır ve ısı geri kazanımı performansı negatiftir.

Benzer şekilde, No.6, No.7 ve No.8 koşullarında ısı değiştiricisi içinden akan atık su debisi 5 L/dk ile sabit iken, yalnızca ısı değiştiricisi malzemesi değişmektedir. Bu üç koşul için de en iyi ısı geri kazanımı performansını bakır malzemesi verirken, plastik malzemesi enerji kaybına neden olarak bulaşık makinesinin enerji tüketimini arttırmaktadır.

Isı değiştiricisi malzemesinin değişmesi ile ısı geri kazanımı performansının değişkenlik göstermesi seçilen malzemenin ısı iletim katsayısı ile doğru orantılıdır. Bakır malzemesinin ısı iletim katsayısı diğer iki malzemeye göre daha büyük olduğundan performansı daha iyidir. Plastik malzemesinin ısı iletim katsayısı çok küçük olduğundan bir iletkenden ziyade bir yalıtkan malzeme gibi davranmaktadır ve ısı değiştiricisi malzemesi olarak seçilmemelidir.

Bir diğer parametre ise ısı değiştiricisi içinden akan atık suyun debisidir. Tablo 5.3'te görüldüğü gibi, farklı malzemeler ile yapılan ısı geri kazanımında atık su debisinin artması, ısı geri kazanımı sisteminin performansını arttırarak bulaşık

makinesi enerji tüketimini olumlu yönde etkilemektedir. Bu etki üç malzeme için de gözlemlenirken, plastik malzemesinde yok denecek kadar azdır.

Öte yandan, HR1 ve HR2 adımında depo içindeki soğuk suyun ulaştığı maksimum sıcaklıklara ($T_{Depo,maks}$) bakıldığında, HR1'deki sıcaklık artışının HR2'deki sıcaklık artışından daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durumun nedenlerinden biri, HR1 adımında atık su başlangıç sıcaklığının HR2 adımındakine göre daha büyük olmasıdır. Diğer neden ise, HR1 adımında atık sıcak su kütlesinin 4 litre ve soğuk su kütlesinin 2,6 litre olması ve HR2 adımında atık sıcak su kütlesinin 2,6 litre ve soğuk su kütlesinin 2,8 litre olmasıdır.

Sonuç olarak, bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sistemi eklenmesi enerji tüketimini azaltmaktadır. Isı geri kazanımı sisteminde yüksek performans elde edilmesi için yüksek ısı iletim katsayısına sahip bir ısı değiştiricisi malzemesi seçilmesi oldukça önemlidir. Aynı zamanda, atık suyun sistemde yüksek debide sirküle edilmesi ile ısı geri kazanımı performansı artmaktadır. Fakat düşük ısı iletim katsayısına sahip bir ısı değiştiricisi malzemesi seçilmesi durumunda, atık su debisi artsa dahi anlamlı bir enerji kazancı elde edilememektedir. Ek olarak, atık sıcak su ve soğuk su arasındaki sıcaklık farkının büyük olması ve atık su kütlesinin soğuk su kütlesinden büyük olması durumunda, ısı geri kazanımı performansı daha yüksek olmaktadır.

6
SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1 Sonuçlar

Bu tez çalışmasında, su depolama özelliğine sahip ev tipi bir bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sistemi eklenerek bulaşık makinesinin enerji tüketiminin azaltılması amaçlanmıştır. Isı geri kazanımı işlemi, bulaşık makinesi su deposuna yerleştirilen bir ısı değiştiricisi vasıtasıyla, ana yıkama ve birinci durulama sonundaki atık sıcak suyun tahliye edilmeden önce, bir sonraki adımda kullanılmak üzere depo içerisine alınan soğuk suya ısısını aktarması prensibine dayanmaktadır.

Isı geri kazanımı sisteminin performansı birçok parametreden etkilenmektedir ve performans çıktısı uygulandığı sisteme sağladığı enerji kazancıdır. Isı geri kazanımının uygulandığı sisteme göre tasarlanması ve sistem optimizasyonunun yapılması, optimum sistem performansının elde edilmesi için oldukça önemlidir.

Bulaşık makinesine eklenen ısı geri kazanımı sisteminin performansının incelenmesi için deney düzeneği olarak kullanılan bir prototip bulaşık makinesi kurulmuştur. Bulaşık makinesinin çalışma algoritması değiştirilerek, ana yıkama ve birinci durulama sonuna tahliye adımından önce ısı geri kazanımı adımı eklenmiş ve geliştirilen bu algoritma ile deneysel çalışma yapılmıştır.

Yapılan deneysel çalışma sonrasında, ısı geri kazanımı sisteminin performansının irdelenmesi için bir modelleme programında bir bulaşık makinesi modeli oluşturulmuştur. Bu modelde, ısı geri kazanımı sisteminin performansını etkileyen sıcaklık, zaman, debi, ısı değiştiricisi malzemesi gibi parametreler sistem girdisi olarak ayarlanmıştır. Modelin parametrik bir çalışmada kullanılabilmesi için, geliştirilen bu modelin çıktıları deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılarak model doğrulanmıştır.

Yapılan deneysel çalışma ile, bir bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sistemi eklemenin bulaşık makinesinin enerji tüketimini azalttığı kanıtlanmıştır. Ana

yıkamadaki ısı geri kazanımı (HR1) adımında 6. dakika sonunda maksimum 17,61 Wh, birinci durulamadaki ısı geri kazanımı (HR2) adımında ise 5,5. dakika sonunda maksimum 10,80 Wh enerji kazancı elde edilmektedir. Bu süreler ile bulaşık makinesinin toplam enerji tüketimi 28,41 Wh azaltılmıştır.

Öte yandan, yapılan deneysel çalışmada ana yıkamadaki ve birinci durulamadaki ısı geri kazanımı süresi sırasıyla 10 dakika ve 8 dakikadır. Bu süreler sonunda ısı geri kazanımı sisteminin enerji kazancı ana yıkamada 14,76 Wh iken, birinci durulamada 6,54 Wh'tir. Dolayısıyla, ısı geri kazanımı sisteminin performansı belli bir süreden sonra düşmektedir ve enerji kaybına bağlı olarak bulaşık makinesinin enerji tüketimi artmaktadır. Bu süreler ile elde edilen toplam enerji kazancı 21,30 Wh olup, elde edilen maksimum kazançtan 7,11 Wh daha azdır. Sonuç olarak, ısı geri kazanımı sisteminin performansının arttırılması için ısı geri kazanımı süresi optimizasyonu yapılmalıdır.

Geliştirilen modelde bulaşık makinesine uygulanan ısı geri kazanımı sisteminin performansının araştırılması için birkaç parametre belirlenerek bir çalışma matrisi oluşturulmuştur. Isı geri kazanımı sisteminin performansını belirlemek için çalışma matrisinde yer alan parametreler şunlardır: i) ısı geri kazanımı sisteminin aktif olduğu ve aktif olmadığı durum; ii) ısı değiştiricisi malzemesinin paslanmaz çelik, bakır ve plastik olduğu durum ve iii) ısı değiştiricisindeki atık sıcak su debisinin 3 L/dk ve 5 L/dk olduğu durum.

Yapılan parametrik çalışmada, deneysel çalışma ile doğrulanan modelde ısı geri kazanımı sistemi pasif hale getirilmiş ve model çözdürülmüştür. Isı geri kazanımının olmadığı durum için bulaşık makinesinin enerji tüketimi 710,14 Wh çıkmıştır ve bu durumun çıktısı referans alınarak, diğer tüm durumlar için ısı geri kazanımı sisteminin performansı hesaplanmıştır.

Ana yıkamadaki (HR1) ve birinci durulamadaki (HR2) ısı geri kazanımı süreleri deneysel çalışmadaki süre ile aynı set edildiğinde, bulaşık makinesinin enerji tüketimi %3,24 oranla 23,03 Wh iyileşmiştir. Her iki adım için de ısı geri kazanımı süreleri, deneyde maksimum kazancın elde edildiği sonuca göre 6 dakika olarak ayarlanmış ve model bir kez daha çözdürülmüştür. Bu durumda bulaşık

makinesinin enerji tüketimi %4,93 oranla 35,03 Wh azalmış olup, yapılan süre optimizasyonu ile 12 Wh'lik ek enerji kazancı sağlanmıştır.

Atık sıcak su debisinin 3 L/dk ile sabit, ısı değiştiricisi malzemesinin ise değişken olduğu durum için, en iyi ısı geri kazanımı performansını %5,42 kazanç oranıyla bakır malzemesi verirken, paslanmaz çelik ve plastik malzemesinin kazanç oranları sırasıyla %4,93 ve -%,0,80'dir. 5 L/dk debi için de benzer şekilde, en iyi performansı %6,23 kazanç oranıyla bakır malzemesi verirken, paslanmaz çelik ve plastik malzemesinin kazanç oranları sırasıyla %5,80 ve -%0,76'dır.

Isı değiştiricisi malzemesine göre ısı geri kazanımı performansının değişmesi, kullanılan malzemenin ısı iletim katsayısı ile ilgilidir. Bakır malzemesinin ısı iletim katsayısı, paslanmaz çelik ve plastik malzemesine göre daha büyük olduğu için ısı transferi performansı daha iyidir. Plastik malzemesinin ısı iletim katsayısı bakır malzemesinin tam aksine çok küçük olduğu için yalıtkan bir malzeme gibi davranmaktadır ve ısı transferi performansı oldukça düşüktür.

Yukarıda da bahsedildiği gibi, ısı değiştiricisi malzemesinin sabit, atık su debisinin değişken olduğu durum için, atık su debisinin yüksek olması ısı geri kazanımı sisteminin performansını arttırarak bulaşık makinesi enerji tüketiminin daha yüksek oranda azalmasını sağlamıştır. Bakır ve paslanmaz çelik malzemesi için enerji kazancındaki artış net bir şekilde olurken, plastik malzemesi için anlamlı bir artış görülmemiştir.

Ek olarak, çalışma matrisinde ısı geri kazanımının olduğu tüm durumlar için, ana yıkama adımında (HR1) depo içindeki soğuk suyun birinci durulama adımındaki (HR2) soğuk suya göre daha yüksek sıcaklıklara ($T_{Depo,maks}$) ulaştığı görülmüştür. Bu durumun nedenlerinden biri, HR1 adımında atık su başlangıç sıcaklığının HR2 adımındakine göre daha büyük olmasıdır. Diğer neden ise, HR1 adımında atık sıcak su kütlesinin 4 litre ve soğuk su kütlesinin 2,6 litre olması ve HR2 adımında atık sıcak su kütlesinin 2,6 litre ve soğuk su kütlesinin 2,8 litre olmasıdır. Sonuç olarak, atık sıcak su ile soğuk su arasındaki enerji farkının büyük olduğu durumlarda, ısı geri kazanımı sisteminin performansı daha yüksek olmaktadır.

Sonuç olarak, bulaşık makinesine ısı geri kazanımı sistemi eklenmesi bulaşık makinesinin enerji tüketimini azaltmıştır. Yapılan parametrik çalışma sonucunda

en iyi ısı geri kazanımı performansı, ısı değiştiricisi içindeki atık su debisinin 5 L/dk olduğu ve ısı değiştiricisi malzemesinin bakır olduğu durum için elde edilmiştir. Bu konfigürasyonla bulaşık makinesinin enerji tüketimi %6,23 kazanç oranıyla 44,27 Wh azaltılmıştır. Isı geri kazanımı performansının en düşük olduğu durum ise, atık su debisinden bağımsız olarak, ısı değiştiricisi malzemesinin plastik olduğu durumdur. Bu konfigürasyonla enerji kazancı elde edilememiş olup, bulaşık makinesinin enerji tüketimi artmıştır. Ek olarak, ısı değiştiricisindeki atık su debisinin yüksek olması ısı geri kazanımı sisteminin performansını arttırmıştır. Fakat, ısı değiştiricisinin plastik gibi düşük ısı iletim katsayısına sahip bir malzemeden imal edilmesi durumunda, atık su debisinin artması ile ısı geri kazanımı sisteminin performansı iyileşmemiştir. Öte yandan, atık sıcak su ve soğuk su arasındaki enerji farkının büyük olması, ısı geri kazanımı sisteminin performansını arttırmıştır.

6.2 Öneriler

Bu tez çalışmasında, bulaşık makinesinin su deposuna yerleştirilen bir ısı değiştiricisi ile, bulaşık makinesi içerisindeki atık sıcak suyun ısı enerjisinden yararlanılarak, sonraki adımda kullanmak için depoya alınan soğuk su ön ısıtılmıştır. Isı geri kazanımı sisteminin performansının analiz edilmesi için deneysel çalışma ve model çalışması yapılmıştır. Bu bölümde, bu tez çalışmasında irdelenmemiş, ancak farklı çalışmalarda üzerinde çalışılabilecek konulara değinilmektedir.

Isı geri kazanımı sistemi için seçilen ısı değiştiricisinin tasarımı kritik öneme sahiptir. Kare, dikdörtgen gibi farklı geometriye sahip bir ısı değiştiricisi veya farklı çap ve uzunluğa sahip bir ısı değiştiricisi tasarlanarak ısı geri kazanımı sisteminin performansı incelenebilir.

Isı geri kazanımı işlemi bulaşık makinesinin ana yıkama ve birinci durulama adımlarının sonunda yapıldığından sıcaklık parametresi sınırlı incelenmiştir. Isı geri kazanımı sistemi için atık su sıcaklığı ve soğuk su sıcaklığı bir çalışma parametresi olarak seçilebilir. Atık su sıcaklığının 40, 50, 60 ve 70 °C olması durumunda elde edilebilecek enerji kazancı araştırılabilir.

Ana yıkama ve birinci durulamada yapılan ısı geri kazanımı adımlarında atık sıcak su ve soğuk su kütlesi sabit tutulmuştur. Değişken su kütlelerinin ısı geri kazanımı sisteminin performansı üzerindeki etkisi irdelenebilir.

Tezde yapılan tüm çalışmalar bulaşık makinesinin Eko-50 programında yürütülmüştür. Hızlı, yoğun gibi diğer programlar için de çalışmalar yapılarak bulaşık makinesinin bu programları için ısı geri kazanımı sisteminin performansı ve bulaşık makinesinin enerji tüketimi incelenebilir.

Isı geri kazanımı işlemi, su deposu içerisine yerleştirilen bir boru ısı değiştiricisi ile yapılmıştır. Atık sıcak su ısı değiştiricisinden geçerken, depodaki durgun suya ısı aktarmaktadır. Farklı bir çalışmada, atık sıcak sudan soğuk suya ısı geri kazanımı yapmak için bir iç içe borulu ısı değiştiricisi çalışılabilir veya depo içerisindeki durgun soğuk su hareketlendirilerek ısı geri kazanımından elde edilen enerji kazancı ve ısı geri kazanımı süresi araştırılabilir.

Bu tez çalışmasında ısı geri kazanımı sisteminin yalnızca ısıl performansına bakılmıştır. Isı değiştiricisinin tıkanmasına bağlı basınç düşümünün veya kirlenme kaynaklı bakteri oluşumunun etkileri ayrıca çalışılabilir. Isı değiştiricisi malzemesindeki korozif etkilerin insan sağlığı açısından riskleri veya kirlilik faktörünün ısı geri kazanımı sistemi performansı üzerindeki etkileri incelenebilir. Ek olarak, ısı geri kazanımı yapılmasının yıkama performansını ne ölçüde etkilediği çalışılabilir.

Öte yandan, bulaşık makinesinin yalnızca yıkama adımları için çalışmalar yapılmış olup, kurutma adımı için de çalışmalar yapılabilir. Bulaşık makinesinin kurutma çevrimi modellenebilir ve atık sıcak hava kaynağı ile yapılacak ısı geri kazanımının bulaşık makinesi enerji tüketimi ve kurutma performansı üzerindeki etkileri incelenebilir.

KAYNAKÇA

[1] European Commission (2016). Communication from the commission to the European parliament and the council. Brussels. No. COM(2016) 110 final. https://eur-lex.europa.eu/legalcontent/ EN/ALL/?uri=CELEX:52016DC0110. Accessed August 2022.

[2] Brunzell, L., Renström, R. Recommendations for revising the energy label system for dishwashers: supporting sustainable development and usage through the interaction of energy labels, technical improvements and consumer behaviour. Energy Efficiency Volume 13, 2020, Pages 145–155. https://doi.org/10.1007/s12053-019-09835-6.

[3] Pradeep Bansal, Edward Vineyard, Omar Abdelaziz, Advances in household appliances- A review, Applied Thermal Engineering, Volume 31, Issues 17–18, 2011, Pages 3748-3760, ISSN 1359-4311, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.07.023

[4] M De Paepe, E Theuns, S Lenaers, J Van Loon, Heat recovery system for dishwashers, Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 6, 2003, Pages 743-756, ISSN 1359-4311, https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00016-4

[5] M.Z. Pomianowski, H. Johra, A. Marszal-Pomianowska, C. Zhang, Sustainable and energy-efficient domestic hot water systems: A review, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 128, 2020, 109900, ISSN 1364-0321, https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.109900

[6] Mohamad Ramadan, Thierry lemenand, Mahmoud Khaled, Recovering heat from hot drain water—Experimental evaluation, parametric analysis and new calculation procedure, Energy and Buildings, Volume 128, 2016, Pages 575-582, ISSN 0378-7788, https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.07.017

[7] D. Saker, M. Vahdati, P.J. Coker, S. Millward, Assessing the benefits of domestic hot fill washing appliances, Energy and Buildings, Volume 93, 2015, Pages 282-294, ISSN 0378-7788, https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.02.027

[8] Tomas Persson, Dishwasher and washing machine heated by a hot water circulation loop, Applied Thermal Engineering, Volume 27, Issue 1, 2007, Pages 120-128, ISSN 1359-4311, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.05.005

[9] Selcuk Selimli, Talha Karabas, Yunus Taskin, Mehmet Burak Karatas, Experimental study of the performance of heat recovery by a fin and tube heat exchange tank attached to the dishwasher greywater line, Sustainable Energy Technologies and Assessments, Volume 36, 2019, 100552, ISSN 2213-1388, https://doi.org/10.1016/j.seta.2019.100552

[10] İsmail Teke, Özden Ağra, Ş. Özgür Atayılmaz, Hakan Demir, Determining the best type of heat exchangers for heat recovery, Applied Thermal Engineering, Volume 30, Issues 6–7, 2010, Pages 577-583, ISSN 1359-4311, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2009.10.021

[11] S. Morales-Ruiz, J. Rigola, C. Oliet, A. Oliva, Analysis and design of a drain water heat recovery storage unit based on PCM plates, Applied Energy, Volume 179, 2016, Pages 1006-1019, ISSN 0306-2619, https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.067
[12] Aonghus McNabola, Killian Shields, Efficient drain water heat recovery in horizontal domestic shower drains, Energy and Buildings, Volume 59, 2013, Pages 44-49, ISSN 0378-7788, https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.12.026
[13] Kax, Sofia. Lowering energy consumption for a dishwasher. Master of Science Thesis, School of Industrial Engineering and Management – KTH, 2008.
[14] Song Lin, John Broadbent, Ryan McGlen, Numerical study of heat pipe application in heat recovery systems, Applied Thermal Engineering, Volume 25, Issue 1, 2005, Pages 127-133, ISSN 1359-4311, https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.02.012
[15] Hauer, Andreas & Fischer, Fabian. (2011). Open Adsorption System for an Energy Efficient Dishwasher. Chemie Ingenieur Technik. 83. 10.1002/cite.201000197
[16] Mohamad Ramadan, Rabih Murr, Mahmoud Khaled, Abdul Ghani Olabi, Mixed numerical - Experimental approach to enhance the heat pump performance by drain water heat recovery, Energy, Volume 149, 2018, Pages 1010-1021, ISSN 0360-5442, https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.01.086
[17] Kamil Pochwat, Sabina Kordana, Mariusz Starzec, Daniel Slys, Comparison of two-prototype near-horizontal Drain Water Heat Recovery units on the basis of effectiveness, Energy, Volume 173, 2019, Pages 1196-1207, ISSN 0360-5442, https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.113
[18] Aslan, Hamdi. Isı Geri Kazanımı Sistemleri ve Çalışma Prensipleri. Isı Transferinde İyileştirme Yöntem Araştırmaları, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi, 2015.
[19] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A. (2008). Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla, Beşinci Baskı, Güven Bilimsel.
[20] EN60436, “Electric Dishwashers for Household Use – Methods for Measuring the Performance,” European Standard, 2020
[21] Kline, S.J. ve MCClintock, F. A., (1953). "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", ASME Summer Meeting, 1953
[22] Microsoft Excel, Yazılım Programı
[23] Modelica Association. “Modelica Language”. <https://modelica.org/modelicalanguage.html >, access date 09.08.2022.
[24] Dassault Systemes. “Dymola”. <https://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola/>, access date 13.10.2021.
[25] Petzold, L. R. (1982). A Description of DASSL: A Differential/Algebraic System Solver (Report No: SAND82-8637). Livermore: Sandia National Laboratories.
[26] TLK-Thermo GmbH. “Library Containing Models for Thermal Components and System”. https:// www.tlk-thermo.com/index.php/en/software/til-suite

[27] E.M. Şeren, O. Poyraz, U. Mordoğan. “Modeling Methodology of Dishwasher with Heat Pump”. ANN-2058, Arçelik Global Internal Report
[28] Dittus, F. W. & Boelter, L. M. K. (1930). “Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type”, University of California Publications Engineering, 2, 443-46

A
EXCEL VBA PROGRAMINDA ISI GERİ KAZANIMI PERFORMANSI İÇİN YAPILAN BELİRSİZLİK ANALİZİ

```
Sub belirsizlik_analizi()
Dim Q As Double
Dim m1 As Double
Dim m2 As Double
Dim c As Double
Dim T1 As Double
Dim T2 As Double
Dim T3 As Double

Dim wR As Double
Dim wT_1 As Double
Dim wT_2 As Double
Dim wT_3 As Double
Dim wm_1 As Double
Dim wm_2 As Double

c = 4180
m1 = 4
m2 = 2.6
m3 = m2
T1 = 42.93
```

```
T2 = 25.8

T3 = 34.18

t = 10 / 60


Q1 = m1 * c * T1

Q2 = m2 * c * T2

Q3 = m3 * c * T3


wT_1 = 0.5 / 23 ‘Ortam sıcaklığı için

wT_2 = 0.5 / 15 ‘Su sıcaklığı için

wm_1 = 0.1 / 4 ‘Ana yıkama suyu miktarı için

wm_2 = 0.1 / 2.6 ‘Birinci durulama suyu miktarı için

wR = (((m1 * c) * wT_1) ^ 2 + ((m2 * c) * wT_2) ^ 2 + _

((c * T1) * wm_1) ^ 2 + ((c * T2) * wm_2) ^ 2) ^ (1 / 2) / Q3


Cells(1, 2) = wT_1

Cells(2, 2) = wT_2

Cells(3, 2) = wm_1

Cells(4, 2) = wm_2

Cells(5, 2) = wR

Cells(6, 2) = Q3


End Sub
```

wT_1 = 2,17%

wT_2 = 3,33%

wm_1 = 2,50%

wm_2 = 3,85%

wR = 1,65%

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

Umut Mordoğan, Onur Poyraz, Erdoğan Mert Şeren, Derya Burcu Özkan, “Energy Performance Evaluation of a Domestic Dishwasher with Heat Recovery System”, International World Energy Conference – II, Proceedings Book. 2022, Pages 180-192, ISBN 978-625-6955-87-5, Erciyes Üniversitesi, Kayseri.