

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

ISI POMPALI EVSEL ISITICIDA ENERJİ OPTİMİZASYONU

EMRE SAĞLICAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ÖZDEN AĞRA**

İSTANBUL, 2018

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ISI POMPALI EVSEL ISITICIDA ENERJİ OPTİMİZASYONU

Emre SAĞLICAN tarafından hazırlanan tez çalışması 24.12.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Özden AĞRA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Özden AĞRA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Şevket Özgür ATAYILMAZ
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Semiha ÖZTUNA
Trakya Üniversitesi

ÖNSÖZ

Hem lisans hem de yüksek lisans çalışmalarım boyunca desteklerini hiç esirgemeyen, bilgi ve tecrübeleriyle daima destek olduğu gibi kariyer anlamında seçimlerimde yol gösterici olan, değerli hocam Sayın Prof. Dr. Özden AĞRA'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tez çalışmam boyunca gerekli laboratuvar altyapısını ve her türlü olanaklarını sunarak destek olan Arçelik A.Ş. Araştırma ve Geliştirme Merkezi'ne, Sayın Nihat BAYIZ'a, Sayın Cem KURAL'a, Sayın Dr. Emre OĞUZ'a, Sayın Dr. Levent AKDAĞ'a, Termodinamik & Sistem Bazlı Analiz Yöneticisi Sayın Dr. Tolga Nurettin AYNUR'a, Vasi Kadir ERTİŞ'e, Sayın Haluk KARATAŞ'a ve Sayın Dr. Önder BALİOĞLU'na teşekkürü borç bilirim.

Hem lisans hem de yüksek lisans çalışmalarım boyunca her konuda bana destek olan, her türlü bilgi birikimini paylaşan ve tez çalışmalarım sırasında bana yol gösteren Sayın Onur POYRAZ'a tüm içtenliğimle minnet ve teşekkürlerimi sunarım. Tez çalışmalarım katkıda bulunan Sayın Dr. Hüsnü KERPİÇÇİ ve Sayın Mutlu İPEK'e teşekkürlerimi sunarım. Yüksek lisans tez çalışmalarımda çok değerleri yardımları olan Sayın Nevin AKKAŞ ve Sayın Özcan HATİPOĞLU'na ve tez prototipinin oluşmasında emekleri geçen Sayın Cafer ÖZYURD'a, Sayın İlyas AYDIN'a teşekkür ederim.

Yüksek lisans dönemimde, başladığım günden bu yana değerli desteklerini esirgemeyen, Sayın Mustafa ÖNAL, Sayın Samet HOCAOĞLU ve Sayın Ömer ALP ATİCİ başta olmak üzere ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge Termodinamik & Sistem Bazlı Modelleme Yöneticiliğindeki ve Ar-Ge Akışkanlar Dinamiği Ailesindeki tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim. Hayatımda her zaman yanımda olan çok değerli dostlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Hayatımın her anında desteklerini hiç esirgemeyerek sürekli yanımda duran, sevgileri ve varlıklarıyla güç kazandıran ailemin her bir üyesine ve tanıdığım en özel insan Sayın Büşra KARAMAN'a tüm içtenliğimle minnet, teşekkürlerimi ve sevgilerimi sunuyorum.

Aralık, 2018

Emre SAĞLICAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT.....	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	2
1.3 Hipotez	3
BÖLÜM 2	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
2.1 Literatür Araştırması	4
2.2 Literatür Değerlendirmesi.....	22
BÖLÜM 3	
ISI POMPASI SİSTEMİ	24
3.1 Isı Pompası Sistemi Çalışma Prensibi	24
3.2 Isı Pompası Sistemlerinin Sınıflandırılması	25
3.3 Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompası Sistemi	25
3.3.1 Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompası Elemanları.....	28
3.4 Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompası Çevrimi Teorik Analizi	29

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR	31
4.1 Isı Pompalı Eysel Isıtıcı Deney Düzeneği	31
4.2 Normalize Edilerek Boyutsuzlaştırma	38
4.3 İntegral Alan Hesabı İle Deneysel Çalışmalarda Ortalama Hesabı.....	38
4.4 Deney Matrisi.....	39
4.5 Deneylerin Yapılması	40
4.6 Belirsizlik Analizi.....	41
4.7 Deneysel Çalışma Sonuçları	43
4.7.1 α Hava Debisinde Yapılan Deneysel Çalışma Sonuçları	43
4.7.2 1,14 α Hava Debisinde Yapılan Deneysel Çalışma Sonuçları.....	55
4.7.3 α Hava Debisinde ve 1,14 α Hava Debisinde Yapılan Deneylerin Sonuçlarının Karşılaştırılması	63

BÖLÜM 5

DENEY SONUÇLARININ İSTATİSTİKSEL ANALİZİ.....	68
5.1 Boyut Analizi	68
5.2 Buckingham Pi Teoremi	68
5.3 En Küçük Kareler Yöntemi.....	70
5.4 Regresyon Modeli	71
5.4.1 Enerji Tüketimi Analizi	72
5.4.2 Çalışma Süresi Analizi	76

BÖLÜM 6

ANALİTİK MODEL VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI	79
6.1 Analitik Model Kabulleri.....	79
6.2 Analitik Model Tasarımı	80
6.3 Analitik Model ve Deneysel Çalışma Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	84

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER	88
7.1 Sonuçlar	89
7.2 Öneriler	95
KAYNAKLAR.....	97

EK-A

EES PROGRAMINDA ISI ÇEKME KAPASİTESİ BELİRSİZLİK ANALİZİ İÇİN KULLANILAN FORMÜLLER	99
---	----

EK-B

ENERJİ TÜKETİMİ REGRESYON ANALİZİ	100
---	-----

EK-C

ÇALIŞMA SÜRESİ REGRESYON ANALİZİ	103
ÖZGEÇMİŞ	106

SİMGE LİSTESİ

A	Alan
C_p	Isıl kapasite
CO ₂	Karbondiyoksit
E_{toplam}	Toplam enerji
h	Entalpi
m	Kütle
\dot{m}	Kütleli debi
N	Devir
P	Basınç
\dot{Q}	Isı kapasitesi
s	Entropi
t	Zaman
T	Sıcaklık
V	Hız
\dot{v}	Hacimsel debi
\dot{W}	Güç
Δ	Delta
Θ	Proses suyu ile dış ortam sıcaklık farkı
ρ	Yoğunluk
Σ	Toplam
β	Deneysel değer
λ	Normalize değer
δ	Kalınlık
\emptyset	Çap
°C	Santigrat derece

KISALTMA LİSTESİ

cm ³	Santimetre küp
COP	Etkinlik katsayısı
d/d	Devir/dakika
ET	Enerji tüketimi
g	Gram
HD	Hava debisi
K	Kelvin
KD	Kompresör devri
kg	Kilogram
kJ	Kilojoule
kPA	Kilopaskal
kW	Kilowatt
l	Litre
m	Metre
mm	Milimetre
OECD	Organisation for Economic Co-operation and Development
Rh	Relative humidity
s	Saniye
SM	Soğutucu akışkan miktarı
W	Watt
Wh	Watt saat

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1	Farklı şarj miktarlarında soğutucu akışkan buharlaşma ve yoğuşma basınç değişimleri [2]	5
Şekil 2. 2	Soğutucu akışkan miktarına bağlı kompresör işi, ısıtma kapasitesi ve COP değişimi (7°C ortam sıcaklığı, 2700 d/d kompresör devri) [2]	5
Şekil 2. 3	Su ısıtma amaçlı kullanılan ısı pompası sistemi [3]	7
Şekil 2. 4	Şarj miktarına bağlı COP değişimi [3]	8
Şekil 2. 5	Evsel nem alma cihazı deney düzeneği [4]	9
Şekil 2. 6	Silindir hacminin ve ısı transfer alanına bağlı çalışma süresinin değişimi [4]	9
Şekil 2. 7	Farklı parametrelerin hava debisine etkisi [5]	10
Şekil 2. 8	Kompresör devrine bağlı enerji tüketimi ve çalışma süresi değişimi [5]	11
Şekil 2. 9	Farklı parametrelerin kompresör güç tüketimine etkisi [7]	12
Şekil 2. 10	Su kaynaklı ısı pompalı evsel ısıtıcı [8]	12
Şekil 2. 11	Farklı çalışmalar için cihazın kazan sıcaklığının zamana bağlı değişimi [8] ..	14
Şekil 2. 12	Farklı kompresör hacmi ve sürelerinde enerji tüketimi karşılaştırması [8] ..	15
Şekil 2. 13	Farklı soğutucu akışkanlar için farklı kompresör silindir hacimlerinde enerji tüketimi [9]	16
Şekil 2. 14	Üç hane türüne göre farklı soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketimlerinin karşılaştırılması [9]	17
Şekil 2. 15	Üç farklı bölgede yılda 280 yıkamada toplam küresel ısınma etkisinin farklı soğutucu akışkanlardaki durumu [9]	17
Şekil 2. 16	İsveç'te farklı hanelerinde, farklı soğutkanların in direkt ve direkt olarak küresel ısınmaya etkileri [9]	18
Şekil 2. 17	60 g soğutucu akışkan miktarında farklı kılcal boru uzunluğunda yapılan çalışmalar [10]	19
Şekil 2. 18	70 g soğutucu akışkan miktarında farklı kılcal boru uzunluğunda yapılan çalışmalar [10]	19
Şekil 2. 19	Farklı şarj miktarı ve kılcal boru uzunluğunda kompresör enerji tüketimleri (22-40°C evsel ısıtıcı sıcaklığı) [10]	20
Şekil 2. 20	Evsel ısıtıcıda ısı geri kazanım sistemi [11]	21
Şekil 2. 21	Sıcak suyun ısısının kullanıldığı ısı değiştirici [12]	21
Şekil 2. 22	Farklı hava debileri için buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak toplam enerji tüketimi değişimi [13]	22
Şekil 3. 1	Isı pompası sistemi genel çalışma prensibi [15]	24
Şekil 3. 2	Buhar sıkıştırmalı ısı pompası sistemi çevrim şeması	26

Şekil 3. 3	İdeal çevrim ve gerçek çevrim için buhar sıkıştırılmalı ısı pompası sisteminde lnP-h ve T-s diyagramları [18]	27
Şekil 4. 1	Isı pompalı evsel ısıtıcı deney düzeneği	32
Şekil 4. 2	Deney düzeneğinde kullanılan kanatlı borulu buharlaştırıcı	32
Şekil 4. 3	Deney düzeneğinde buharlaştırıcıya ortam havasını yönlendiren fan	33
Şekil 4. 4	Deney düzeneğinde kullanılan veri toplayıcı	33
Şekil 4. 5	Deney düzeneğinde kullanılan güç kaynağı	34
Şekil 4. 6	Kompresörü istenilen devirde çalıştırabilmek amacıyla kullanılan sinyal sürücü.....	34
Şekil 4. 7	Deney düzeneği proses tankına alınan su miktarını ölçen debi ölçer	35
Şekil 4. 8	Veri toplama istasyonu	35
Şekil 4. 9	Buharlaştırıcı üzerinden ısı çiftleri ile sıcaklık okunan yerler	37
Şekil 4. 10	α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi.....	43
Şekil 4. 11	α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi	44
Şekil 4. 12	α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama toplam güç değişimi.....	45
Şekil 4. 13	α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama kompresör gücü değişimi.....	46
Şekil 4. 14	α hava debisinde yapılan deneylerde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi	47
Şekil 4. 15	α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama soğutucu akışkan debisinin değişimi	48
Şekil 4. 16	α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama ısı çekme kapasitesi ve ısıtma kapasitesi değişimi.....	49
Şekil 4. 17	α hava debisi, 3200 d/d kompresör devrinde, 30 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkanın sıcaklık değişimi	49
Şekil 4. 18	α hava debisi, 3200 d/d kompresör devrinde, 35 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkanın sıcaklık değişimi	50
Şekil 4. 19	α hava debisi, 3200 d/d kompresör devrinde, 40 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı sıcaklıklarının değişimi.....	51
Şekil 4. 20	α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2300 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi	52
Şekil 4. 21	α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2600 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi	52
Şekil 4. 22	α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi	53
Şekil 4. 23	1,14 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi	55
Şekil 4. 24	1,14 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi.....	56
Şekil 4. 25	1,14 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama toplam güç değişimi.....	57
Şekil 4. 26	1,14 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama ısı çekme kapasitesi ve ısıtma kapasitesi değişimi .	58

Şekil 4. 27	1,14 α hava debisinde yapılan deneylerde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi	59
Şekil 4. 28	1,14 α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 30 g soğutucu akışkan miktarında zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi	60
Şekil 4. 29	1,14 α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 35 g soğutucu akışkan miktarında zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi	60
Şekil 4. 30	1,14 α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 40 g soğutucu akışkan miktarında zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi	61
Şekil 4. 31	35 g soğutucu akışkan miktarında, α ve 1,14 α hava debilerinde, kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi	64
Şekil 4. 32	35 g soğutucu akışkan miktarında, α ve 1,14 α hava debilerinde, devrine bağlı çalışma süresinin değişimi	65
Şekil 4. 33	35 g soğutucu akışkan miktarında, α ve 1,14 α hava debilerinde, kompresör devrine bağlı ortalama toplam güç değişimi.....	65
Şekil 4. 34	α ve 1,14 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında kompresör devrine bağlı ortalama ısı çekme kapasitesi ve ısıtma kapasitesi değişimi .	66
Şekil 4. 35	α ve 1,14 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında yapılan deneylerde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi	67
Şekil 5. 1	Deneysel çalışma için istatistiksel analiz yöntemi seçimi	72
Şekil 5. 2	Enerji tüketimi için regresyon modelinin oluşturulması.....	73
Şekil 5. 3	Enerji tüketimi için regresyon modelinin kısıtlarının düzenlenmesi.....	73
Şekil 5. 4	Enerji tüketimi için regresyon analizinde artıkların grafiği	74
Şekil 5. 5	Enerji tüketimi için regresyon analizinde parametrelerin tüm etkileşimlerinin etkisi	75
Şekil 5. 6	Enerji tüketimine göre en uygun sistem tasarımı parametrik kombinasyonu	75
Şekil 5. 7	Isı pompalı evsel ısıtıcıda enerji tüketimi modeli ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması	76
Şekil 5. 8	Çalışma süresi için regresyon analizinde artıkların grafiği	77
Şekil 5. 9	Isı pompalı evsel ısıtıcıda çalışma süresi modeli ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması	78
Şekil 6. 1	Analitik model sistem tasarımı.....	80
Şekil 6. 2	Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda α hava debisi, 30 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi	84
Şekil 6. 3	Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda α hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi	85
Şekil 6. 4	Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda α hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3500 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi	86
Şekil 6. 5	Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda α hava debisi, 40 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi	86

Şekil 6. 6	Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda 1,14 α hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi	87
Şekil 7. 1	α hava debisi için farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi.....	89
Şekil 7. 2	α hava debisi için farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi	90
Şekil 7. 3	1,14 α hava debisi için farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi	91
Şekil 7. 4	1,14 α hava debisi için farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi.....	92
Şekil 7. 5	Optimum soğutucu akışkan miktarı olan 35 g soğutucu akışkan miktarında α ve 1,14 α hava debilerinde, kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi	93

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4. 1 Deney düzeneğinde ısıtıcı çift ile sıcaklık okunan yerler.....	36
Çizelge 4. 2 Deney matrisi	40
Çizelge 4. 3 Rüzgar tüneli ölçüm doğruluk değerleri [1]	42
Çizelge 5. 1 Enerji tüketimi ve çalışma süresi analizinde kullanılan büyüklükler.....	69

ISI POMPALI EVSEL ISITICIDA ENERJİ OPTİMİZASYONU

Emre SAĞLICAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Özden AĞRA

Son yıllarda insan ihtiyaçlarının giderilmesi ve günlük hayatın kolaylaştırılması amacıyla teknoloji sürekli geliştirilmektedir. Gelişen teknoloji ve artan insan nüfusu ile birlikte enerjiye olan gereksinim artmıştır. Enerji üretiminde doğal kaynaklar kullanıldığından, doğal kaynakların tüketimi hızla artış göstermektedir. Devletler ve sivil toplum örgütleri insanları enerji tasarrufu konusunda sürekli bilinçlendirmektedir.

Doğal kaynakların azalması sonucu enerji üretiminde farklı yöntemlere gereksinim duyulmuştur. Güneş enerjisinden yararlanabilmek için güneş kolektörlerinin kullanımı, rüzgar enerjisinden yararlanabilmek için rüzgar türbinleri kullanımı artmaya başlamıştır.

Evsel cihaz üreticileri, enerji verimliliği konusunda uzun zamandır çalışma yapmaktadırlar. Bu çalışmalardan bir tanesi ısıtma amacıyla kullanılan, fazla enerji tüketen elektrikli ısıtıcı yerine daha az enerji tüketiminin yapılacağı ısı pompası sisteminin kullanılmasıdır.

Bu yüksek lisans tez çalışmasında, suyu ısıtmak amacıyla kullanılan ısı pompalı evsel ısıtıcıda farklı parametrelerin enerji tüketimine olan etkileri incelenmiştir. Buharlaştırıcıdan geçen hava debisinin, soğutucu akışkan miktarının, kompresör devrinin toplam enerji tüketimine etkisi incelenmiştir.

Tez çalışması kapsamında deneyler, standart laboratuvar koşulunda ($22^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, $\%55\pm\%5$ bağıl nem) yapılmıştır. Tüm deneylerde $15^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ sıcaklığındaki 4,2 litre su ısı pompası sistemi ile 52°C 'ye kadar ısıtılmaktadır.

Yapılan deneylerden çıkan sonuçların nedenleri, kapasite hesaplamaları ve güç tüketim değerleri ile anlatılmıştır. İstatistiksel değerlendirme ve analitik değerlendirme ile deneysel çalışmalar karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Isı pompası, enerji tüketimi, hava debisi, soğutucu akışkan miktarı, kompresör devri

ENERGY OPTIMIZATION FOR HEAT PUMP DOMESTIC HEATER

Emre SAĞLICAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Prof. Dr. Özden AĞRA

In recent years, technology has been continuously improving in order to human needs and facilitate daily life. The need for energy has been increasing with developing technology and increasing human population. As natural sources are used in energy generation, the consumption of natural sources are increasing rapidly. Governments and non-governmental organizations continuously raise awareness of citizens about energy saving.

Since decreasing of natural sources, different methods for energy generation were needed. Using of solar collectors and wind turbines to benefit from solar and wind energy have begun to increase.

Manufacturers of household appliances have been working on energy efficiency for a long time. One of these works is the use of a heat pump system, which is used for heating purposes, consumes less energy than an electric heater.

In this master thesis study, the effects of different parameters on energy consumption were examined in a heat pump domestic heater used for heating water. The effects of the evaporator air flow rate, the amount of refrigerant and the compressor speed on the total energy consumption has been investigated.

Within the scope of the thesis study, experiments were performed under standard laboratory conditions ($22^{\circ}\text{C}\pm 0.5^{\circ}\text{C}$, $55\% \text{ Rh}\pm 5\%$). 4.2 liters water was heated from $15^{\circ}\text{C}\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ to 52°C for all experiments.

The reasons of the experimental results are explained thanks to capacity calculations and power consumption values. Moreover, statistical analysis, analytical analysis and experimental studies are compared.

Keywords: Heat pump, energy consumption, air flow rate, refrigerant amount, compressor speed

1.1 Literatür Özeti

Günümüzde, gelişen teknoloji ve artan insan nüfusu ile birlikte enerjiye olan gereksinim de artış göstermektedir. Doğal kaynakların hızlı bir şekilde tüketilmesi, küresel ısınma etkilerinin artış göstermesi ile birlikte enerji gereksinimi için farklı yöntemlerin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Günümüzde endüstriyel üreticiler, bu ihtiyaçları gerek sivil örgütlerin gerekse devletlerin talepleri doğrultusunda dikkate alarak ürünlerini geliştirmektedirler [1].

Evsel cihazlarda elektrikli ısıtıcı yerine ısı pompası sistemi kullanılarak enerji tasarrufu yapılabilmektedir. Örneğin suyun ısıtıldığı evsel bir ısıtıcıda elektrikli ısıtıcı yerine ısı pompası sistemi kullanarak enerji tüketiminde tasarruf yapılabilir. Bununla birlikte havanın ısıtıldığı evsel ısıtıcıda da aynı sistem kullanılabilir.

Isı pompası sistemi içerisinde bir akışkan çevrim halinde dolaşmaktadır. Bu akışkana soğutucu akışkan denilmektedir. Sıvı halde soğutucu akışkan, buharlaştırıcıdan (evaporatör) geçerken ortamın ısınısını çekerek buhar fazına geçer. Buharlaştırıcıdan çıkan soğutucu akışkan kompresöre gelir. Kompresör buhar fazındaki soğutucu akışkanın basıncını ve sıcaklığını arttırır. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan yoğunlaştırıcıya (kondenser) gelir ve yoğunlaştırıcıdan geçerken sıvı faza dönüşerek dış ortama ısı verir. Daha sonrasında kısılma cihazından geçen soğutucu akışkanın burada sıcaklığı ve basıncı düşer. Soğutucu akışkan tekrardan buharlaştırıcıya gelir ve çevrim bu şekilde devam eder.

Evsel ısıtıcıda su, 20°C'den 52°C'ye ısıtıcı ile ısıtılmaktadır. Proses tankı içerisinde toplanan su, sirkülasyon pompası ile hareketlendirilmektedir. Hareketlenen su, ısıtıcıdan geçirilir ve geri proses tankına doğru yönlendirilir. Su sıcaklığı 52°C'ye ulaşana kadar bu işlem devam etmektedir. Bu işlem ısı pompası ile yapılabilmektedir. Sirkülasyon pompası suyu hareketlendirerek ve sıcak yoğuşturucu dış yüzeyi ile suyun temas etmesini sağlar. Böylece su istenilen sıcaklığa kadar ısıtılabilir.

Isı pompası sisteminin kullanıldığı evsel ısıtıcılarda, enerji tüketim değerini en az değere getirebilmek çok önemlidir. Bu işlem için de optimizasyon çalışmalarının yapılması gerekmektedir. Su kaynaklı bir ısı pompası sistemi için buharlaştırıcının, ısısını alabileceği suyun miktarı; hava kaynaklı ısı pompası sistemi için ise buharlaştırıcıdan geçen hava debisi miktarı oldukça önemlidir. Ayrıca soğutucu akışkan miktarı, kompresör devri, ısı değiştiricisi boyutları, kılcal boru boyutları da sistemin optimum enerji miktarında çalışabilmesi için oldukça önemlidir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasında, evsel ısıtıcıya entegre edilmiş, su ısıtmak amacıyla kullanılan hava kaynaklı ısı pompası sisteminde, farklı parametrelerin enerji tüketimine ve çalışma süresine etkisinin incelenmesi ile optimum noktaların belirlenmesi amaçlanmıştır. α ve $1,14\alpha$ hava debilerinde; 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarında, farklı kompresör devirlerinde deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışma sonrasında, istatistiksel değerlendirme ve analitik değerlendirme çalışmaları yapılarak deney sonuçlarının doğrulanması yapılmıştır. Her iki hava debisinde de optimum soğutucu akışkan miktarı belirlenmiştir. Her iki hava debisinde de optimum soğutucu akışkan miktarında optimum kompresör devirleri belirlenmiştir. Bununla birlikte optimum soğutucu akışkan miktarında ve kompresör devirlerinde hava debisinin değişmesi ile enerji tüketiminin nasıl değiştiği belirlenmiştir.

1.3 Hipotez

Isı pompalı evsel ısıtıcıda, toplam enerji tüketimi; kompresörün enerji tüketimi, buharlaştırıcı fanlarının enerji tüketimi ve su sirkülasyon pompasının enerji tüketimi toplamıdır. Tüm deneylerde sirkülasyon pompası gücü aynı iken, buharlaştırıcı fanlarının gücü iki hava debisinde de farklıdır. Fanlar, yüksek miktarda hava debisini buharlaştırıcıya doğru yönlendirebilmek için daha fazla güç tüketmektedir. Bununla birlikte fanın yüksek güç tüketmesi hava debisini değiştirdiğinden ısı pompası verimini değiştirebilmektedir. Sistem verimi sonucunda çalışma süresi değişiklik göstermektedir. Kompresör devrinin değişmesi de sistem verimini etkilemektedir yani çalışma süresini değiştirmektedir. Bununla birlikte kompresör devrinin değişmesi ile kompresör gücü de değişmekte olup bu durum da doğrudan enerji tüketimini etkilemektedir. Soğutucu akışkan miktarının değişimi de kompresör gücünü ve sistem verimini etkilediğinden enerji tüketimini de doğrudan etkilemektedir. Bu üç parametrenin ısı pompalı evsel ısıtıcıda enerji tüketimine olan etkisi deneysel olarak incelenmiş, optimum durumlar bulunmuştur. Deneysel sonuçlar istatistiksel değerlendirme ve analitik değerlendirme ile karşılaştırılmıştır.

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Literatür Araştırması

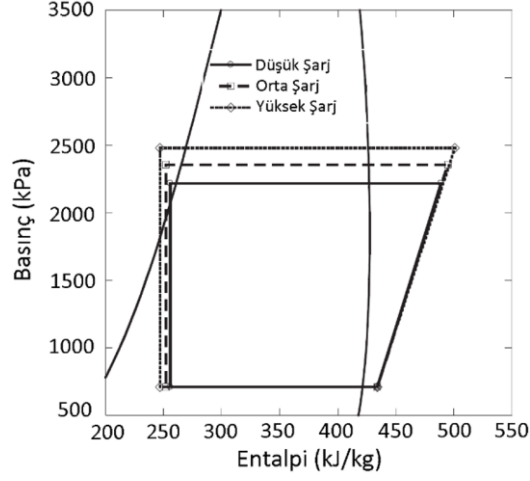
Dong Ho Kim, Han Saem Park ve Min Soo Kim (2013) [2], tek kademeli ve çift kademeli çevrim için en uygun soğutucu akışkan miktarını belirlemek amacıyla bir optimizasyon çalışması yapmışlardır. Hem R410A soğutucu akışkanın kullanıldığı tek kademeli çevriminin hem de R134a/R410A soğutucu akışkanların kullanıldığı çift kademeli çevriminin optimum aşırı soğuma sıcaklık derecesi, deneysel ve nümerik olarak belirlenmiştir. Deneysel çalışmalarda su, ısı pompası sistemi ile ısıtılmaktadır.

Tek kademeli çevrim için yapılan çalışmada ortam sıcaklıkları -15°C , -7°C ve 7°C olarak belirlenmiştir. 1 kg ile 1,6 kg soğutucu akışkan miktarları arasında yapılan çalışmada kompresör devirleri 2700 d/d, 3000 d/d, 3300 d/d, 3600 d/d olarak belirlenmiştir. Kompresör devirleri bir frekans çevirici (invertör) kart ile kontrol edilmektedir. Kızgın buhar derecesi 10°C 'dir. Suyun yoğuşturucuya giriş sıcaklığı 30°C 'dir.

Tek kademeli çevrimde buharlaşma ve yoğuşma basıncı; soğutucu akışkan miktarına, ortam havası sıcaklığına ve ısı değiştiricinin etkileşimde olduğu ikinci akışkana bağlıdır. Şekil 2.1'de görüldüğü üzere soğutucu akışkan miktarının artması sonucu sabit hacimde yoğunluk artmaktadır. Yoğunluğun artması ile birlikte yoğuşma basıncı da artış gösterecektir. Burada buharlaşma basıncının değişimi ihmal edilmiştir.

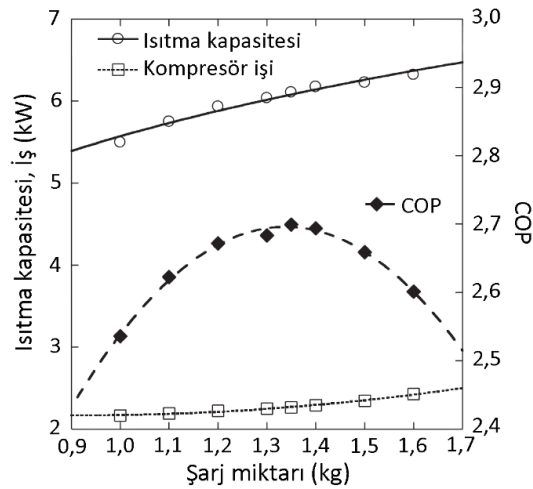
Yoğuşma basıncının artması sonucu yoğuşma sıcaklığı da artış göstermektedir. Yoğuşma sıcaklığının artması ile aşırı soğuma derecesi artmaktadır. Soğutucu akışkan miktarının

artış göstermesi ile birlikte, ısı transfer hızı da artış göstermektedir. Isı transfer oranının artması ile birlikte yüksek sıcaklıkta aşırı soğuma derecesini gözlemlenir. Aşırı soğuma derecesi, yoğuşma basıncının artması ile birlikte artış göstermektedir.



Şekil 2. 1 Farklı şarj miktarlarında soğutucu akışkan buharlaşma ve yoğuşma basınç değişimleri [2]

Isıtma kapasitesi, entalpi farkı ile birlikte kütleli debi miktarına bağlıdır. Kütleli debi, basıncın artması ile yavaş şekilde artmaktadır. Bununla birlikte soğutucu akışkan miktarının artması ile ısıtma kapasitesinde artış gözlemlenir. Ancak, yüksek basınç nedeniyle güç tüketiminde artış gözlemleneceğinden, COP için optimum şarj miktarı belirlenecektir. Şekil 2.2'de 7°C ortam sıcaklığında 2700 d/d kompresör devrinde ısıtma kapasitesi, kompresör işi ve COP'nin şarj miktarı ile değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2. 2 Soğutucu akışkan miktarına bağlı kompresör işi, ısıtma kapasitesi ve COP değişimi (7°C ortam sıcaklığı, 2700 d/d kompresör devri) [2]

Tek kademeli çevrim için deneysel ve nümerik olarak yapılan çalışmada, maksimum ısıtma kapasitesi, maksimum şarj miktarında gözlemlenmiştir. Bununla birlikte optimum COP değeri 3 K ile 7 K aşırı soğuma derecesinde gözlemlenmiştir. Ortam sıcaklığının azalması ile birlikte, aşırı soğuma derecesi azalmıştır.

Çift kademeli çevrim, düşük sıcaklıklarda tek kademeli çevrime göre daha iyi performans göstermiştir. Çift kademeli çevrimde iki kompresör kullanılmaktadır.

Çift kademeli çevrimde üç çevrim bulunmaktadır. Birisi R410A çevrimi, diğeri R134a çevrimi ve su çevrimidir. R410A çevrimi, ortam havasının ısını alarak R134a çevrimine iletir.

Çift kademeli çevrimde ortam sıcaklıkları -15°C ve 7°C olarak belirlenmişken, su giriş sıcaklığı 50°C olarak belirlenmiştir. Buharlaşıma sıcaklığı -5°C 'nin üzerindeyken, yoğuşma sıcaklığı 60°C 'yi aşabilir. Tek kademeli çevrimde -15°C ortam sıcaklığında su 40°C 'ye kadar ısıtılırken, çift kademeli çevriminde bu $60-70^{\circ}\text{C}$ civarında olabilir.

Kompresör devri 2700 d/d ile 3300 d/d arasında değişebilmektedir. Çift kademeli çevrimde de amaç her bir çevrim için aşırı soğuma derecesi ile bağlantılı olarak optimum şarj miktarını belirlemektedir. Kızgın buhar sıcaklığı her bir çevrim için 10 K olarak belirlenip ihmal edilmiştir.

R134a çevriminin yoğuşma basıncı ve R410A çevriminin buharlaşma basıncı sırasıyla su giriş sıcaklığına ve ortam sıcaklığına bağlıdır. Tek çevrimde soğutucu akışkan miktarı yoğuşma basıncına etki ederken, kademeli çevrimde R410A çevrimi, R134a çevrimini etkilediğinden soğutucu akışkan miktarının etkisini tahmin etmek oldukça zordur.

R410A çevriminde soğutucu akışkan miktarı sabit tutulduğunda, R134a soğutucu akışkan miktarının artışı ile birlikte R134a yoğuşma basıncı artış göstermektedir. R134a soğutucu akışkan miktarı sabit tutulup, R410A soğutucu akışkan miktarı değiştirildiğinde, R410A yoğuşma basıncı ve R134a buharlaşma basıncında önemli bir değişme gözlemlenmiştir. R134a çevriminin buharlaştırıcısı ile R410A çevriminin yoğuşturucusu birbiri ile bağlantılı olduğundan R134a çevriminin buharlaşma sıcaklığı R410A çevriminin yoğuşma sıcaklığından etkilenir. R410A çevriminin yoğuşma basıncı arttığı zaman, soğutucu – soğutucu sıcaklık farkı arttığından çift kademeli çevriminde ısı transferi artmaktadır.

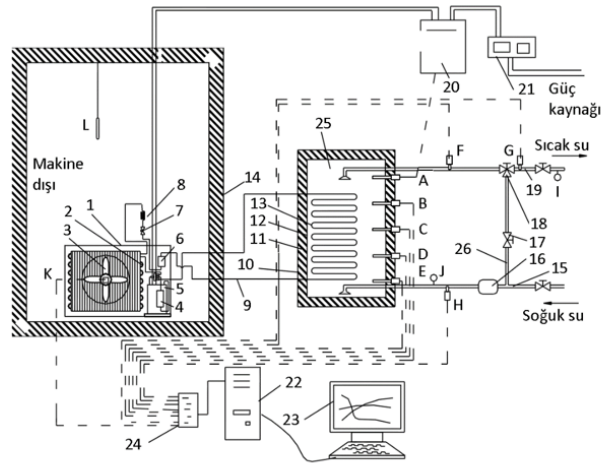
R134a çevriminin buharlaşma sıcaklığı yüksek olup ve yüksek kızgın buhar derecesine de sahiptir.

Çift kademeli çevrimde, maksimum ısıtma kapasitesi maksimum soğutucu akışkan miktarında gözlemlenmiştir. Optimum COP değeri, R134a çevriminde 4 K ile 8 K aşırı soğuma sıcaklığında görülürken, R410A çevriminde 5 K ile 6 K aşırı soğuma sıcaklığında görülmüştür.

Ortam sıcaklığının azalması ile tek kademeli ve R134a çift kademeli çevriminde aşırı soğuma derecesi azalmaktadır. Ancak R410A çevriminde aşırı soğuma derecesi sabit kalmaktadır. Bu durumda R134a çevrimi optimizasyonu daha önem kazanmaktadır.

J. Zhang, R.Z Wang ve J.Y. Wu (2006) [3], suyun ısıtılması amacıyla kullanılan hava kaynaklı ısı pompası sisteminde optimizasyon çalışması yapmışlardır. Şekil 2.3'te deney düzeneği gösterilmiştir.

Deneysel çalışmalarda R22 soğutucu akışkan kullanılmıştır. Soğutucu akışkan miktarı, yoğuşucu ve buharlaştırıcı tasarımına ve kompresör kapasitesine bağlıdır. Çalışmanın enerji tüketim değerinin en az olduğu soğutucu akışkan miktarı bulunmasıdır.

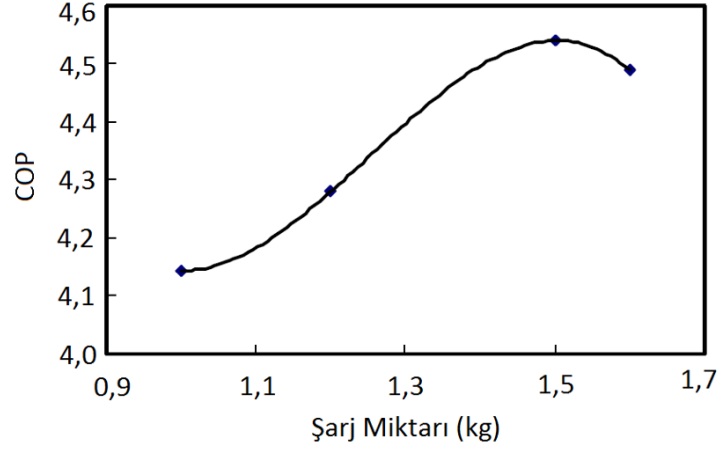


- | | | | |
|----------------------|----------------------------------|----------------------------|---------------------|
| 1. Gövde | 8. Termal kısıtma valfi | 15. Su giriş borusu | 21. Ampermetre |
| 2. Isı değiştiricisi | 9. Bakır boru | 16. Su sirkülasyon pompası | 22. Bilgisayar |
| 3. Fan | 10. Dış Gövde | 17. Su karıştırma valfi | 23. Veriler |
| 4. Depo | 11. Termal izolasyon | 18. Üç yollu vana | 24. Veri toplayıcı |
| 5. Kompresör | 12. İç tank | 19. Su çıkış borusu | 25. Sıcak su tankı |
| 6. Filtre | 13. Boru yoğuşurucu | 20. Kontrol yeri | 26. Su boru çevrimi |
| 7. Valf | 14. Sıcaklık – nem kontrol odası | | |

Şekil 2. 3 Su ısıtma amaçlı kullanılan ısı pompası sistemi [3]

Deneysel çalışmada ortam sıcaklığı 25°C'de tutulmuştur. Tank içerisinde 150 l su ve 60 m uzunluğunda, Ø 9,9 x 0,75 mm boru yoğuşturucu bulunmaktadır. Tank içindeki su 15 °C'den 55°C'ye kadar ısıtılmıştır.

Şekil 2.4'te şarj miktarına bağlı olarak COP değişimi gösterilmiştir. Maksimum COP değeri yaklaşık 1,5 kg soğutucu akışkan miktarında gözlemlenmiştir.

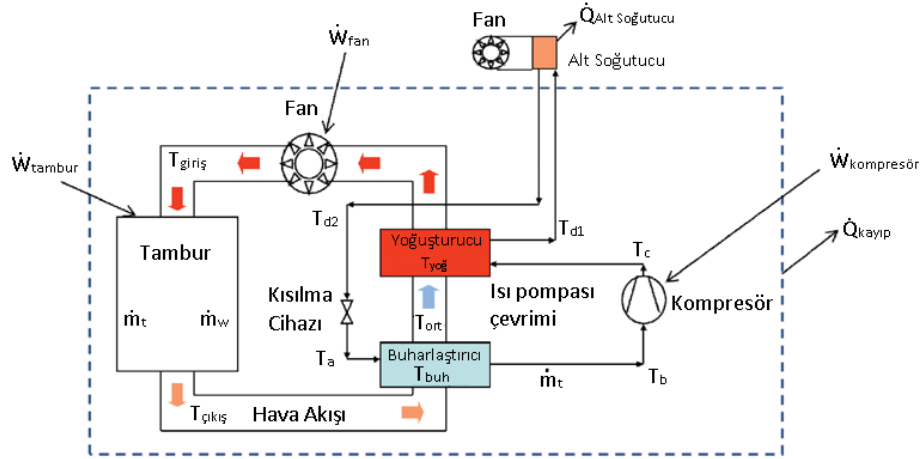


Şekil 2. 4 Şarj miktarına bağlı COP değişimi [3]

-5°C ortam koşulunda en iyi COP değeri 1,3 kg şarj miktarında, 30°C ortam koşulunda en iyi COP değeri 2,5 kg şarj miktarında elde edilmiştir.

Yoğuşturucu boru uzunluğu ile ilgili yapılan çalışma sonucunda, depoda 200 l su ve 1125 W ısıtma kapasitesinde bir ısı pompası sistemi olduğunda 69,9 m yoğuşturucu boru uzunluğunda COP en yüksek değerdedir.

Peder Bengtsson, Jonas Berghel ve Roger Renström (2014) [4], ev tipi nem alma cihazında, kompresör silindir hacminin ve yoğuşturucu ısı transfer alanının ısı pompası çalışma süresi ve nem alma oranı ile ilişkisini deneysel ve nümerik olarak incelemiştir. Hermetik kompresörlü sistemde soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. Testler kurutucu makinesi standartlarında yapılmıştır. Deneysel düzeneği Şekil 2.5'te gösterilmiştir.

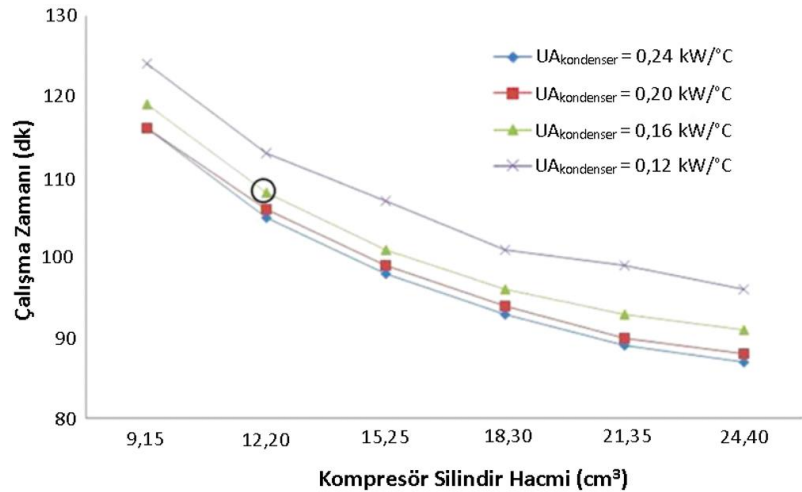


Şekil 2. 5 Eysel nem alma cihazı deney düzeneği [4]

Kompresör silindir hacminin nem alma oranına etkisinin az olduğu belirlenmiştir. Isı transfer alanında artışın nem alma oranında daha fazla artışa sebep olduğu da belirlenmiştir.

Şekil 2.6'da silindir hacminin ve ısı transfer alanının ısı pompası çalışma süresine etkisi gösterilmiştir. Görüldüğü üzere yüksek silindir hacminde ve yüksek ısı transfer alanında ısı pompası çalışma süresi azalmıştır.

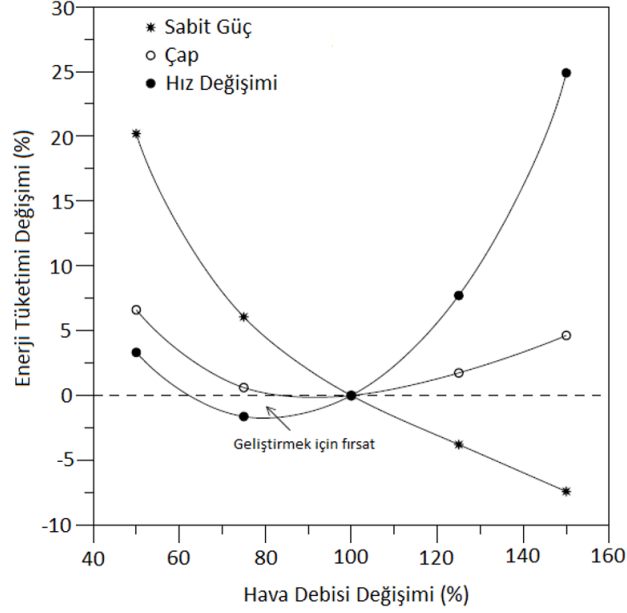
Kompresör hacmi yaklaşık %50 arttırıldığında, maksimum kompresör gücünün yaklaşık %14 arttığı çalışmada belirlenmiştir.



Şekil 2. 6 Silindir hacminin ve ısı transfer alanına bağlı çalışma süresinin değişimi [4]

Christian J.L. Hermes, Claudio Melo (2008) [5], soğutucu kabinde; farklı parametrelerin enerji tüketimine etkisini incelemiştir. Fan gücüne bağlı hava debisinin değişimi ifade edilmiştir. Hava debisinin enerji tüketimine etkisi üç farklı durumda değerlendirilmiştir.

Birinci durum fan hızının hava debisine etkisi iken, ikinci durum fan boyutlarının hava debisine etkisidir. Üçüncü durum ise fan gücünün sabit olması durumudur. Hava debisinin, farklı parametrelere göre değişimleri Şekil 2.7’de gösterilmiştir.



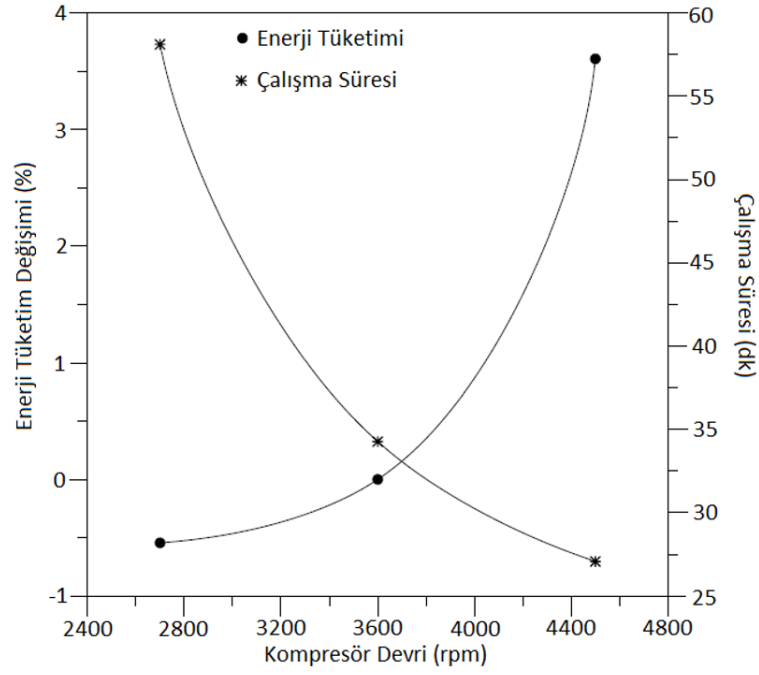
Şekil 2. 7 Farklı parametrelerin hava debisine etkisi [5]

%100 olan durum, orijinal hava debisini göstermektedir. Hava debisi %100 olan durumun üzerine çıktığında enerji tüketimi ciddi oranda artış göstermektedir [6]. Bu durumun oluşmasında sadece fan gücü artışının etkisi yoktur. Buharlaştırma sıcaklığının artması ile birlikte kompresör güç tüketimi de artış göstermektedir. Artan kompresör gücünden dolayı da enerji tüketim değeri artmaktadır.

Orijinal durumdan %25 daha az olan hava debisinde ise enerji tüketimi %2,5 azalmaktadır. Hava debisinin azalması ile birlikte soğutma kapasitesi azalmaktadır. Hava debisi azalma oranı %25'ten daha fazla ise enerji tüketimi artma eğilimindedir. Bunun nedeni soğutma kapasitesinin azalması ile birlikte çalışma süresinin artmasıdır.

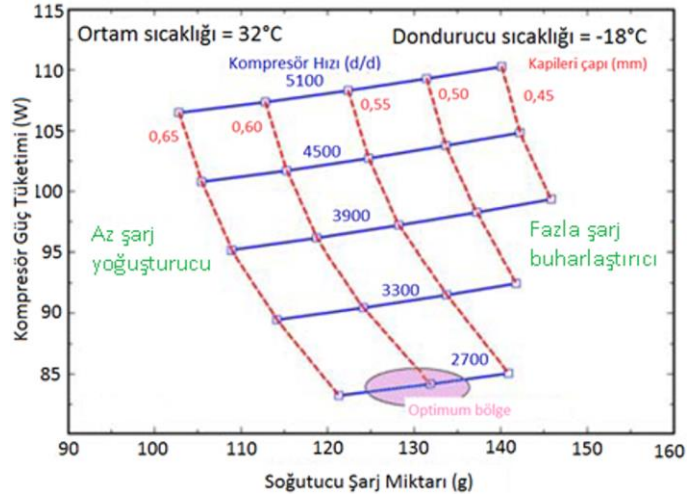
Fan tasarımının değişmesi ile birlikte değişen hava debisi, enerji tüketim değerini arttırmaktadır. Bu durum, mevcut fan tasarımı geometrisinin optimum olduğunu göstermektedir [6]. Hava debisinin artması soğutma kapasitesini arttırmaktadır. Fan gücünün değişmediği durumda hava debisinin artmasıyla artan soğutma kapasitesi ile birlikte enerji tüketimi artış göstermektedir.

Kompresör devrinin, enerji tüketimine etkisi de incelenmiştir. Mevcut durumda kompresör devri 3600 d/d'dir. 2700 d/d ve 4500 d/d kompresör devirlerinde enerji tüketimi değişiminin nasıl olacağı incelenmiştir. Şekil 2.8'de bu değişim gösterilmiştir. Soğutucu akışkan miktarı sabit tutulmuştur. Kompresör devrinin artmasıyla birlikte buharlaşma basıncının azaldığı, yoğuşma basıncının arttığı belirtilmektedir. 2700 d/d kompresör devrinde, güç tüketimi orijinal duruma göre 30 W azalmıştır. Bununla birlikte soğutma kapasitesinin azalması ile birlikte çalışma süresi 35 dakikadan 58 dakikaya çıkmıştır. Bu durumun sonucu olarak enerji tüketimi değeri %0,5 azalmıştır.



Şekil 2. 8 Kompresör devrine bağlı enerji tüketimi ve çalışma süresi değişimi [5]

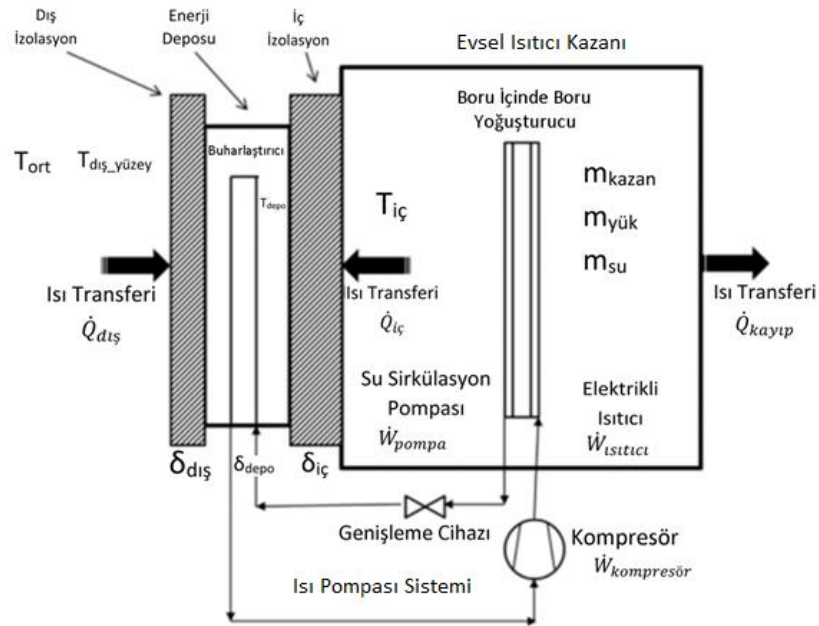
Joaquim Manoel Goncalves ve Claudio Melo (2004) [7], yaptıkları çalışmada dondurucu kabin sıcaklığının -18°C olduğu ve ortam sıcaklığının 32°C olduğu durumda farklı kılcal boru çapında ve farklı kompresör devirlerinde soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak kompresör gücünün değişimini incelemişlerdir. Bu çalışmanın amacı enerji tüketimi için en optimum nokta seçilmesidir. Şekil 2.9'da farklı parametrelerin güç tüketimi üzerindeki etkisi gösterilmiştir ve optimum bölge belirlenmiştir.



Şekil 2. 9 Farklı parametrelerin kompresör güç tüketimine etkisi [7]

Peder Bengtsson, Jonas Berghel ve Roger Renström (2014) [8], evsel ısıtıcıda ısı pompası sistemi kullanarak toplam enerji tüketimini azaltmaya yönelik çalışma yapmışlardır. Evsel ısıtıcı cihazda bulunan su, elektrikli ısıtıcı yerine ısı pompası sistemi ile ısıtılmaktadır. Hem elektrikli ısıtıcı durum hem de ısı pompalı durumda yıkama süresi ve maksimum su sıcaklığı aynıdır. Buharlaştırıcı, su dolu bir depodaki suyun ısısını almaktadır.

Çalışmada kompresör silindir hacmi, kompresör çalışma süresi gibi parametreler incelenmiştir. Yapılan çalışmada ortam koşulu 22°C ve %55 bağıl nem olarak belirlenmiştir. Isı pompalı evsel ısıtıcı Şekil 2.10'da gösterilmiştir.



Şekil 2. 10 Su kaynaklı ısı pompalı evsel ısıtıcı [8]

Deneysel çalışma amacıyla, ısı pompası sistemi yıkama sistemine entegre edilmiştir. Eysel ısıtıcıda 50 kg çelik, 33 kg yıkanacak yük bulunmaktadır. Buharlaştırıcının yerleştiği açık enerji depolama ünitesine iç çapı 7,8 mm ve dış çapı 9,5 mm olan 7 m boyundaki bakır boru yerleştirilmiş ve deponun içi 7 kg su ile doldurulmuştur. İç izolasyon evsel ısıtıcı kabini ile enerji depolama ünitesi arasındadır. Bu izolasyon iki katmanlıdır. İzolasyon olarak 4 mm bitüm ve 7 mm keçeli bitüm kullanılmıştır.

İçinden proses suyunun geçtiği, paslanmaz çelikten iç içe boru yapılı 1,2 m uzunluğunda yoğuşturucu kullanılmıştır. İç borunun iç çapı 13 mm ve dış çapı 17,5 mm'dir. Dış borunun iç çapı 15 mm'dir. Kompresör hacmi 5,3 cm³'dir, kısılma cihazı el ayarlıdır ve sistemde R134a soğutucu akışkan kullanılmıştır.

Simülasyon modelde de orijinal ısıtıcılı durumdaki gibi yıkama suyunun maksimum sıcaklığı 55°C, yıkama süresi de 80 dakika olarak seçilmiştir. Kompresör devri 2850 d/d olarak seçilmiştir. Sistemde herhangi bir basınç kaybı olmadığı kabul edilmiştir. Isı pompası sisteminde aşırı soğuma veya kızgın buhar durumu yoktur. Yüklerin, kazanın ve suyun sıcaklığı aynı kabul edilmiştir.

Deneysel sonuçlardan elde edilen ölçümlere göre simülasyon modelde şu kabuller kullanılmıştır:

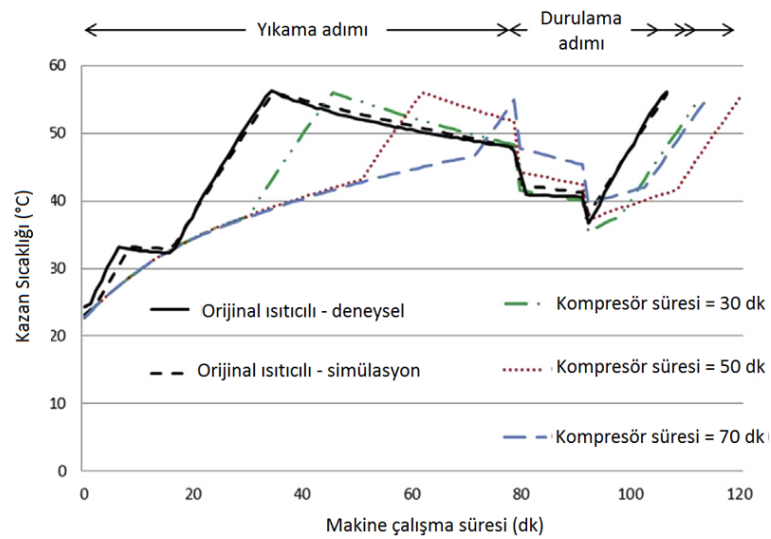
- Buharlaştırıcı ısı transfer katsayısı $UA_{buh} = 0,10 \text{ kW}^\circ\text{C}^{-1}$; yoğuşturucu ısı transfer katsayısı $UA_{yoğ} = 0,12 \text{ kW}^\circ\text{C}^{-1}$ (Denge denklemleri ve deneylerden elde edilmiştir.)
- Kompresör düzeltme katsayısı 0,63 olarak belirlenmiştir.
- Sirkülasyon pompası 76 W güç çekerken, ısıtıcı 1500 W güç çekmektedir.
- Eysel ısıtıcıdan dış ortama kaybolan ısı, kazan içindeki 55°C sıcaklığının, 22°C %55 bağıl nem ortam havasında soğuması olarak deneysel olarak evsel ısıtıcı sıcaklığı ölçülerek bulunur.
- Enerji tüketimi aşağıdaki denklemde de gösterildiği gibi pompanın, kompresörün ve ısıtıcının enerji tüketimleri toplamıdır. Toplam enerji tüketimi değeri (2.1)'deki formülle bulunmaktadır.

$$E_{toplam} = \int \dot{W}_{kompresör} + \int \dot{W}_{pompa} + \int \dot{W}_{ısıtıcı} \quad (2.1)$$

Deneysel ve simülasyon model karşılaştırmasında dış izolasyonun olduğu durum ile olmadığı durum karşılaştırılmıştır. Her iki durumda da deneysel ve simülasyon çalışması birbirine benzerlik göstermektedir.

Yıkama adımları için ısı pompalı evsel ısıtıcı model çalışması yapılmıştır. Kompresör kendisine tanımlanan süre kadar çalıştıktan sonra ısıtıcı devreye girerek yıkama suyunu 55°C'ye kadar çıkarmıştır. Tüm simülasyonda 5 mm'lik bir dış izolasyon kullanılmıştır. Enerji depolama ünitesi hacmi suyun donduktan sonraki hacmi göz önüne alınarak yapılmıştır.

Şekil 2.11'de ısıtıcı cihazın hem deneysel hem de simülasyon sonuçları ile ısı pompalı cihazın simülasyon sonuçları gösterilmiştir. Isı pompalı cihazda kompresör silindir hacmi 6 cm³ olup farklı çalışma aralıklarında simülasyon yapılmıştır. Bu sonuçlara göre ısıtıcı durumda hem deneysel hem de simülasyon çalışması sonuçları birbirine oldukça benzemektedir.

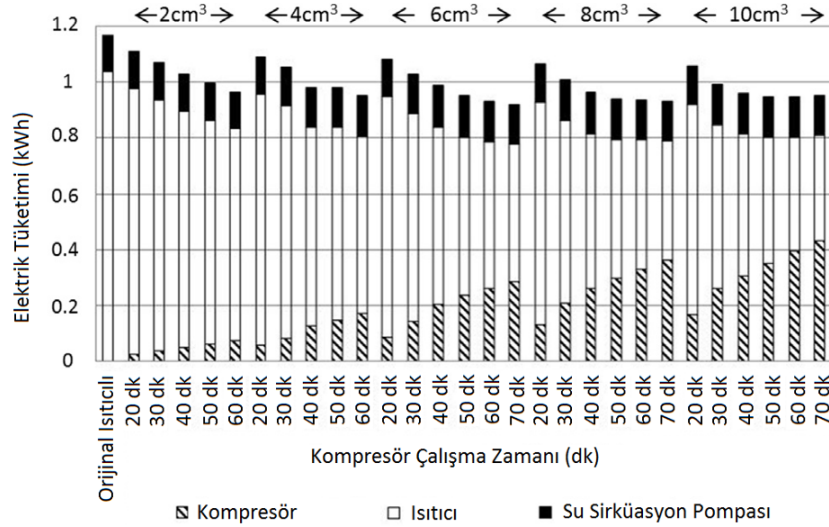


Şekil 2. 11 Farklı çalışmalar için cihazın kazan sıcaklığının zamana bağlı değişimi [8]

Şekil 2.12'de simülasyonu yapılmış ısı pompalı sistemde farklı kompresör silindir hacmi ve farklı kompresör çalışma sürelerinde enerji tüketimi gösterilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre ısı pompasının kullanılması ile orijinal ısıtıcı duruma göre enerji tüketiminin azaldığı görülmüştür. 2 – 6 cm³ kompresör hacim aralığında, uzun kompresör çalışma süresinde elektrik tüketimi azalmıştır. 8 cm³ ve 10 cm³ kompresör hacminde ise optimum kompresör çalışma süresi 70 ile 60 dakikadır.

En az elektrik tüketimi 6 cm³ kompresör hacminde ve 70 dakika kompresör çalışma süresinde görülmüştür. Bu değer 0,91 kWh ve orijinal ısıtıcı duruma göre %24 daha azdır.

Uzun kompresör çalışma süresinde yani 50 dakikanın üstünde elektrik tüketimi değeri azalmaktadır. Kompresör çalışma süresi 60 dakikadan fazla olduğunda kompresör büyüklüğünün toplam elektrik tüketimine etkisi daha azdır.



Şekil 2. 12 Farklı kompresör hacmi ve sürelerinde enerji tüketimi karşılaştırması [8]

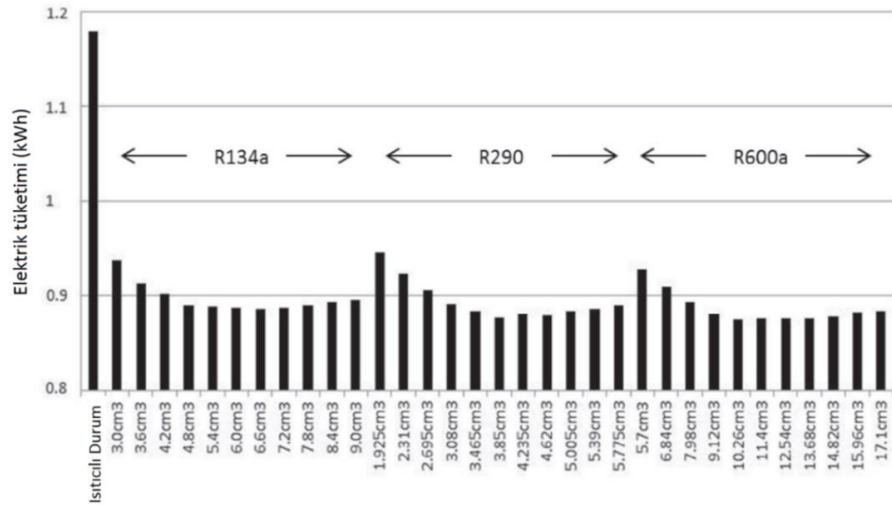
Peder Bengtsson, Trygve Eikevik (2016) [9], evsel ısıtıcıda ısı pompası sistemi kullanarak küresel ısınma etkisinin azaltılması üzerine çalışmışlardır. Orijinal ısıtıcı duruma, R134a soğutkanının kullanıldığı durum, R290 soğutkanının kullanıldığı durum ve R600a soğutkanının kullanıldığı durum elektrik üretiminden kaynaklanan farklı CO₂ değerlerine sahip üç bölgeye göre elektrik tüketim değerleri ve küresel ısınmaya olan etkileri kıyaslanmıştır. Bu üç bölge; İsveç, OECD Avrupa ülkeleri ve OECD olmayan Avrupa ülkeleridir. Bu üç bölgede de küçük, orta ve büyük haneler için bu hesaplamalar yapılmıştır.

Peder Bengtsson, Jonas Berghel ve Roger Renström'ün 2014'te yapmış olduğu çalışmada R134a soğutkanının kullanıldığı ısı pompalı sistemde elektrik tüketim değerinin, ısıtıcı duruma göre %24 daha az olduğunu belirlenmiştir [8]. R134a soğutucu akışkanının küresel ısınmaya olan etkisi 1300'dür. Yani bu gaz atmosfere gönderildiğinde küresel ısınmayı etkilemektedir. Bu çalışmadaki amaç R134a yerine farklı hidrokarbon soğutkan kullanarak elektrik tüketimine eş küresel ısınma etkisinin azaltılmasıdır.

Geçici simülasyon model Şekil 2.10'daki evsel ısıtıcıda kurulmuştur. Burada 50 kg çelik, 25 kg yük ve 3 kg su kullanılmıştır. Simülasyon modelde kompresör yıkama adımında 60 dakika çalışmakta ve sonrasında ısıtıcı devreye girerek yıkama suyunu 55°C'ye kadar ısıtmaktadır. Toplam yıkama süresi 80 dakikadır.

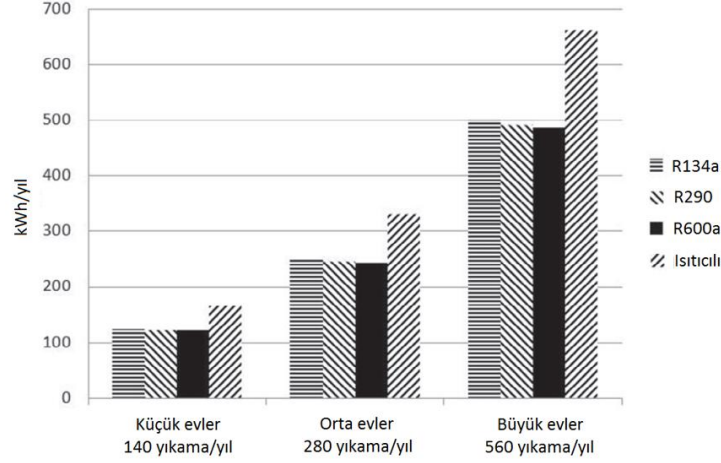
Yapılan hesaplamalarla birlikte R134a soğutucu akışkanın kullanıldığı durumu göre kıyaslama yapıldığında,

- Sistemde R600a soğutucu akışkanı kullanıldığında ısıtma kapasitesi %9 artarken,
- Sistemde R290 soğutucu akışkan kullanıldığında ısıtma kapasitesi %8 azalmıştır.
- R134a, R290 ve R600a soğutucu akışkanları için ayrı ayrı en düşük enerji tüketim değerine ulaşmak amacıyla farklı kompresör hacimleri belirlenmiştir. Şekil 2.13'de görüldüğü üzere en düşük enerji tüketimleri
- R134a soğutucu akışkanın kullanıldığı sistem için en düşük enerji tüketimi 6,6 cm³ silindir hacminde 0,89 kWh,
- R290 soğutucu akışkanın kullanıldığı sistem için en düşük enerji tüketimi 3,85 cm³ silindir hacminde 0,88 kWh,
- R600a soğutucu akışkanın kullanıldığı sistem için en düşük enerji tüketimi 10,26 cm³ silindir hacminde 0,87 kWh,
- Elektrikli ısıtıcının kullanıldığı sistem için ise enerji tüketimi 1,18 kWh değerindedir.



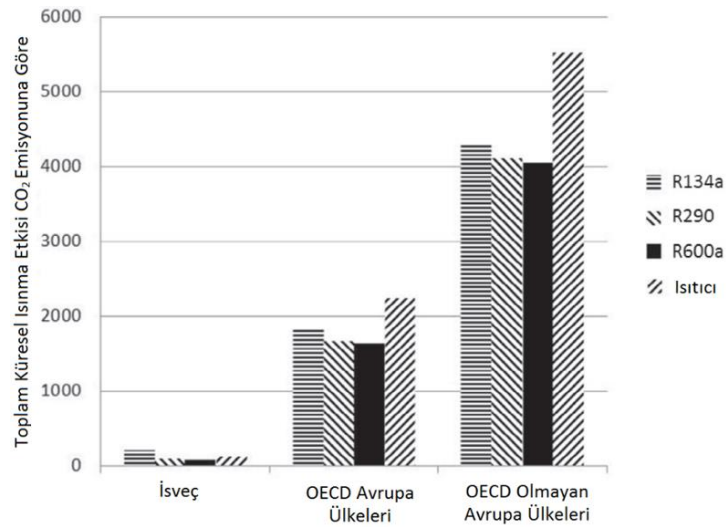
Şekil 2. 13 Farklı soğutucu akışkanlar için farklı kompresör silindir hacimlerinde enerji tüketimi [9]

Şekil 2.14'te yıl boyunca yapılan her bir yıkama çevrimine göre ısıtıcı durumu; ısı pompalı sistemde R134a soğutucu akışkanın kullanıldığı durumu, R290 soğutucu akışkanın kullanıldığı durumu ve R600a soğutucu akışkanın kullanıldığı durumun yıllık enerji tüketimleri gösterilmiştir.



Şekil 2. 14 Üç hane türüne göre farklı soğutucu akışkanların yıllık enerji tüketimlerinin karşılaştırılması [9]

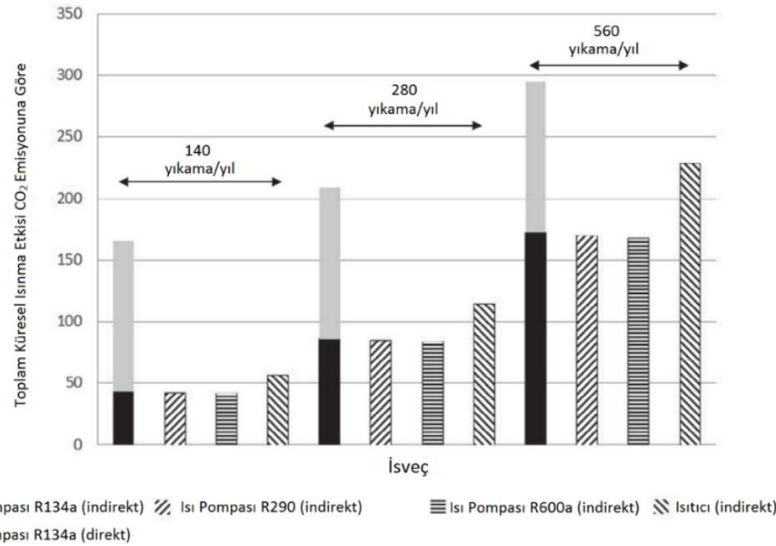
Şekil 2.15'te İsveç, OECD Avrupa ülkeleri ve OECD olmayan Avrupa ülkelerinde yılda 280 çevrimin yapıldığı durum için elektrik üretiminden kaynaklanan CO₂ emisyonuna göre toplam küresel ısınma etkisi farklı durumlar için incelenmiştir. Orijinal elektrikli ısıtıcı durumu için; ısı pompalı sistemde R134a soğutucu akışkanın kullanıldığı durumu için, R290 soğutucu akışkanın kullanıldığı durumu için ve R600a kullanıldığı durumu için karşılaştırmalar yapılmıştır.



Şekil 2. 15 Üç farklı bölgede yılda 280 yıkamada toplam küresel ısınma etkisinin farklı soğutucu akışkanlardaki durumu [9]

Şekil 2.16'da İsveç'te yıl boyunca farklı çevrim sayılarında, elektrik tüketiminden kaynaklanan küresel ısınmaya etki potansiyeli (in direkt) ile soğutucu akışkanın atmosfere salınması sonucu küresel ısınmaya etki potansiyeli (direkt) gösterilmiştir.

R600a soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası sisteminin küresel ısınmaya olan etkisinin diğer durumlara göre en düşük olduğu gözlemlenmiştir. Küresel ısınma etkisi R290 ve R600a soğutucu akışkanların kullanılması ile azaltılmaktadır.



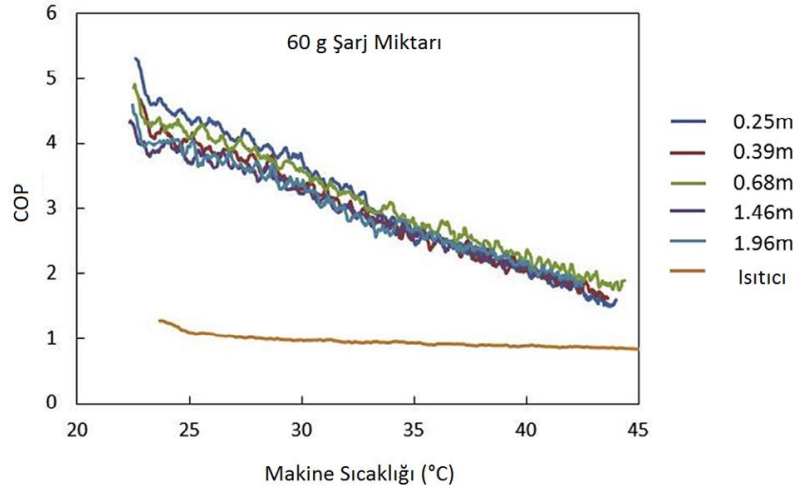
Şekil 2. 16 İsveç'te farklı hanelerinde, farklı soğutkanların in direkt ve direkt olarak küresel ısınmaya etkileri [9]

Peder Bengtsson ve Jonas Berghel (2016) [10], yapmış oldukları çalışmada ısı pompalı evsel ısıtıcıda kılcal borunun (kapileri) enerji tüketimine etkisini incelemişlerdir. R600a soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı pompası sisteminde 0,9 mm çapında kılcal boru kullanılmıştır. Soğutucu akışkan miktarı ve kılcal boru uzunluğu parametreleri incelenmiştir.

Sistem Şekil 2.10'da gösterilen, buharlaştırıcının bir su tankına yerleştirildiği sistemle aynıdır. Burada kısılma cihazı olarak kılcal boru kullanılmıştır. 7,8 mm iç çapında 9,5 dış çapındaki 7 m uzunluğunda bakır boru, içerisinde 7 kg su bulunan depoya yerleştirilmiştir. İç içe boru şeklinde 1,2 m boyunda paslanmaz boru, yoğunlaştırıcı olarak suyu ısıtmak amacıyla sisteme yerleştirilmiştir. Kompresör devri 4000 d/d olarak belirlenmiştir.

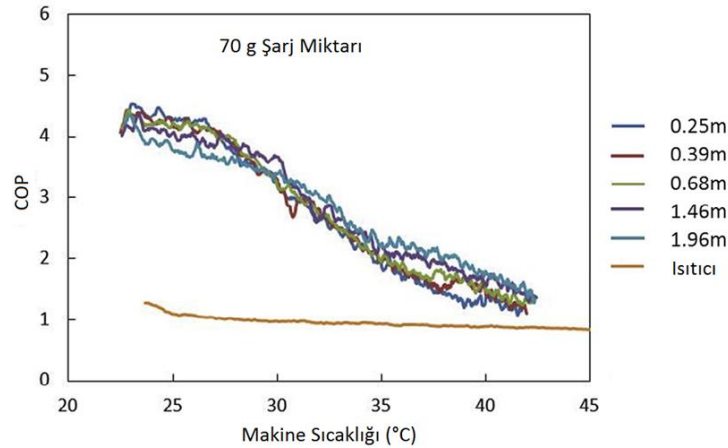
60 g şarj miktarında yapılan deneysel çalışma için evsel ısıtıcı sıcaklığı ile COP değerinin değişimi Şekil 2.17'de gösterilmiştir. 22°C ile 33°C evsel ısıtıcı sıcaklığında en iyi COP

değeri, 0,25 m kılcal boru uzunluğunda gözlemlenirken, 33°C'den yüksek sıcaklıklarda ise 0,68 m kılcal boru uzunluğunda en iyi COP değeri gözlemlenmiştir.



Şekil 2. 17 60 g soğutucu akışkan miktarında farklı kılcal boru uzunluğunda yapılan çalışmalar [10]

70 g şarj miktarı için evsel ısıtıcı sıcaklığı ile COP değerinin değişimi Şekil 2.18'de gösterilmiştir. 22°C ile 27°C arasında evsel ısıtıcı sıcaklığında 0,25 m kılcal boru uzunluğunda, 27°C ile 32°C arasında evsel ısıtıcı sıcaklığında 1,46 m kılcal boru uzunluğunda, 32°C'den yüksek sıcaklıklarda ise 1,96 m kılcal boru uzunluğunda en iyi COP değeri gözlemlenmiştir.

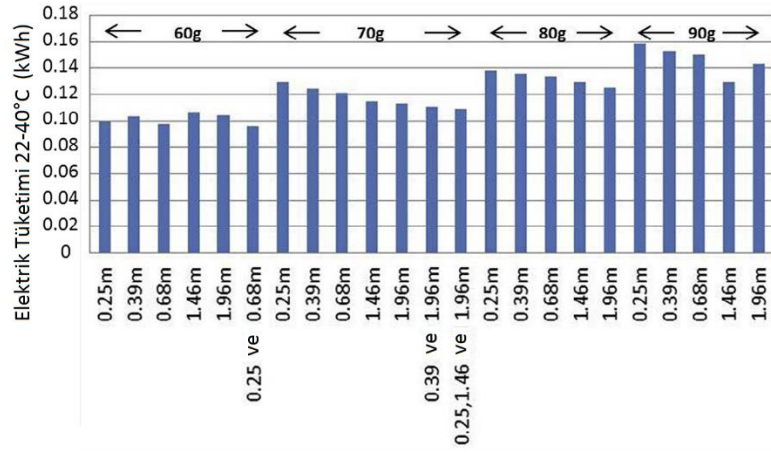


Şekil 2. 18 70 g soğutucu akışkan miktarında farklı kılcal boru uzunluğunda yapılan çalışmalar [10]

Şekil 2.17 ve Şekil 2.18'de evsel ısıtıcı iç sıcaklığının düşük olduğu durumlarda en iyi COP değeri kısa kılcal boru uzunluğunda, evsel ısıtıcı iç sıcaklığının yüksek olduğu durumlarda ise en iyi COP değeri uzun kılcal boru uzunluğunda görülmektedir. Kısa kılcal boru

uzunluğunda soğutucu akışkan debisi yüksek olup, basınç farkı düşüktür. Uzun kılcal boru uzunluğunda ise soğutucu akışkan debisi düşük olup, basınç farkı büyüktür.

Şekil 2.19’da 22°C ile 40°C evsel ısıtıcı sıcaklıkları arasında kompresör enerji tüketiminin kılcal boru uzunluğu ile ilişkisi gösterilmiştir. En az enerji tüketim değeri 60 g şarj miktarında, 0,68 m kılcal boru uzunluğunda 0,098 kWh değerindedir. 33°C evsel ısıtıcı sıcaklığında kılcal boru uzunluğu 0,25 m’den 0,68 m’ye çıkartıldığında enerji tüketimi 0,96 kWh değerine düşer. 70 g şarj miktarında en az enerji tüketimi 1,96 m kılcal boru uzunluğunda 0,113 kWh değerindedir.



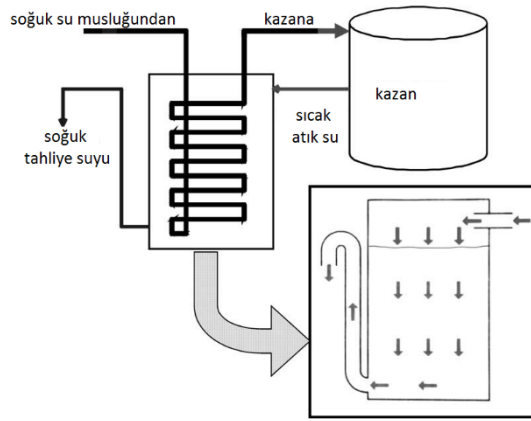
Şekil 2. 19 Farklı şarj miktarı ve kılcal boru uzunluğunda kompresör enerji tüketimleri (22-40°C evsel ısıtıcı sıcaklığı) [10]

Soğutucu akışkan miktarlarının az olduğu durumda soğutucu akışkan debisi düşüktür. Soğutucu akışkan debisinin azalması ile birlikte soğutucu akışkan buharlaştırıcı içerisinde kısa bir sürede kızgın buhar bölgesine geçmektedir. Eğer kılcal boru uzunluğu çok arttırılırsa kütsel debide fazla miktarda azalma meydana gelecektir. Bu da soğutucu akışkanın özgül hacmini arttırmakta ve kompresör kapasitesi azalmaktadır. Bu durumun önlenmesi için soğutucu akışkan miktarının arttırılması gerekmektedir.

Yüksek COP değerleri için kılcal boru uzunluğu sistem çalışmasının ilk zamanlarında kısa, devamında ise uzun seçilmelidir. Fakat bu değişimin enerji tüketimine etkisi çok fazla olmadığından tek bir boru uzunluğu seçilebilir.

Hesaplama çalışmasında aşırı soğuma gözlemlenmemesine rağmen deneysel çalışmada bu durum gözlemlendiğinden çalışma sonunda, kılcal boru uzunluğunun kısa olabileceği sonucuna varılmıştır.

M. De Paepe, E. Theuns, S. Lenaers ve J. Van Loon (2003) [11], bir evsel ısıtıcıda ısı geri kazanımı sistemi üzerinde çalışma yapmışlardır. Çalışmadaki amaç sıcak atık suyun ısısını, şebekeden gelen taze soğuk suyun ısıtılmasında kullanmaktır. Sistemde 6 yıkama adımı vardır. İlk iki adımda yıkama suyu ısıtılmazken, 3. adımda su 70°C'ye kadar ısıtılır, sonra 56°C'de evsel ısıtıcıdan atılır. 4. adımda su 50°C'ye kadar ısıtılır, 5. adımda 70°C'ye kadar su tekrar ısıtılır ve su evsel ısıtıcıdan 61°C'de atılır. Son adım ise soğuk su ile durulamadır. Deneysel çalışmalar sonucunda yüksek miktarda ısının geri kazanıldığı görülmüştür.



Şekil 2. 20 Evsel ısıtıcıda ısı geri kazanım sistemi [11]

Tomas Persson (2006) [12], evsel su ısıtıcılarında enerji tasarrufu ile ilgili sıcak suyun kullanıldığı bir çalışma yapmıştır. Sıcak su hattından alınan su ile yapılan yıkamanın performansın çok iyi olmadığı bilinmektedir. Bu yüzden iyi bir yıkama performansı için soğuk su ile yıkamanın başlanması gerekmektedir.

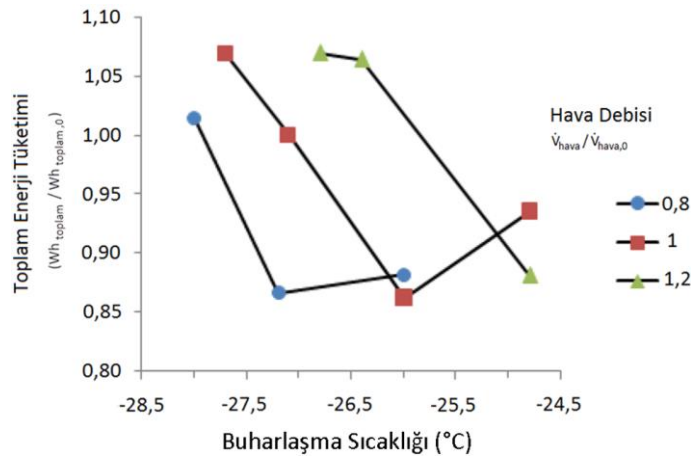
Evsel ısıtıcıya alınan soğuk suyun, sıcak su sirkülasyonu ve ısı değiştiricisi ile ısıtılması amaçlanmıştır. Bu ısı değiştiricisi Şekil 2.21'de gösterilmiştir. Isı değiştiricisi, iç içe boru halindedir. Yıkama suyu, iç boruda 0,6 kg/s debi ile pompalanmakta olup, sıcak su ısı değiştiricisinin arasında kılavuzlu yerden 0,03 kg/s debi ile akmaktadır.



Şekil 2. 21 Sıcak suyun ısısının kullanıldığı ısı değiştiricisi [12]

Ölçümler sırasında ortam koşulları standart değerlerde tutulamamıştır. Ortam sıcaklığı 12°C ile 18°C arasında değişirken, soğuk su giriş sıcaklığı yaklaşık 6°C'dir. Çalışma sonunda bu ısı değiştiricisi ile yıkama performansının sağlandığı ve tatmin edici şekilde çalıştığı kanıtlanmıştır.

Hüsnü Kerpiççi, Onur Poyraz, Tolga N. Aynur ve İsmail Teke (2012) [13], yaptıkları çalışmada 90 litre hacmindeki bir soğutucu kabinde buharlaşma sıcaklığının ve hava debisinin toplam enerji tüketimine olan etkisini incelemiştir. Hava debisi değeri normalize edilmiştir. En düşük enerji tüketimi değerinin hangi noktada olduğu belirlenmiştir. En düşük enerji tüketimi değeri, 1 değerindeki hava debisinde ve -26°C buharlaşma sıcaklığında olduğu yapılan çalışmadan elde edilmiştir.



Şekil 2. 22 Farklı hava debileri için buharlaşma sıcaklığına bağlı olarak toplam enerji tüketimi değişimi [13]

2.2 Literatür Değerlendirmesi

Literatürde ısıtma veya soğutma amaçlı olan ısı pompalı sistemlerde; soğutucu akışkan miktarı optimizasyonu ile ilgili, hava debisi iyileştirme ile ilgili ve kompresör devri optimizasyonu ile ilgili farklı çalışmalar yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında literatürden farklı olarak, 4,2 litre suyun ısıtılması amacıyla, hava kaynaklı bir ısı pompası sisteminde enerji optimizasyon çalışması yapılmıştır. Yoğuşturucu, ısısını suya aktarmaktadır. Bu işlem, su sıcaklığının 52°C'ye ulaştığı ana kadar devam eder. Buharlaştırıcı, hava kaynaklıdır ve buharlaştırıcıdan geçen hava debisi sistem performansını etkilemektedir. Bu yüzden buharlaştırıcıdan geçen hava debisinin enerji tüketimine olan etkisi incelenmiştir. R600a soğutucu akışkanın kullanıldığı ısı

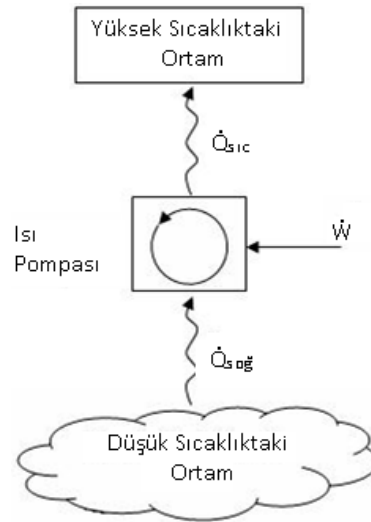
pompası sisteminde, soğutucu akışkan miktarı da sistemin enerji tüketimini etkilemektedir. Bu çalışmada soğutucu akışkan miktarının da enerji tüketimine olan etkisi incelenmiştir. Kompresör değişken devirli olup, kompresör devrinin de enerji tüketimine etkisi incelenmiştir.

Bu üç parametre için toplamda 25 farklı noktada deneysel çalışma yapılmıştır. İki farklı hava debisinde de üç farklı soğutucu akışkan miktarında deneyler yapılmıştır. Her bir soğutucu akışkan miktarında da farklı kompresör devirlerinde deneyler yapılmıştır. Deneysel sonuçlar hem istatistiksel hem de analitik değerlendirmeler ile karşılaştırılmıştır.

ISI POMPASI SİSTEMİ

3.1 Isı Pompası Sistemi Çalışma Prensibi

Isı pompası en basit tanımı ile ekonomik değeri olmayan düşük kaynaklı bir bölgedeki ısıyı, ısıtılması düşünülen bölgeye pompalayan ve bu işi yapmak için çok az enerji harcayan bir sistemdir [14].



Şekil 3. 1 Isı pompası sistemi genel çalışma prensibi [15]

Isının kendiliğinden soğuk bir ortamdan sıcak bir ortama geçmediği bilinen bir olgudur [16]. Clausius'un "Termodinamiğin ikinci yasası" ile ilgili ifadesi ısı pompası sistemi ile ilgili olup, düşük sıcaklıktaki ortamdan yüksek sıcaklıktaki ortama ısı transferinin, dışardan bir güç olmadan yapılamayacağını belirtmektedir. Bu nedenle ısı pompası

sistemleri içerisinde en az bir kompresör, düşük sıcaklıktaki ortamda bulunan ısıyı yüksek sıcaklıktaki ortama aktarmaktadır. Bunu yaparken de bir miktar enerji harcamaktadır.

3.2 Isı Pompası Sistemlerinin Sınıflandırılması

Isı pompaları kullanım alanlarına göre evsel ve endüstriyel ısı pompaları olmak üzere iki sınıfa ayrılabilir. Evsel tip ısı pompalarında amaç; bir mahallin ısıtılması iken, endüstriyel ısı pompalarında ise endüstride mevcut atık ısıdan yararlanarak, bir prosesin gerçekleştirilmesini sağlamaktır [15].

Isı pompası sistemlerinde belirli bir kaynaktaki ısı enerjisi başka bir kaynağa aktarılmaktadır. Havanın, suyun, toprağın, güneşin enerjisi ısı kaynağı olarak kullanılabilir.

Isı pompası sistemlerinde çevrimler farklı şekillerde gerçekleşebilir. Isı pompası çevrimlerine göre şöyle sınıflandırılabilir [15]:

- Buhar sıkıştırımlı ısı pompası sistemi,
- Adsorbsiyonlu ısı pompası sistemi,
- Gaz çevrimli ısı pompası sistemi,
- Jet buhar püskürtmeli ısı pompası sistemi,
- Stirling çevrimli ısı pompası sistemi,
- Adsorbsiyonlu ısı pompası sistemi,
- Resorbsiyonlu ısı pompası sistemi,
- Rankine/buhar sıkıştırımlı ısı pompası sistemi,
- Termoelektrik ısı pompası sistemi.

3.3 Buhar Sıkıştırımlı Isı Pompası Sistemi

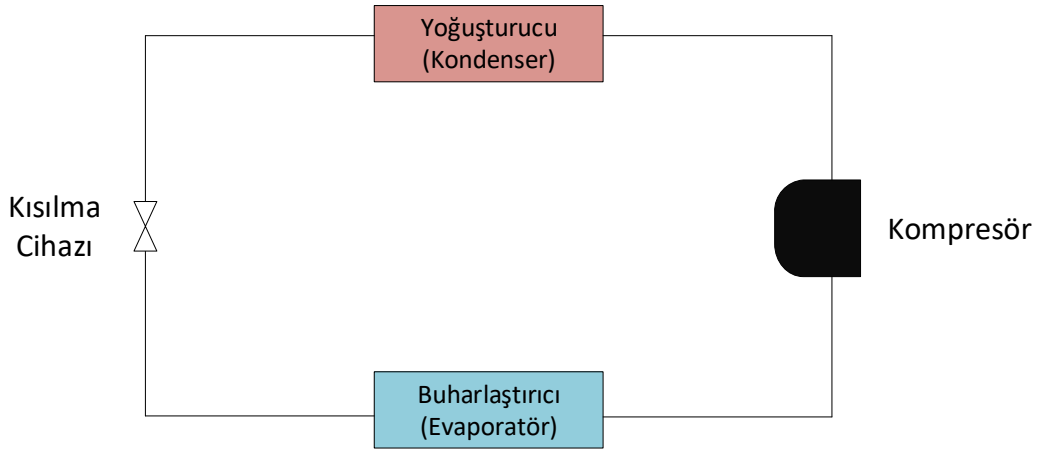
Isı pompalarının büyük çoğunluğu buhar sıkıştırımlı çevrim prensibine göre çalışmaktadır [15].

Standart bir buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminde kompresör, buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkanın buharlaşma basıncını emme kuvveti yaratarak istenilen seviyede tutmaktadır. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan yoğuşturucuya girmekte, burada sıvı faza geçerek kılcal boru üzerinden tekrar buharlaştırıcıya girmektedir [17].

Buhar sıkıştırımlı ısı pompası sistemi Şekil 3.2’de gösterildiği gibi çalışmaktadır. Buharlaştırıcıya gelen sıvı – buhar karışımındaki soğutucu akışkan, burada buhar fazına dönüşmektedir. Bu hal değişimi sırasında buharlaştırıcı içerisinde bulunan soğutucu akışkan ısı çekmektedir. Böylece buharlaştırıcı, ortam ısını çekerek çevresini soğutmaktadır.

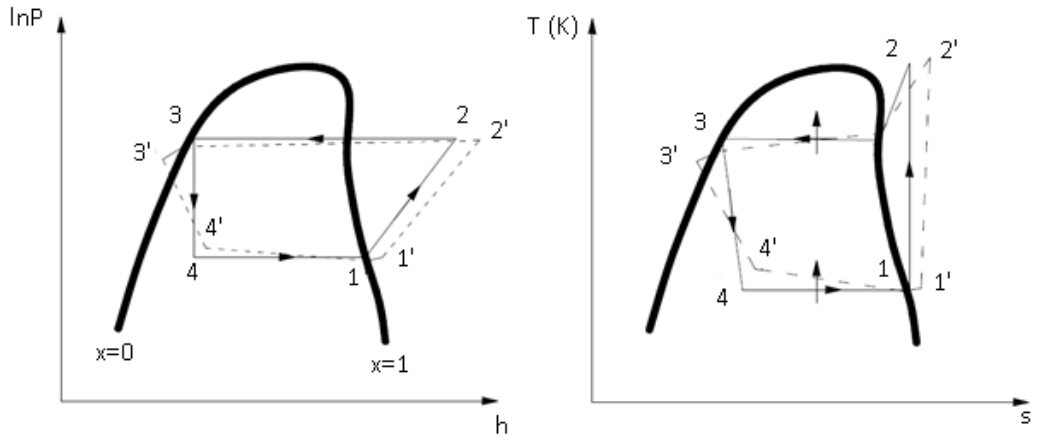
Buhar fazındaki soğutucu akışkan, kompresör tarafından basınçlandırılarak yoğuşturucuya gönderilmektedir. Bu işlem sırasında kompresör, soğutucu akışkanın sıcaklığını ve basıncını arttırmaktadır. Soğutucu akışkan yoğuşturucudan geçerken yoğuşmaya başlar ve böylece ortama ısı verir.

Yoğuşturucuda sıvı faza dönüşen soğutucu akışkan kısılma cihazına gelir. Soğutucu akışkan kısılma cihazından geçerken, soğutucu akışkanın basıncı ve sıcaklığı düşer. Kısılma cihazından çıkan düşük sıcaklıktaki sıvı- buhar karışımındaki soğutucu akışkan tekrardan buharlaştırıcıya girer. Çevrim bu şekilde tamamlanmaktadır.



Şekil 3. 2 Buhar sıkıştırımlı ısı pompası sistemi çevrim şeması

Şekil 3.3’te buhar sıkıştırımlı ısı pompası çevriminin basınç-entalpi diyagramı (solda) ve sıcaklık – entropi diyagramı (sağda) gösterilmiştir. Her iki diyagramda da ideal çevrim ve gerçek çevrim gösterilmiştir. Gösterimde düz çizgili olan çevrim ideal çevrimi gösterirken, kesik çizgili olan çevrim gerçek çevrimi göstermektedir.



Şekil 3. 3 İdeal çevrim ve gerçek çevrim için buhar sıkıştırımlı ısı pompası sisteminde lnP-h ve T-s diyagramları [18]

Şekil 3.3'te gösterildiği gibi ideal çevrimde:

- 1 ile 2 durumu arasında kompresörde izentropik sıkıştırma işlemi,
- 2 ile 3 durumu arasında yoğurturucuda, soğutucu akışkanın sabit basınçta yoğuşması ile birlikte dışarıya ısı verilmesi işlemi,
- 3 ile 4 durumu arasında kısılma cihazında, sabit entalpi olacak şekilde kısılma işlemi,
- 4 ile 1 durumu arasında buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın sabit basınçta buharlaşması ile birlikte ısı çekme işlemi yapılmaktadır.
- Şekil 3.3'te gösterildiği gibi gerçek çevrimde:
- 1' ile 2' durumu arasında kompresörde izentropik olmayan sıkıştırma işlemi,
- 2' ile 3' durumu arasında yoğurturucuda soğutucu akışkanın, temas ettiği boruya sürtünmesi ile oluşan tersinmezlikler nedeniyle sabit olmayan basınçta yoğuşması ve dışarıya ısı verilmesi işlemi,
- 3' ile 4' durumu arasında dış ortamın ısıyla birlikte kısılma cihazında sabit olmayan entalpide kısılma işlemi,
- 4' ile 1' durumu arasında buharlaştırıcıda soğutucu akışkanın temas ettiği boruya sürtünmesi ile oluşan tersinmezlikler nedeniyle sabit olmayan basınçta buharlaşması ve dışarıdan ısı alması işlemi yapılmaktadır.

İdeal çevrimde hiçbir kaybın olmadığı varsayılarak bir yaklaşım yapılmaktadır. Gerçek çevrimde ise sürtünmeden kaynaklı sıkıştırma işinden meydana gelen kayıplar ve ısı kayıplar olduğundan farklılıklar gözlemlenmektedir.

3.3.1 Buhar Sıkıştırırmalı Isı Pompası Elemanları

- Soğutucu akışkan

Isı pompası sisteminde bir ortamdan alınan ısıyı başka bir ortama taşıyan akışkandır. Farklı bileşenler ile elde edilmektedir. Amaç, hal değişimleri ile birlikte ısıyı alıp ısıtılacak ortam için almış olduğu ısıyı aktarmaktadır. Soğutucu akışkan, şu özelliklere sahip olmalıdır:

- Az bir enerji (güç) sarfiyatıyla daha çok verim elde edilebilmelidir.
- Akışkanın buharlaşma gizli ısı yüksek olmalıdır.
- Uygulanabilir basınçlar altında buharlaşabilmeli ve sıvılaşabilmelidir.
- Buharlaşma sıcaklığı düşük olmalıdır.
- Kimyasal olarak ayrışma ve yanma olmamalıdır. Ayrıca zehirli olmamalı ve metal yüzeylerle reaksiyona girmemelidir.
- Düşük güçlerde çalışılabilmelidir.
- Maliyetleri düşük olmalı ve kolaylıkla temin edilebilmelidir.
- Düşük güçlerde çalışılabilmelidir.
- İçinden geçtiği boruyu ya da sistemi paslandırmamalıdır [19].

- Buharlaştırıcı (Evaporatör)

Isı pompası sisteminde bulunan soğutucu akışkan, buharlaştırıcı içerisinde geçerken sıvı fazdan buhar fazına dönüşmektedir. Buharlaştırıcı içerisinde geçen soğutucu akışkan buhar fazına geçerken ortamın ısını alarak ortamı soğutmaktadır. Kullanım yerlerine göre farklı geometrilerde ve farklı tiplerde buharlaştırıcılar vardır. Bunlardan bir tanesi olan kanatlı borulu buharlaştırıcılar, havanın ısını alan ve havayı soğutan buharlaştırıcılarıdır.

- Kompresör

Buharlaştırıcıda buharlaşan soğutucu akışkan, kompresör tarafından emilir ve basıncı ile sıcaklığı arttırılır. Basıncı arttırılan soğutucu akışkan, kompresörden yoğuşturucuya gönderilir. Isı pompası sistemindeki soğutucu akışkanı hareketlendiren elemandır.

- Yoğuşturucu (Kondenser)

Soğutucu akışkanın yüksek sıcaklıktaki kızgın buhar fazından, doymuş sıvı fazına geçtiği elemandır. Yoğuşturucu içerisinde yoğuşan soğutucu akışkan, faz değişimi sırasında dış ortama ısını atar.

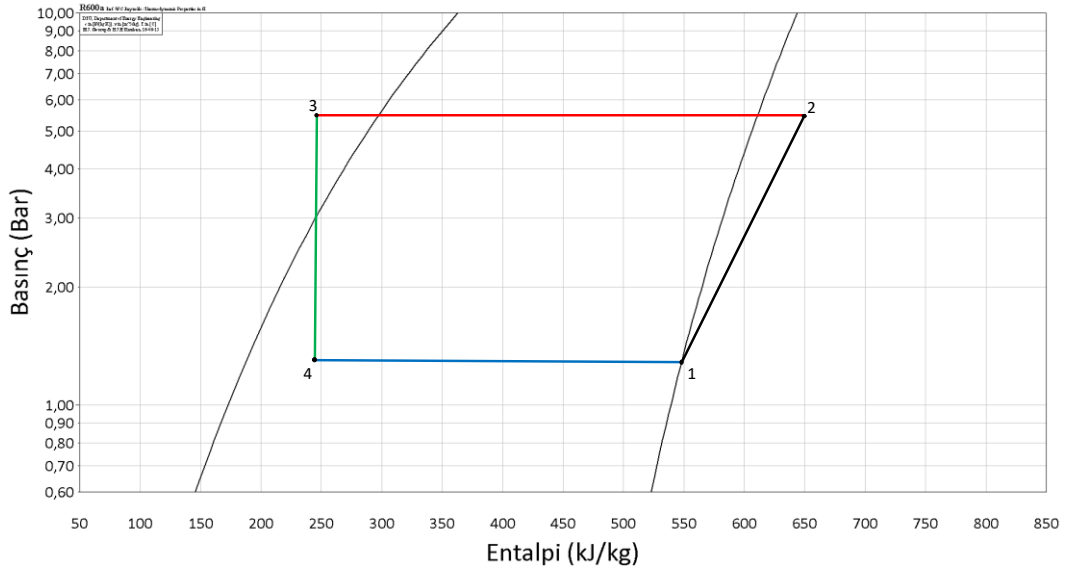
- Kısılma cihazı

Kısılma cihazı, yoğuşturucudan yüksek basınçta çıkan soğutucu akışkanın istenilen buharlaşma basıncına düşürmek amacıyla sistemde kullanılan elemandır. Kısılma cihazı olarak kısılma vanası gibi dışardan ayarlanabilir bir cihaz kullanılabileceği gibi kılcal boru (kapileri) gibi kısılma miktarı önceden hesaplanmış bir cihaz da kullanılabilir.

3.4 Buhar Sıkıştırılmalı Isı Pompası Çevrimi Teorik Analizi

Isı pompalı sistemlerde, düşük sıcaklıktaki ortamdan ısının çekildiği ve yüksek sıcaklıktaki ortama bu ısının aktarıldığı bilinmektedir.

Şekil 3.4'te R600a soğutucu akışkanının kullanıldığı ısı pompası çevriminin basınç- entalpi diyagramı (lnP-h diyagramı) gösterilmiştir. Her nokta için basınç ve entalpi değerleri bu grafikten bulunmaktadır.



Şekil 3. 4 R600a soğutucu akışkanı için basınç – entalpi (lnP-h) diyagramı

Şekil 3.4'teki basınç-entalpi diyagramında, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıkışı 1 numara ile gösterilmiştir. Soğutucu akışkanın kompresörden çıkışı ve yoğuşturucuya girişi 2 numara ile gösterilmiştir. Soğutucu akışkanın yoğuşturucudan çıkışı 3 numara ile gösterilmiştir. Soğutucu akışkanın buharlaştırıcıya girişi 4 numara ile gösterilmiştir.

Basınç – entalpi diyagramında her nokta için bulunan değerlerden yola çıkarak ısı pompası sisteminin ısı çekme kapasitesi (3.1)'deki formülle, kompresör sıkıştırma işi (3.2)'deki formülle, ısıtma kapasitesi (3.3)'teki formülle bulunabilir.

$$\dot{Q}_{ısı,çekme} = \dot{m}_{soğ} \times (h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

$$\dot{W}_{komp,sıkıştırma} = \dot{m}_{soğ} \times (h_2 - h_1) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_{ısıtma} = \dot{m}_{soğ} \times (h_2 - h_3) \quad (3.3)$$

BÖLÜM 4

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Deneysel çalışmada; buharlaştırıcıdan geçen ortam havasının debisinin, soğutucu akışkan miktarının ve kompresör devrinin toplam enerji tüketimine ve çalışma süresine etkisi incelenmiştir. Tüm testler standart laboratuvar koşulunda ($22^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$, $\%55\pm\%5$ bağıl nem) yapılmıştır.

Deneysel çalışmada, ısı pompası sisteminde soğutucu akışkan olarak izobütan (R600a) kullanılmıştır. Deney düzeneğinde soğutucu akışkan ile ilgili bahsetmelerde R600a ibaresi kullanılmıştır.

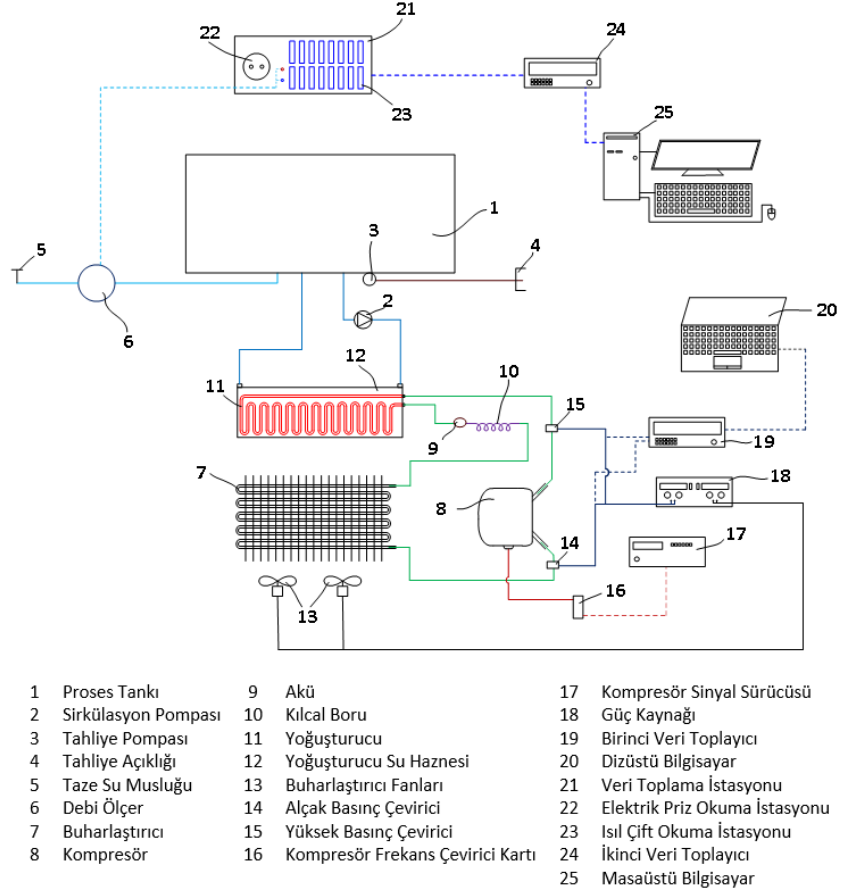
Deneysel çalışma adımları sırasıyla aşağıdaki gibidir:

- Deney düzeneği proses tankına $15^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ 'de 4,2 litre su alınmaktadır,
- Deney düzeneği proses tankında biriken 4,2 l su sirkülasyon pompası ile hareketlendirilir,
- Isı pompası sistemi ile hareketlendirilen 4,2 l su 52°C 'ye kadar ısıtılmaktadır.

4.1 Isı Pompalı Eysel Isıtıcı Deney Düzeneği

Tez çalışması kapsamında hava kaynaklı buhar sıkıştırırmalı ısı pompası sistemi tasarlanmış ve evsel ısıtıcının su çevrimine entegre edilmiştir. Isı pompası sisteminin, proses tankına entegrasyonu ile bir prototip elde edilmiştir.

Tez deney prototipi ve kullanılan tüm aletler, deney düzeneğini oluşturmaktadır. Deney düzeneği Şekil 4.1'de detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 4. 1 Isı pompalı evsel ısıtıcı deney düzeneği

Isı pompası sisteminde bulunan buharlaştırıcı, ısı kaynağı olarak ortam havasının ısını kullanmaktadır. R600a soğutucu akışkanı, buharlaştırıcı içerisindeki borulardan geçerken ortam havasının ısını alarak buharlaşır. Sistemde kullanılan kanatlı borulu tip buharlaştırıcı Şekil 4.2’de gösterilmiştir. Yapılan tüm testlerde aynı buharlaştırıcı kullanılmıştır.



Şekil 4. 2 Deney düzeneğinde kullanılan kanatlı borulu buharlaştırıcı

Buharlaştırıcıya ortam havası zorlanmış şekilde iki adet fan ile taşınmaktadır. şekil 4.3'te buharlaştırıcıya ortam havasını yönlendiren fan gösterilmiştir.



şekil 4. 3 Deney düzeneğinde buharlaştırıcıya ortam havasını yönlendiren fan

Sistemde, buharlaşma basıncını ve yoğuşma basıncını ölçmek amacıyla iki adet basınç çevirici kullanılmıştır. Basınç çeviricide okunan değerler birinci veri toplayıcıda toplanır ve dizüstü bilgisayarına aktarılır. Veri toplayıcı şekil 4.4'te gösterilmiştir.



şekil 4. 4 Deney düzeneğinde kullanılan veri toplayıcı

Veri toplayıcıdan bilgisayara aktarılan veriler, BenchLink Data Logger Pro programı [20] ile okunur. Bu program verileri kaydeder. BenchLink Data Logger Pro programında toplanan veriler, basınç çeviricinin kalibrasyon katsayıları ile çarpılır ve gerçek basınç değeri bulunur.

Buharlaştırıcıdan geçen hava debisi, buharlaştırıcıya ortam havasını gönderen fanların gücüne dolayısı ile hızlarına bağlıdır. Buharlaştırıcıya gönderilen havanın hızı da fan besleme gerilimi ile değişmektedir.

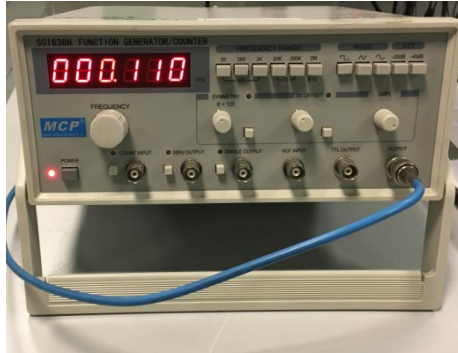
Buharlaştırıcı fanlarını istenilen besleme geriliminde çalıştırabilmek amacıyla bir güç kaynağına ihtiyaç duyulmuştur. Bununla birlikte, basınç çeviricisinden gelen verilerin okunabilmesi amacıyla basınç çeviricisinin de belirli bir besleme geriliminde çalıştırılması

gerekmektedir. Deney düzeneğinde kullanılan güç kaynağı Şekil 4.5'te gösterilmiştir. Güç kaynağı iki farklı kaynak için besleme gerilimini ayarlayabilmektedir.



Şekil 4. 5 Deney düzeneğinde kullanılan güç kaynağı

Deneyisel çalışmada değişken devirli kompresör kullanılmıştır. Değişken devirli kompresör, bir frekans çevirici kart (invertör kart) ile çalışmaktadır. Frekans çevirici karta yüklenen özel bir yazılım ile birlikte kompresör, istenilen devirde çalıştırılabilmektedir. Kompresörü istenilen devirde çalıştırmak amacıyla bir sinyal sürücü kullanılmıştır. Deney düzeneğinde kullanılan sinyal sürücü Şekil 4.6'da gösterilmiştir.



Şekil 4. 6 Kompresörü istenilen devirde çalıştırmak amacıyla kullanılan sinyal sürücü

Yüksek basınçtaki soğutucu akışkan yoğurturucu iç borularından geçerken yoğurtmaktadır. Yoğurtan soğutucu akışkan, ısını evsel ısıtıcı proses suyuna aktarmaktadır. Yoğurturucu olarak sarmal tip yoğurturucu kullanılmıştır. Yoğurturucuyu dışarıdan saran bir su haznesi bulunmakta olup sirkülasyon pompası, proses tankında biriken 4,2 litre suyu yoğurturucu su haznesine göndermektedir. Yoğurturucunun dış yüzeylerine temas eden su burada ısınır. Yoğurturucu yüzeylerinde ısınan su, yoğurturucu su haznesinden geçtikten sonra çok yollu vanaya gelir. Çok yollu vanadan proses tankına doğru su gönderilir. Proses tankında toplanan su tekrardan yoğurturucu

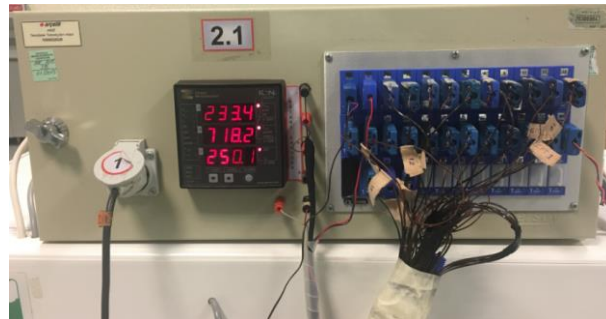
su haznesine gönderilir. Bu çevrim yıkama suyunun 52°C'ye ulaştığı duruma kadar devam eder.

Deney düzeneği proses tankına alınan su miktarı bir adet debi ölçer ile okunmaktadır. Debi ölçer okunan değer masaüstü bilgisayardaki programa gönderilir. Debi ölçer Şekil 4.7'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 7 Deney düzeneği proses tankına alınan su miktarını ölçen debi ölçer

Deney düzeneğinde belirlenen yerlerden sıcaklık okumak amacıyla T tipi ısıl çiftler (termokupl) kullanılmıştır. Isıl çiftlerin bir ucu sıcaklık okunması gereken yere monte edilmiştir. Diğer ucu ise veri toplama istasyonundaki panoya takılmak üzere fişe monte edilmiştir. Isıl çift fişleri, veri toplama istasyonundaki panoya takılır ve buradaki değerler ikinci veri toplayıcı ile masaüstü bilgisayarına aktarılır. Deney düzeneğinde harcanan toplam gücün ve çekilen akım değerlerinin de okunabilmesi amacıyla veri toplama istasyonundaki panoda bir adet priz bulunmakta ve bu değerler masaüstü bilgisayarına aktarılır. Veri toplama istasyonu Şekil 4.8'de gösterilmiştir.



Şekil 4. 8 Veri toplama istasyonu

Deney düzeneğinde, ısı çifti ile sıcaklık okunan yerlerin listesi Çizelge 4.1’de detaylı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 4. 1 Deney düzeneğinde ısı çifti ile sıcaklık okunan yerler

Isıl Çift Numarası	İsim
1	Proses Tankı İç Taban
2	Su Giriş
3	Proses Tankı İç Ortam
4	Kompresör Basma
5	Yoğuşturucu Giriş
6	Yoğuşturucu Çıkış
7	Kompresör Muhafaza
8	Buharlaştırıcı 1P
9	Buharlaştırıcı 2P
10	Buharlaştırıcı S4P
11	Buharlaştırıcı S3P
12	Buharlaştırıcı S1P
13	Kompresör Dönüş
14	Buharlaştırıcı Hava Çıkış Sol
15	Buharlaştırıcı Hava Çıkış Sağ
16	Buharlaştırıcı Hava Giriş Sol
17	Buharlaştırıcı Hava Giriş Sağ
18	Dış Ortam

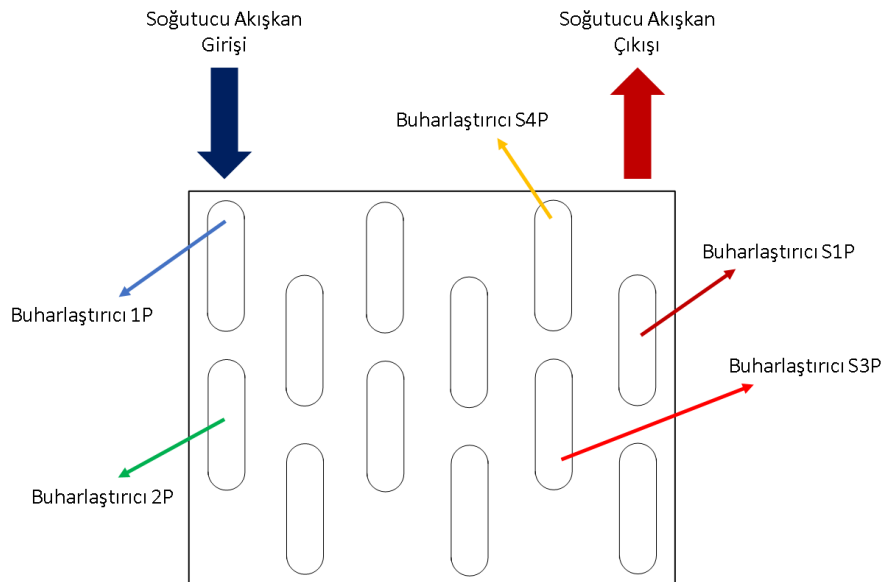
Haznede bulunan ısı çifti ile 4,2 litre suyun sıcaklığının her saniye nasıl değiştiğini görülebilmektedir. Proses tankı iç ortamına yerleştirilen ısı çifti ile birlikte tankın iç ortam sıcaklığının $22^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ’de olup olmadığı kontrol edilir. Su girişinde bulunan ısı çifti, proses tankına alınan suyun sıcaklığının $15^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ’de olup olmadığının kontrol edilmesi için kullanılmıştır.

Yoğuşturucu girişi ve yoğuşturucu çıkışına monte edilen ısı çiftleri ile su ile yoğuşturucu arasında sıcaklık dengesinin kontrolü yapılabilmektedir. Kompresör muhafaza üzerine monte edilen ısı çifti ile birlikte de kompresör dış kabuk sıcaklığı kontrol edilebilmektedir. Eğer kompresör muhafaza sıcaklığı $22^{\circ}\text{C}\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ ’de ise test başlatılmaktadır.

Buharlaştırıcı boruları üzerine yerleştirilen ısı çiftleri ile soğutucu akışkanın buharlaştırmada faz değiştirip değiştirmediği kontrol edilebilmektedir. Buharlaştırıcı borularına sıvı – buhar karışımında giren soğutucu akışkanın nerede tamamen buhar fazına geçtiği ısı çiftlerinin okuduğu sıcaklıklar ile görülebilmektedir. Şekil 4.9’da

buharlaştırıcı üzerine yerleştirilen ısıl çiftlerin yerleri detaylı olarak gösterilmiştir. Buharlaştırıcı üzerine monte edilen ısıl çift isimlerinde “P” pas ifadesini temsil etmektedir. “S” ise sondan ifadesini temsil etmektedir. Örneğin Buharlaştırıcı 1P ısıl çifti, buharlaştırmacıda soğutucu akışkanın geçmiş olduğu ilk pas yani ilk dönüş borusu olduğunu belirtmektedir. Buharlaştırıcı 2P, 2. pası yani ikinci dönüş borusunu temsil etmektedir. Buharlaştırıcı S4P ise sondan 4. pası ifade etmektedir. Sonraki paslar da sondan 3. pas, sondan 2. pas ve sondan 1. pası temsil etmektedir. Buharlaştırıcı S1P’den sonra soğutucu akışkan buharlaştırmacıyı terk etmektedir.

Basınç çeviricisinden okunan basınç değerine karşılık gelen sıcaklık buharlaşma sıcaklığı olup bu sıcaklığın, ısıl çiftler ile okunan değerlerle aynı olup olmadığı da görülecektir.



Şekil 4. 9 Buharlaştırıcı üzerinden ısıl çiftler ile sıcaklık okunan yerler

Buharlaştırmacıya giren ortam havasının ve buharlaştırmacıdan çıkan soğuk havanın sıcaklıkları da ısıl çiftler ile okunmaktadır. İki fanın emiş kısmına birer adet ısıl çift yerleştirilmiştir ve bunların karşılıkları olarak buharlaştırmacı hava çıkışı tarafına da birer adet ısıl çift yerleştirilmiştir.

Deney düzeneği proses tankına alınan su miktarı debi ölçer tarafından okunmaktadır. ısıl çiftler ile okunan sıcaklık değerleri, evsel ısıtıcının harcamış olduğu toplam güç, çektiği akım değeri gibi değerler BenchLink Data Logger Pro programı ile okunarak toplanır, masaüstü bilgisayarına kaydedilir. Masaüstü bilgisayarında ise evsel ısıtıcının harcamış

olduğu anlık güç değeri, enerji tüketim değeri, akım değeri gösterilir ve bu değerler bilgisayara kaydedilir.

4.2 Normalize Edilerek Boyutsuzlaştırma

Deneysel çalışmalar sonunda harcanan toplam enerji değeri, çalışma süresi, ısı çekme kapasitesi, ısıtma kapasitesi, toplam güç gibi çıktılar boyutsuz sayılara dönüştürülmüştür. Boyutsuz sayılara dönüştürme işlemi boyutsuzlaştırma diye adlandırılmıştır. Ve boyutsuz elde edilen değerlere normalize edilmiş değer denilmiştir. Boyutsuzlaştırma için denklem (4.1)'de gösterilmiştir.

$$\lambda_{normalize} = \frac{\beta_{deneysel, parametre}}{\beta_{deneysel, maksimum}} \quad (4.1)$$

(4.1)'e göre boyutsuzlaştırılacak değer, tüm matristeki en yüksek değere bölünmektedir. Örneğin enerji değerini boyutsuz hale getirmek için, hangi parametredeki enerji değeri boyutsuz hale getirilecekse, deney matrisinde olan en yüksek enerji değerine bölünür.

4.3 İntegral Alan Hesabı İle Deneysel Çalışmalarda Ortalama Hesabı

Deneysel çalışma sırasında tüm deney verilerinin ortalamasının alınması için integral alan hesabı yapılır. Örneğin bir güç – zaman grafiğinde ortalama güç hesaplanması yapıldığında fonksiyonun altında kalan alanın harcanan zamana oranı ortalama güç değerini göstermektedir. (4.2)'deki formül kullanılarak ortalama değerler bulunmaktadır.

$$\frac{\int_{t_1}^{t_2} f(x)}{(t_2 - t_1)} \quad (4.2)$$

Burada f(x) fonksiyonu, güç zaman ya da enerji zaman gibi bir grafiğin fonksiyonudur. Yani gücün zaman göre değişimini ya da enerjinin zamana göre değişimini veren bir fonksiyondur.

4.4 Deney Matrisi

Deneysel çalışmada buharlaştırıcıdan geçen hava hızının, soğutucu akışkan miktarının, kompresör devrinin toplam enerji tüketimi ve çalışma süresine etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmalar şu sıra ile yapılmıştır.

- İlk deneyler α hava debisinde, 35 g soğutucu akışkan miktarında 2300, 2600, 2900, 3200, 3500 ve 3600 d/d kompresör devirlerinde yapılmıştır.
- Daha sonra α hava debisinde 40 g soğutucu akışkan miktarında 2300, 2600, 2900, 3200, 3500 d/d kompresör devirlerinde deneyler yapılmıştır.
- α hava debisinde, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarında yapılan deneyler sonucunda 30 g soğutucu akışkan miktarında 3200, 3500 ve 3700 d/d kompresör devirlerinde deneyler yapılmıştır.
- Hava debisi α değerinden $1,14\alpha$ değerine yükseltilmiştir.
- Bir önceki hava debisi sonuçlarından yola çıkarak $1,14\alpha$ hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2900, 3200, 3500 ve 3700 d/d kompresör devirlerinde deneyler yapılmıştır.
- Daha sonra $1,14\alpha$ hava debisinde 40 g soğutucu akışkan miktarında 2600, 2900 ve 3200 d/d kompresör devirlerinde deneyler yapılmıştır.
- Son olarak $1,14\alpha$ hava debisinde 30 g soğutucu akışkan miktarında 3200, 3500, 3700 ve 3800 d/d kompresör devirlerinde deneyler yapılmıştır.

Deneysel çalışmada kompresör devirleri, önceki deney sonuçlarından yola çıkarak belirlenmiştir. Tüm haliyle deney matrisi Çizelge 4.2'de gösterilmiştir.

Çizelge 4. 2 Deney matrisi

Hava Debisi	Soğutucu Akışkan Miktarı (g)	Kompresör Devri (d/d)
α	30	3200
		3500
		3700
	35	2300
		2600
		2900
		3200
		3500
		3600
	40	2300
		2600
		2900
3200		
3500		
1,14α	30	3200
		3500
		3700
		3800
	35	2900
		3200
		3500
		3700
	40	2600
		2900
		3200
		3200

İki farklı hava debisinde de 30 g, 35 g ve 40 g R600a soğutucu akışkanları için belirlenen kompresör devirlerinde deneyler yapılmıştır.

Deneysel çalışma sonucunda toplam enerji tüketimi ve çalışma süresi her bir koşul için bulunmuştur. Toplam enerji tüketimi (4.3)'teki formülde gösterilmiştir. Burada $t_{\text{çalışma}}$ ısı pompası sisteminin çalışma süresidir.

$$\sum ET = t_{\text{çalışma}} \times (\dot{W}_{\text{kompresör}} + \dot{W}_{\text{pompa}} + \dot{W}_{\text{fan}}) \quad (4.3)$$

4.5 Deneylerin Yapılması

Isı pompalı evsel ısıtıcı için yapılan tüm testlerde ortam sıcaklığı, ortam nemi, su giriş sıcaklığı ve proses tankı iç ortam sıcaklığı kontrol edildikten sonra deneyler başlatılmıştır.

Deneysel çalışmalar için iki adet seçilen hava debisi, belirli fan besleme geriliminde çalışmaktadır. Fan besleme gerilimi, güç kaynağı ile ayarlanır. Kompresör devri ise sinyal sürücüsü ile ayarlanmaktadır.

Sinyal sürücüsünde görülen değer 30 ile çarpıldığında kompresör devrini vermektedir. Kompresör devri, UDAQ programı ile kontrol edilmektedir.

Su sıcaklığı 52°C'ye ulaştığında test tamamlanmaktadır.

4.6 Belirsizlik Analizi

Deneysel çalışmadaki parametrelerden biri olan buharlaştırıcıdan geçen havanın debisi bir rüzgar tüneli ile ölçülmektedir. Bu hava debisinin değerlerinin belirsizliğinin de incelenmesin gerekli olduğu düşünülmüştür [1].

Ölçüm belirsizliği analizi için Kline ve McClintock [21] bir yöntem uygulanmıştır. Bu yöntemde göre, kullanılan deney düzeneğinde bir takım deneysel ölçümler yapılarak hesaplanması istenilen büyüklük P ve bu büyüklüğe etki eden n adet bağımsız değişken $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$ olmak üzere (4.4)'teki fonksiyon yazılabilir.

$$P = P(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.4)$$

Her bağımsız değişken için hata oranları $w_1, w_2, w_3, \dots, w_n$ ve P büyüklüğü için hata oranı w_p ise w_p belirsizlik analizine yönetimine göre (4.5)'teki formül ile ifade edilir.

$$w_p = \pm \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x_1} w_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_2} w_2 \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial x_3} w_3 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial P}{\partial x_n} w_n \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.5)$$

Debi ölçümü için rüzgar tünelindeki ölçüm aletlerinin belirsizlik analizi yapılmalıdır. Bu nedenle rüzgar tünelinin içerisinde bulunan ölçü aletlerinin doğruluk değerleri Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4. 3 Rüzgar tüneli ölçüm doğruluk değerleri [1]

Ölçüm Aleti	Ölçüm Doğruluk Değeri
Lüle (Ec)	±%1,2
Hava yoğunluğunun belirsizliği (Ero)	±%0,3
Lülenin en dar alanı (Ea)	±%0,5
Manometre (Ef)	±%0,4
Torkmetre (En)	±%0,5

AMCA 210-07 standardına göre ölçülen hava debisinin belirsizliği (4.6)'daki formülle ifade edilmektedir [1].

$$w_{\dot{v}} = \pm \sqrt{\left[(E_c)^2 + (E_a)^2 + \left(\frac{E_f}{2} \right)^2 + \left(\frac{E_{ro}}{2} \right)^2 + (E_n)^2 \right]} \quad (4.6)$$

Rüzgar tüneline ölçülen hava debisinin belirsizliği ±%1,4 olarak bulunmuştur. Isıl çiftlerin belirsizliği ise ±0,2°C olarak kabul edilmiştir.

Buna göre, buharlaştırıcının ısı çekme kapasitesi belirsizliği (4.7)'deki formülle ifade edilir.

$$w_{\dot{Q}} = \pm \left[\left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T} w_T \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{v}} w_{\dot{v}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.7)$$

Engineering Equation Solver (EES) [23] programı yardımı ile yapılan belirsizlik analizinde ısı çekme kapasitesinin belirsizliği ±%2,2 olarak bulunmuştur. EK-A'da EES programında belirsizlik analizi için kullanılan formüller gösterilmiştir.

Güç tüketimi ölçüm belirsizliği ±%0,3 olarak kabul edilmiştir. Güç tüketimi ölçüm belirsizliğine bağlı olarak enerji tüketim ölçüm belirsizliği de ±%0,3 olarak kabul edilmiştir.

4.7 Deneysel Çalışma Sonuçları

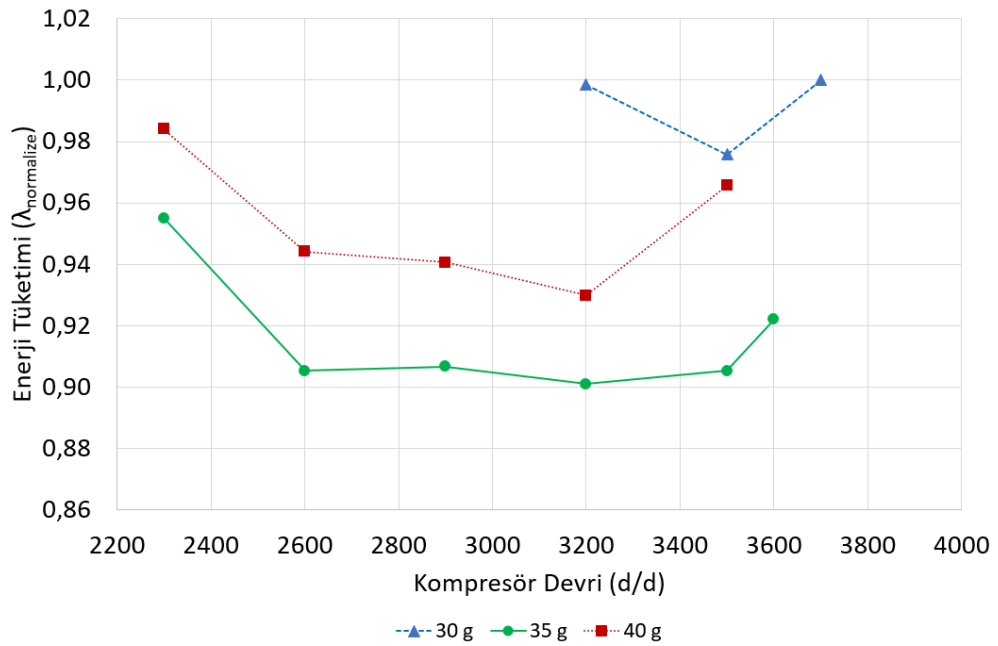
Deneysel çalışmalar sonucunda hem α hava debisinde hem de $1,14\alpha$ hava debisinde enerji tüketiminin optimum olduğu noktalar belirlenmiştir.

Enerji tüketimleri ve çalışma süreleri her iki hava debisi için de farklı grafiklerde gösterilmiştir. Enerji tüketiminin ve çalışma sürelerinin sonuçlarının detaylı olarak incelenmiştir.

Her iki hava debisinde, soğutucu akışkan miktarına göre her bir kompresör devri için toplam güç tüketimi, kapasite karşılaştırmaları ortalama değerler ile yapılmıştır. Ortalama değer (4.2)'deki formül ile bulunur.

4.7.1 α Hava Debisinde Yapılan Deneysel Çalışma Sonuçları

α hava debisinde 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarında, Çizelge 4.2'deki matrise göre farklı kompresör devirlerinde yapılan deneyler sonucunda enerji tüketimindeki değişimler Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



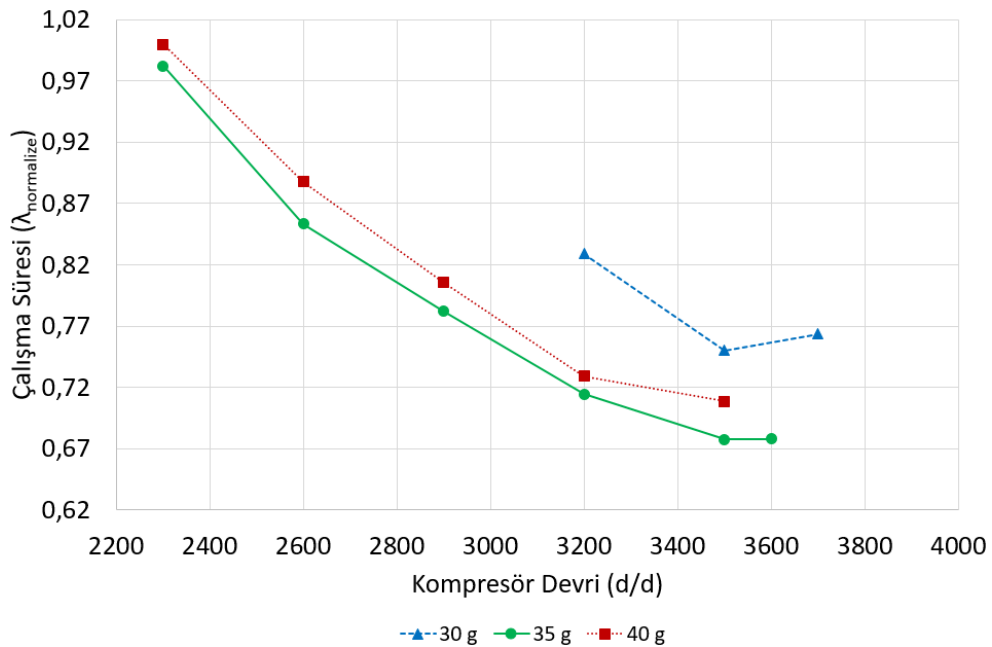
Şekil 4. 10 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi

Şekil 4.10'daki grafikte enerji tüketim değerleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere 35 g soğutucu akışkan miktarında enerji tüketim değeri diğer soğutucu akışkan miktarlarına göre en azdır. 35 g soğutucu akışkan miktarında 2600 d/d

kompresör devri ile 3500 d/d kompresör devri arasında yapılan tüm deneylerde enerji tüketim değerleri birbirine oldukça yakındır. Bu kompresör devirleri ve arasındaki bölge optimum bölgedir.

(4.3)'teki eşitlikte görüldüğü üzere enerji tüketimi, çalışma süresinin ve toplam gücün çarpımı ile elde edilir. Enerji tüketimi çalışma süresine ve toplam güç tüketimine bağlı olduğundan çalışma süresinin ve toplam güç tüketimin değişimleri de incelenmiştir.

α hava debisinde 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarında, Çizelge 4.2'deki matriste bulunan kompresör devirlerinde yapılan deneyler sonucunda çalışma süresindeki değişimler Şekil 4.11'de gösterilmiştir.



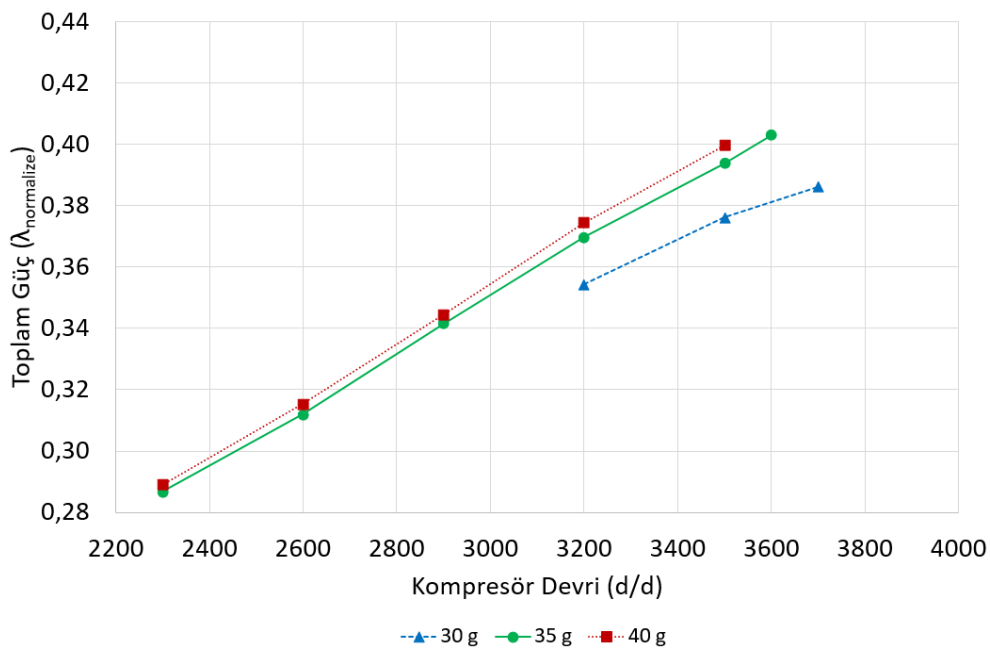
Şekil 4. 11 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi

Şekil 4.11'deki grafikte çalışma süreleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir. Grafikte görüldüğü üzere 35 g soğutucu akışkan miktarında çalışma süresi diğer soğutucu akışkan miktarlarındaki çalışma sürelerine göre en azdır. Isı pompası sisteminde çalışma süresi suyun 52°C'ye ulaştığı ana kadar geçen süre olduğu bilinmektedir. Proses suyuna ne kadar fazla miktarda ısı aktarılırsa, proses suyu o kadar hızlı bir şekilde istenilen sıcaklığa ulaşacaktır. Çalışma süresinin ısıtma kapasitesinin bir fonksiyonu olduğu Şekil 4.11'de görülmektedir. Isıtma kapasitesinin yüksek olması çalışma süresinin daha az olmasını

sağlamaktadır. Bu nedenle çalışma süresindeki değişimler ısıtma kapasitesindeki değişimler ile açıklanacaktır.

Şekil 4.12’de α hava debisinde; 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama toplam güç değişimi gösterilmiştir. Ortalama toplam güç değeri (4.2)’deki formülle belirlenmiştir. Toplam güç değeri ise (4.8)’deki formülle bulunmaktadır. Fakat bilgisayarda toplanan veriler ile toplam güç bilinmektedir. Güç tüketim değerleri (4.1)’deki formülle normalize edilmiştir.

$$\sum \dot{W} = (\dot{W}_{kompresör} + \dot{W}_{pompa} + \dot{W}_{fan}) \quad (4.8)$$



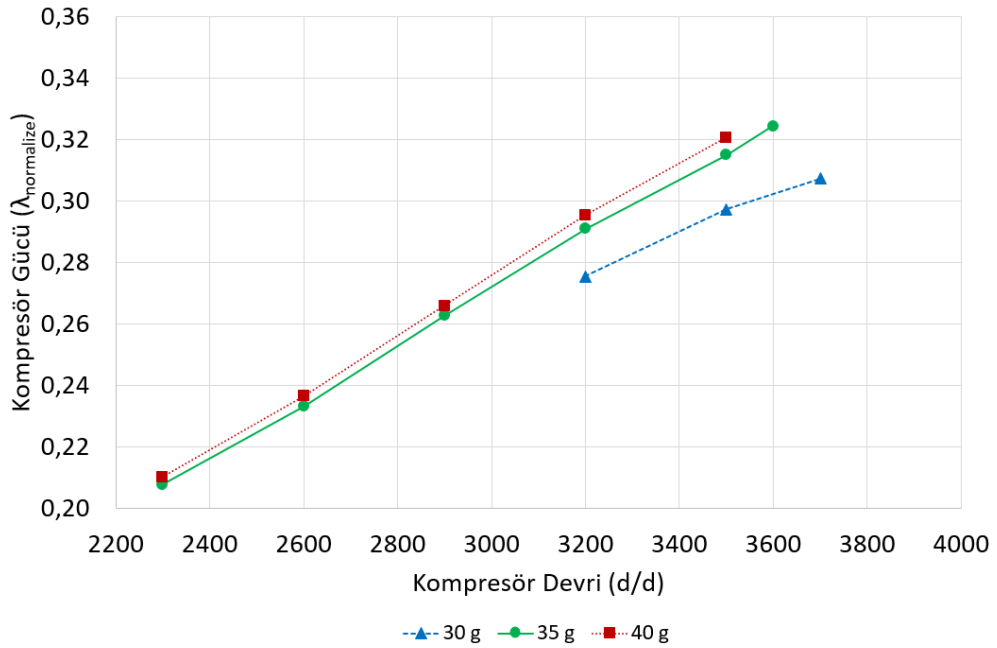
Şekil 4. 12 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama toplam güç değişimi

Şekil 4.12’de görüldüğü gibi, her soğutucu miktarında kompresör devrinin artması ile birlikte güç tüketiminde artış gözlemlenmiştir. 30 g soğutucu akışkan miktarında güç tüketimi, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarına göre daha azken, 40 g soğutucu akışkan miktarında ise az farkla da olsa diğer soğutucu akışkan miktarlarına göre daha yüksektir.

Hava debisinde bir değişiklik olmadığı için α hava debisinde fan gücü değişimi olmayacaktır. Sirkülasyon pompasının gücü de sabittir. Bu yüzden toplam güçteki değişim kompresör gücünün değişimi ile açıklanacaktır.

Isıtma kapasitesini veren formül (3.3)'te gösterilmiştir. Isıtma kapasitesi ısı çekme kapasitesi ve kompresör işine bağlı olarak değişmektedir. Isı çekme kapasitesindeki artış genelde ısıtma kapasitesini arttırmaktadır. Isı çekme kapasitesi (3.1)'deki eşitlik ile bulunurken, kompresör işi (3.2)'deki eşitlik ile bulunur. Üç eşitlikte de $\dot{m}_{soğ}$ soğutucu akışkan debisini ifade etmektedir. h_1 buharlaştırıcı çıkış ve kompresör giriş entalpi değerini ifade ederken, h_2 kompresör çıkış ve yoğuşurucu giriş entalpi değerini ifade etmektedir. h_3 yoğuşurucu çıkış ve kılcal boru giriş entalpi değerini ifade ederken, h_4 kılcal boru çıkış ve buharlaştırıcı giriş entalpi değerini ifade eder.

Şekil 4.13'te α hava debisinde; 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama kompresör güç değişimi gösterilmiştir. Kompresör gücünün ortalaması (4.2)'deki formül ile bulunur. Güç tüketim değerleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.

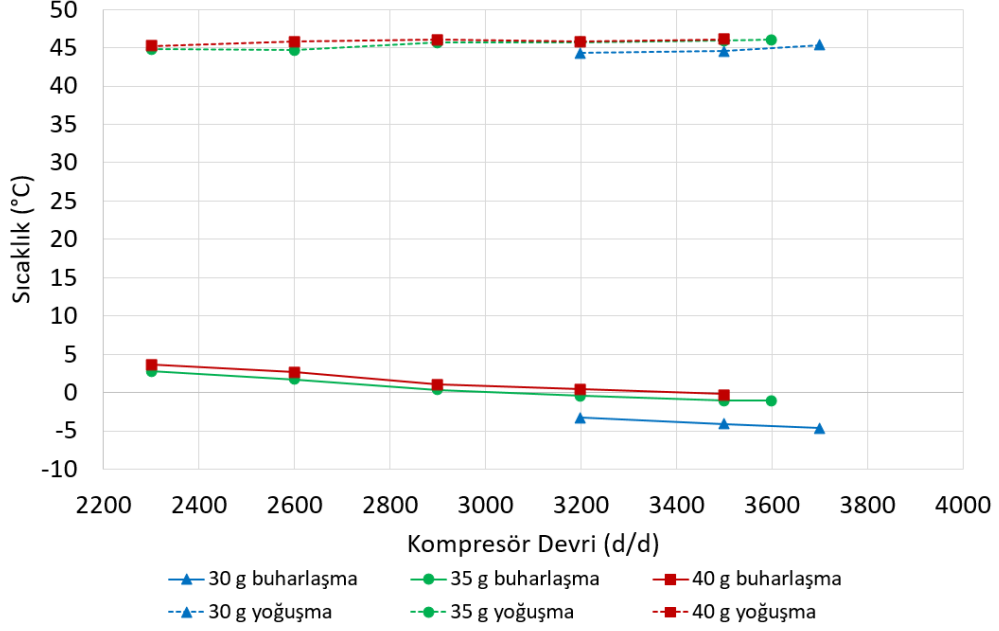


Şekil 4. 13 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama kompresör gücü değişimi

Şekil 4.13'teki grafikte görüldüğü üzere kompresör güç değişimi ile toplam güç değişimi birbirine oldukça benzemektedir. Kompresör gücü soğutucu akışkan miktarının artması ve kompresör devrinin artması ile artış göstermiştir.

Birim hacimde soğutucu akışkan miktarının artması ile soğutucu akışkan basıncı ve yoğunluğu artacaktır. Bu basınç ve yoğunluğun artması ile buharlaşma sıcaklığı da artış

göstermiştir. α hava debisi için ortalama buharlaşma sıcaklıklarının sabit devirde soğutucu miktarına bağlı değişimi Şekil 4.14'te gösterilmiştir. Buharlaşma sıcaklıklarının ortalaması (4.2)'deki formül ile bulunur.



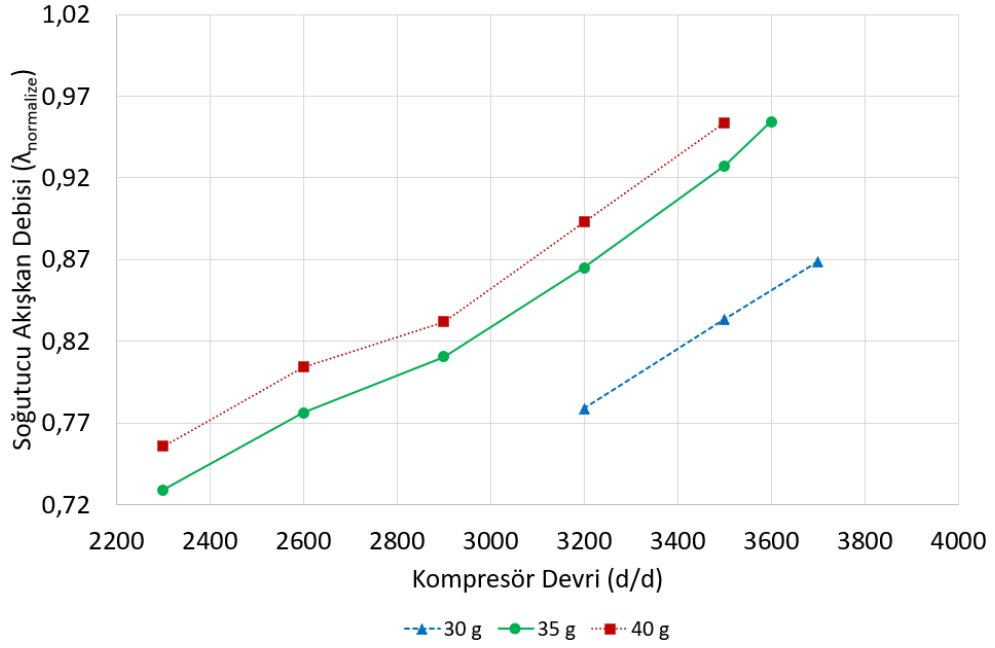
Şekil 4. 14 α hava debisinde yapılan deneylerde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi

Görüldüğü üzere soğutucu akışkan miktarının artması ile birlikte buharlaşma sıcaklığı artmıştır. Bununla birlikte kompresör devrinin artması ile birlikte buharlaşma sıcaklığı düşüş göstermiştir. Bunun nedeni ise kompresör devrinin artması ile birlikte hızı yüksek olan soğutucu akışkan kılcal borudan geçerken basıncının düşmesi olarak açıklanmaktadır.

Şekil 4.14'teki grafikte buharlaşma sıcaklıklarının kompresör devrine bağlı olarak değiştiği görülmektedir. Yoğuşma sıcaklıkları ise birbirine oldukça yakındır. Bunun nedeni bütün deneylerde proses suyu sıcaklığının 52°C'ye ulaşması ile açıklanmaktadır.

α hava debisi için her bir soğutucu akışkan miktarında kompresör devrine bağlı soğutucu akışkan debisinin değişimi Şekil 4.15'te gösterilmiştir. Soğutucu akışkan debisi (4.9)'daki formül ile bulunur. Bu formül kompresör kalorimetri ölçüm verileri kullanılarak Minitab [24] programında regresyon yöntemi ile bulunmuştur. Soğutucu akışkan debisi (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.

$$\dot{m}_{soğ} = 0,0941 - 0,001819 \times T_{yoğ} + 0,027222 \times T_{buh} + 0,000231 \times N_{komp} \quad (4.9)$$



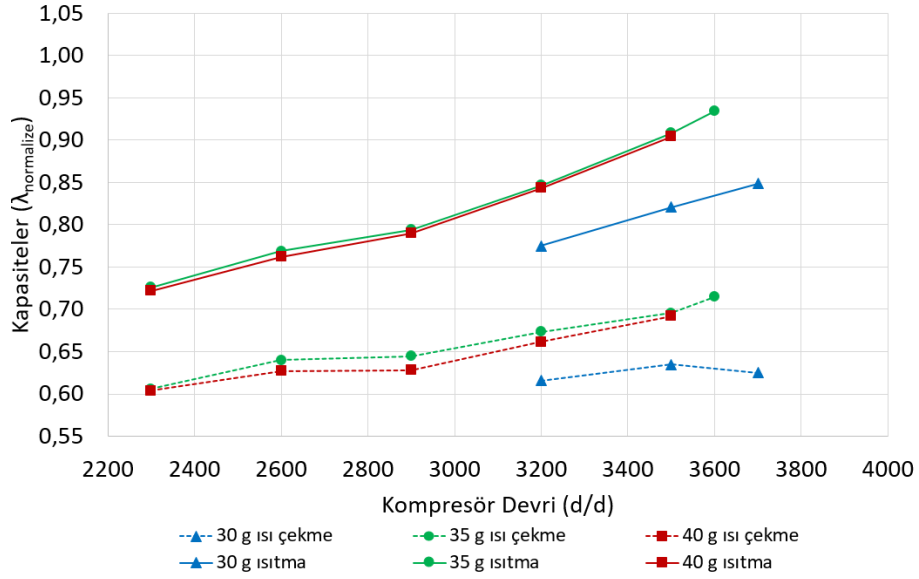
Şekil 4. 15 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama soğutucu akışkan debisinin değişimi

(4.10)'da soğutucu akışkan debisinin genel formülü gösterilmiştir. Kompresör devrinin artması ile buharlaşma sıcaklığı azalma gösterse de kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan hızı artmıştır ve soğutucu akışkan debisi artış göstermiştir.

$$\dot{m}_{soğ} = \rho_{soğ} \times A_{kesit} \times V_{soğ} \quad (4.10)$$

Kompresör gücünün değişimi, soğutucu akışkan debisinin değişimi ile açıklanabilir. Soğutucu akışkan miktarının artması ile soğutucu akışkan debisi artmış ve buna bağlı olarak da kompresör gücü artış göstermiştir. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkan debisi artmış ve bununla birlikte kompresör gücü artış göstermiştir. Kompresör gücündeki artış ile de toplam güç artış göstermiştir.

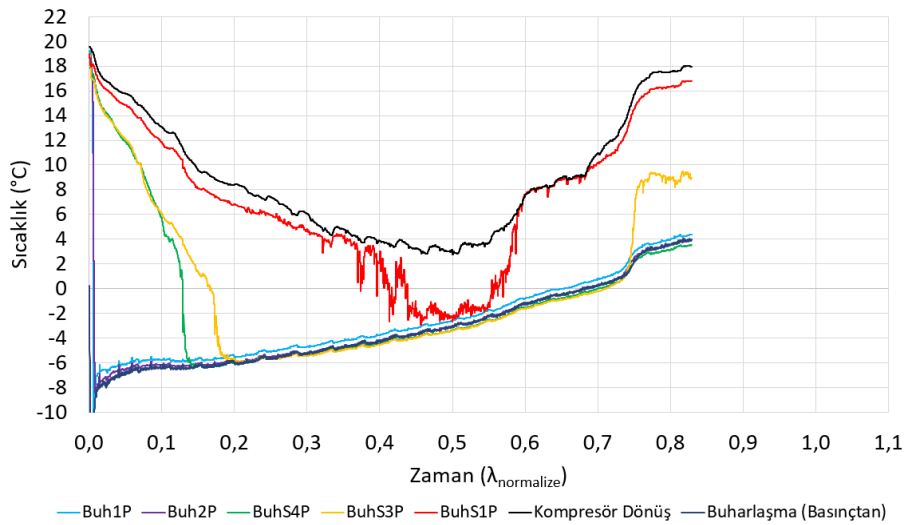
Şekil 4.16'da ortalama ısı çekme ve ısıtma kapasitelerinin her bir soğutucu akışkan miktarında kompresör devrine göre değişimi gösterilmiştir. (4.2)'deki formül ile de kapasitelerin ortalama değerleri bulunur. Ortalama kapasite değerleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.



Şekil 4. 16 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama ısı çekme kapasitesi ve ısıtma kapasitesi değişimi

Şekil 4.16'daki grafiğe göre 35 g soğutucu akışkan miktarında ısı çekme ve ısıtma kapasiteleri, diğer soğutucu akışkan miktarlarındaki ısı çekme ve ısıtma kapasitelerine göre daha yüksektir.

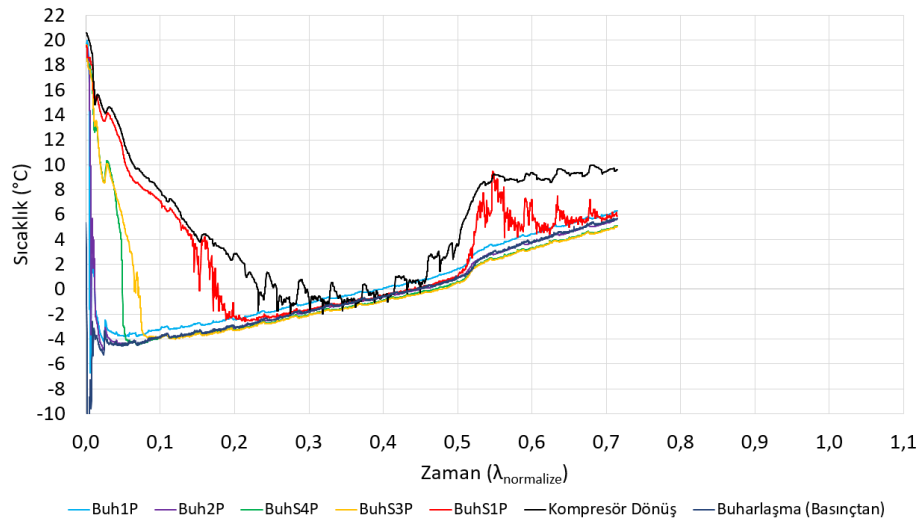
Şekil 4.16'daki grafikte görüldüğü üzere α hava debisinde 30 g soğutucu akışkan miktarında ısı çekme kapasitesi en azdır. Şekil 4.17'de α hava debisinde 30 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrinde buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkanın sıcaklık değişimi gösterilmiştir. Çalışma süresi (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.



Şekil 4. 17 α hava debisi, 3200 d/d kompresör devrinde, 30 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkanın sıcaklık değişimi

Şekil 4.17’de görüldüğü gibi, 30 g soğutucu akışkan soğutucu akışkan, kompresör dönüş borusundan geçerken tamamen sıvı faza geçmiş ve kızgın buhar derecesindedir. Bununla birlikte Buh1P borusundan geçerken de çalışma süresinin çoğunda, soğutucu akışkan kızgın buhar fazındadır. Bu grafikte görüldüğü üzere soğutucu akışkan buharlaştırıcının içerisinde iki faz bölgesinden çıkmış ve kızgın buhar fazındadır.

Buharlaştırıcı içerisinde daha kısa olan sıvı-buhar bölgesinden dolayı 30 g soğutucu akışkan miktarında ısı çekme kapasitesi azdır. Soğutucu akışkan miktarının arttırıldığı 35 g olduğu koşulda 3200 d/d kompresör devrinde buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkan sıcaklık değişimi Şekil 4.18’de gösterilmiştir. Çalışma süresi (4.1)’deki formülle normalize edilmiştir.

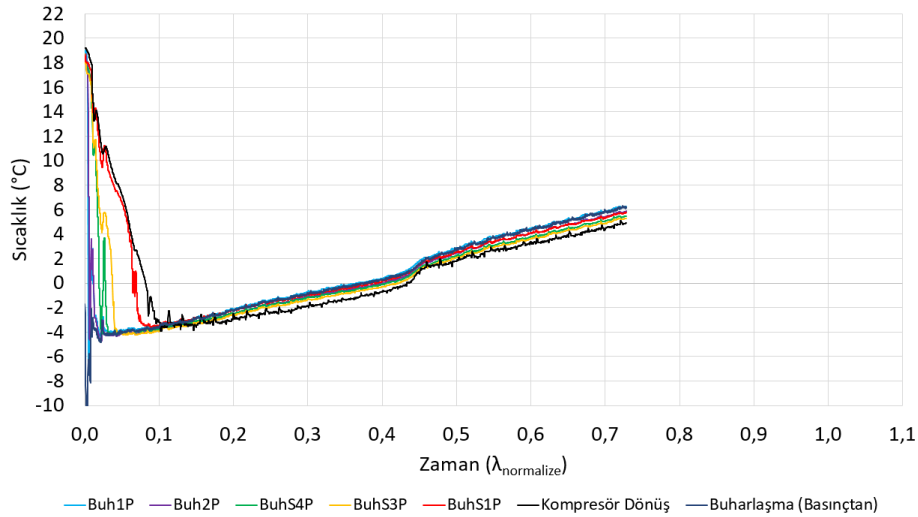


Şekil 4. 18 α hava debisi, 3200 d/d kompresör devrinde, 35 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkanın sıcaklık değişimi

Şekil 4.18’de görüldüğü gibi, 35 g soğutucu akışkan miktarında 30 g soğutucu akışkan miktarına göre buharlaştırıcının çıkış borularında da sıvı-buhar bölgesi görülmüş dolayısıyla sıvı buhar bölgesi uzunluğu artmıştır. Bunun nedeni soğutucu akışkan miktarının artmasıyla artan buharlaşma sıcaklığı ile birlikte artan soğutucu akışkan debisidir. Soğutucu akışkan debisinin artması ile buharlaştırıcı içerisindeki iki faz bölgesi uzamıştır, 30 g soğutucu akışkanın olduğu deneye göre ısı çekme kapasitesi artış göstermiştir (Şekil 4.16).

Şekil 4.19’da 40 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı sıcaklık değişimi zamana bağlı olarak gösterilmiştir. Görüldüğü üzere, kompresör dönüş borusu da dahil

buharlaştırıcının tüm borularında sıcaklık değişimi sabit kalmıştır. Bu durumda soğutucu akışkan kompresöre sıvı-buhar karışımı olarak gitmiştir. Çalışma süresi (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.



Şekil 4. 19 α hava debisi, 3200 d/d kompresör devrinde, 40 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı sıcaklıklarının değişimi

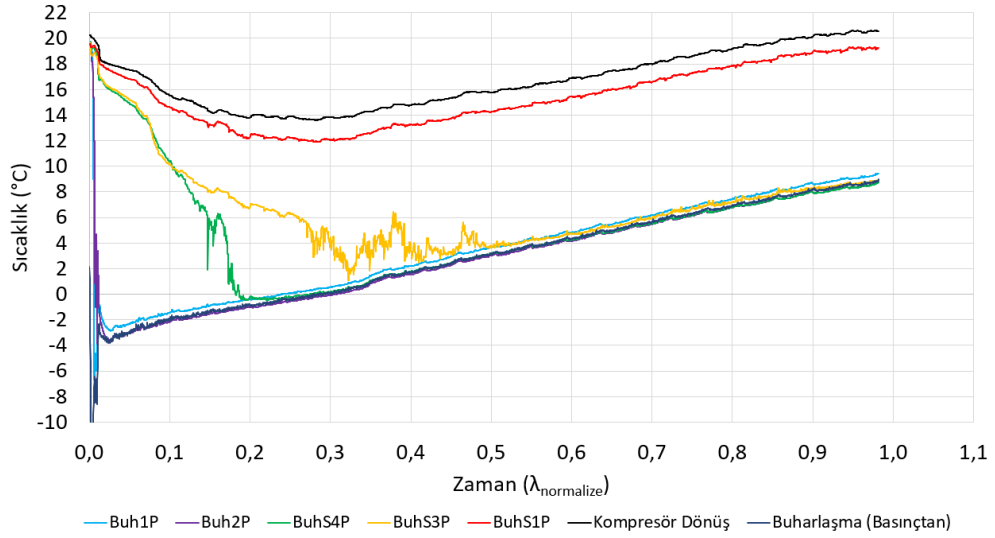
Soğutucu akışkan miktarının artması ile buharlaşma sıcaklığı artmaktadır. Bununla birlikte soğutucu akışkan debisinin arttığı da bilinmektedir. 30 g soğutucu akışkan miktarından 35 g soğutucu akışkan miktarına geçildiğinde ısı çekme kapasitesinin arttığı görülmekle birlikte 35 g soğutucu akışkan miktarından 40 g soğutucu akışkan miktarına geçildiğinde ısı çekme kapasitesinin azaldığı görülmektedir.

Hava kaynaklı buharlaştırıcının kullanıldığı bu sistemde buharlaştırıcı sıcaklığının çok fazla artması ısı çekme kapasitesini olumsuz etkilemektedir. Soğutucu akışkan ile ortam havası arasındaki sıcaklık farkının belirli bir sıcaklıktan sonra azalmasından dolayı ısı çekme kapasitesi azalmaktadır. 40 g soğutucu akışkan miktarına geçildiğinde bu durum oluştuğu için ısı çekme kapasitesi azalmıştır.

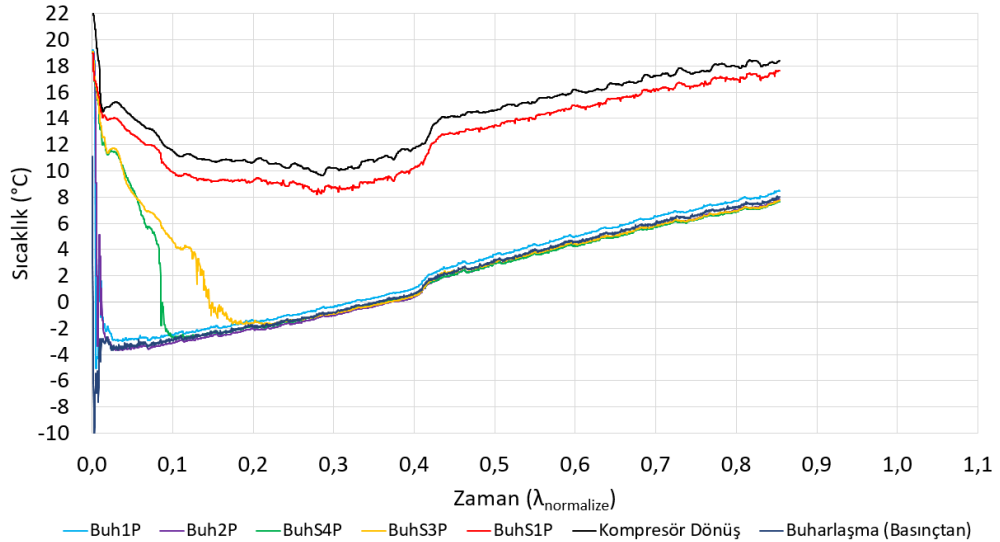
Isıtma kapasitesi, ısı çekme kapasitesi ile benzerlik göstermektedir. 35 g soğutucu akışkan miktarında ısıtma kapasitesi en yüksektir. Bundan dolayı 35 g soğutucu akışkan miktarında çalışma süresi diğer soğutucu akışkan miktarındaki çalışma sürelerine göre daha azdır.

Kompresör devrinin artması ile ısı çekme kapasiteleri artış göstermiştir.

Yapılan çalışmada 35 g koşulunda 2300 d/d kompresör devri bu miktardaki soğutucu akışkan için en fazla enerji tüketiminin görüldüğü koşul 2600 d/d kompresör devri ise optimum enerji tüketimi görüldüğü koşuldur. Aşağıda bu iki durum karşılaştırılmaktadır. Şekil 4.20'de 35 g soğutucu akışkan miktarında 2300 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklıklarının değişimi, Şekil 4.21'de 35 g soğutucu akışkan miktarında 2600 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklıklarının değişimi gösterilmiştir. Çalışma süresi (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.



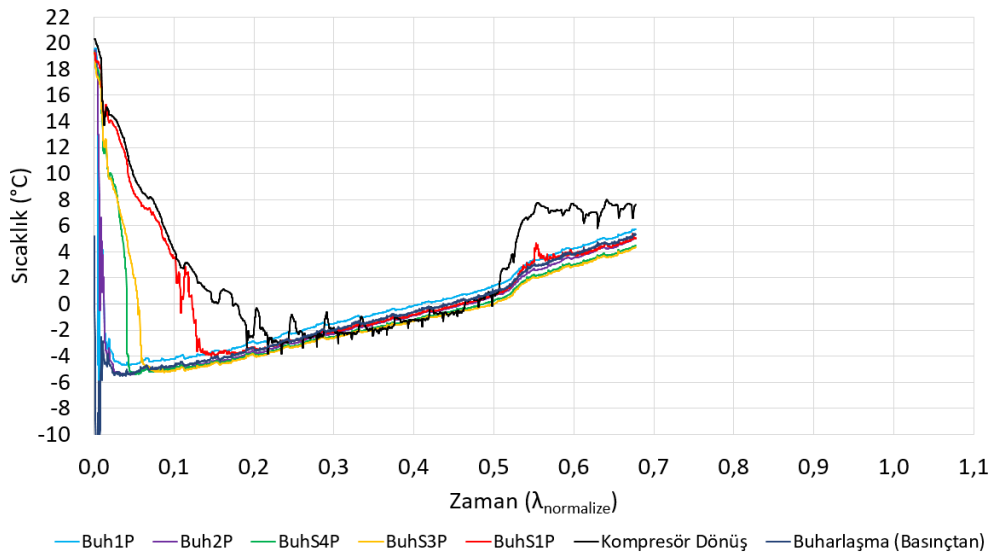
Şekil 4. 20 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2300 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi



Şekil 4. 21 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2600 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi

Yukarıdaki iki grafik karşılaştırıldığında 2600 d/d kompresör devrinde 2300 d/d kompresör devrine göre çift faz bölgesi buharlaştırıcı içerisinde daha uzundur. Bu sebeple 2600 d/d kompresör devrinde ısı çekme kapasitesi daha yüksektir.

Şekil 4.22’de ise α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi gösterilmiştir. 3500 d/d kompresör devrinde buharlaştırıcı içerisindeki sıvı – buhar bölgesinin uzunluğu daha da artmış ve kompresör dönüş borusunda soğutucu akışkan, kızgın buhar fazına geçmiştir. Bu durumun sonucunda buharlaştırıcının ısı çekme kapasitesi daha da artmıştır. Kapasite karşılaştırmaları Şekil 4.16’da gösterilmiştir.



Şekil 4. 22 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d kompresör devrinde zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi

Kompresör devrinin artması ile ısı çekme kapasitesi genelde artmasına rağmen, 30 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d kompresör devrinden 3700 d/d kompresör devrine geçildiğinde ısı çekme kapasitesinin azaldığı görülmektedir. Isı pompası sisteminde buharlaşma sıcaklığının 0°C'nin altında uzun süre kalması sonucunda ortam havasının nemi ile yoğuşan su donacak ve hava debisinin normalden daha az olmasına sebep olacaktır. Bu durumda da buharlaştırıcının ısı çekme kapasitesi 3700 d/d kompresör devrinde azalmıştır. Diğer taraftan ısı çekme kapasitesi azalmasına karşı ısıtma kapasitesi tüm soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrinin artması ile artış göstermiştir. 30 g 3700 d/d kompresör devrinde kompresör gücünün artması, ısı

çekme kapasitesindeki azalmayı tolere etmiştir. Böylece ısı çekme kapasitesi azalsa bile kompresör gücü arttığı için yine de ısıtma kapasitesi artmıştır.

Isı çekme kapasitesindeki değişimler ile ısı pompasının çalışma süresi değişmektedir.

Soğutucu akışkan miktarları karşılaştırıldığında 3200 d/d kompresör devrinde 30 g soğutucu akışkan miktarından 35 g soğutucu akışkan miktarına geçildiğinde çalışma süresi %13,8 azalırken, ortalama toplam güç tüketimi %4,4 artmıştır. Bunun sonucunda enerji tüketimi %9,8 azalmıştır. 3200 d/d kompresör devrinde 35 g soğutucu akışkan miktarından 40 g soğutucu akışkan miktarına geçildiğinde ise çalışma süresi %2,8 artmış, ortalama toplam güç tüketimi %1,2 artış göstermiştir. Bunun sonucunda enerji tüketimi %3,2 artmıştır.

α hava debisinde 30 g soğutucu akışkan miktarı için en düşük enerji tüketimi 3500 d/d kompresör devrinde görülmüştür. 40 g soğutucu akışkan miktarı için en düşük enerji tüketimi 3200 d/d kompresör devrinde görülmüştür. 35 g soğutucu akışkan miktarında ise en düşük enerji tüketimi 3200 d/d kompresör devrinde görülüp, 30 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d kompresör devrindeki enerji tüketimine göre %7,7 daha düşükken, 40 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrindeki enerji tüketimine göre %3,1 daha azdır.

α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2300 d/d ile 2600 d/d kompresör devirleri karşılaştırıldığında, kompresör devrinin artması sonucunda çalışma süresi %13,1 azalırken, ortalama toplam güç tüketimi %8,8 artmıştır bunun sonucunda da toplam enerji tüketimi %5,2 azalmıştır.

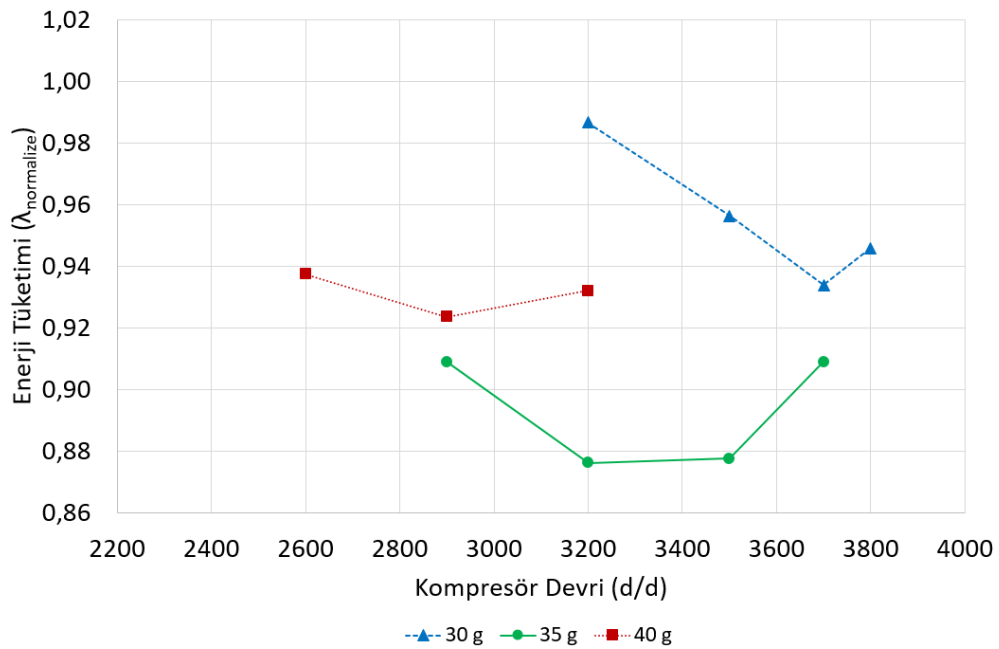
α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2600 d/d ile 3500 d/d kompresör devirleri arasında enerji tüketim değerleri birbirine oldukça yakındır. Kompresör devri 2600 d/d'den 2900 d/d'ye arttırıldığında çalışma süresi %8,4 azalırken ortalama toplam güç tüketimi %9,5 artmıştır ve bunun sonucunda toplam enerji tüketimi %0,2 artmıştır. 2900 d/d'den 3200 d/d'ye kompresör devri arttırıldığında çalışma süresi %8,6 azalmış, ortalama toplam güç tüketimi %8,3 artmıştır ve sonuç olarak toplam enerji tüketimi %0,6 azalmıştır. Kompresör devri 3200 d/d kompresör devrinden 3500 d/d kompresör devrine yükseltildiğinde çalışma süresi %5,2 azalmış, ortalama toplam güç tüketimi %6,5 artmıştır ve bunun sonucunda enerji tüketimi %0,5 artmıştır.

α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d ile 3600 d/d kompresör devirleri karşılaştırıldığında, çalışma süresi hemen hemen aynı iken toplam güç tüketimi kompresör devrinin artması ile %2,4 artmış ve bunun sonucunda enerji tüketimi %1,9 artış göstermiştir.

α hava debisinde yapılan deneyler sonucunda, α hava debisi için 35 g soğutucu akışkan miktarı optimum soğutucu akışkan miktarı olduğu, bu soğutucu akışkan miktarında 2600 d/d kompresör devri ile 3500 d/d kompresör devri arasındaki bölgenin optimum bölge olduğu bulunmuştur.

4.7.2 1,14 α Hava Debisinde Yapılan Deneysel Çalışma Sonuçları

1,14 α hava debisinde 30 g, 35 g ve 40 g şarj miktarlarında, Çizelge 4.2'deki matriste bulunan kompresör devirlerinde yapılan deneyler sonucu enerji tüketimindeki değişim Şekil 4.23'te gösterilmiştir.



Şekil 4. 23 1,14 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi

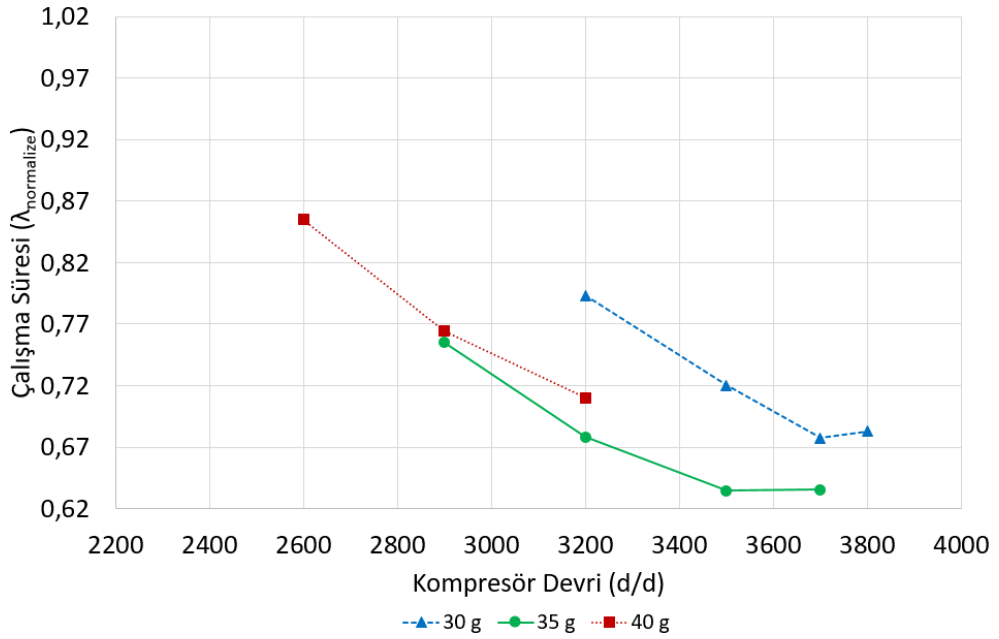
Şekil 4.23'teki grafikte enerji tüketim değerleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi 1,14 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında enerji tüketim değerleri, 30 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarındaki enerji tüketim

değerlerine göre daha düşüktür. 35 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devri ile 3500 d/d kompresör devri arasında enerji tüketimi optimum değerdedir.

Enerji tüketiminin çalışma süresi ve toplam güç tüketimi çarpımı sonucunda elde edildiği (4.3)'teki denklemde gösterilmiştir. Bir önceki hava debisinde olduğu gibi bu hava debisi için de çalışma süresi ve toplam güç tüketiminin değişimleri incelenmiştir.

Şekil 4.24'te $1,14\alpha$ hava debisinde, 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi gösterilmiştir. Çalışma süreleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.

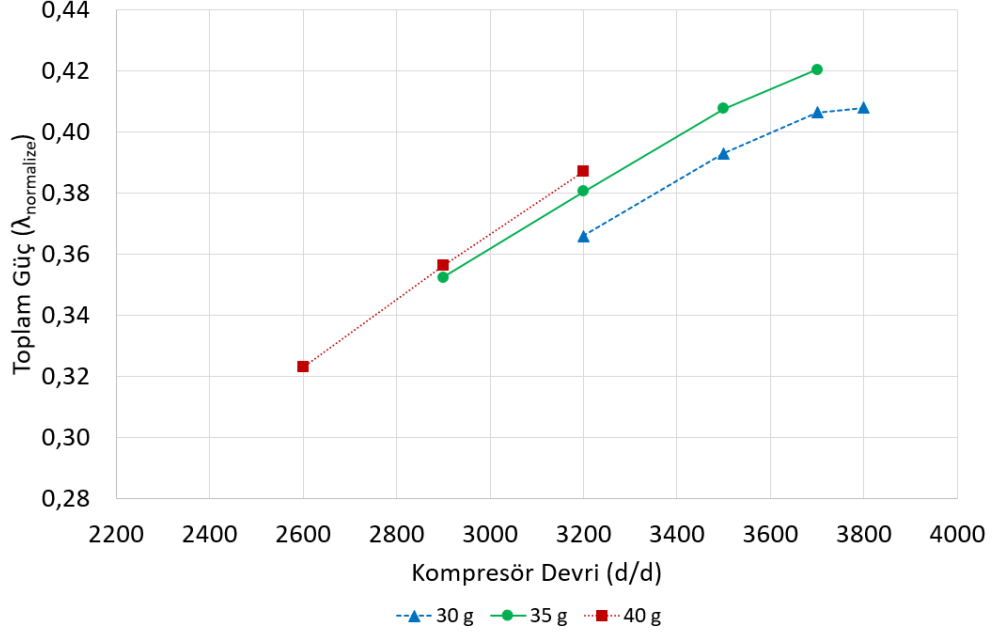
35 g soğutucu akışkan miktarında çalışma süreleri, 30 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarına göre daha düşük olup kompresör devrinin artması ile birlikte çalışma süresi de azalma eğilimindedir.



Şekil 4. 24 $1,14\alpha$ hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi

α hava debisinde olduğu gibi, $1,14\alpha$ hava debisinde yapılan deneylerde de çalışma süreleri karşılaştırıldığında da 35 g soğutucu akışkan miktarında çalışma süresi, diğer soğutucu akışkan miktarlarındaki çalışma sürelerine göre daha azdır. Bir önceki hava debisinde olduğu gibi bu hava debisinde de çalışma süresinin değişimi ısıtma kapasitesi değişim ile açıklanacaktır.

Şekil 4.25'te 1,14 α hava debisinde; 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortama toplam güç değişimi gösterilmiştir. Ortalama toplam güç değeri (4.2)'deki formülle belirlenmiştir. Toplam güç değeri ise (4.8)'deki formülle bulunmaktadır. Fakat bilgisayarda toplanan veriler ile toplam güç bilinmektedir. Güç tüketim değerleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.



Şekil 4. 25 1,14 α hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama toplam güç değişimi

Şekil 4.25'de görüldüğü gibi, her soğutucu miktarında kompresör devrinin artması ile birlikte güç tüketiminde artış gözlemlenmiştir. 30 g soğutucu akışkan miktarında güç tüketimi, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarına göre daha az iken, 40 g soğutucu akışkan miktarında ise az farkla da olsa diğer soğutucu akışkan miktarlarına göre daha yüksektir.

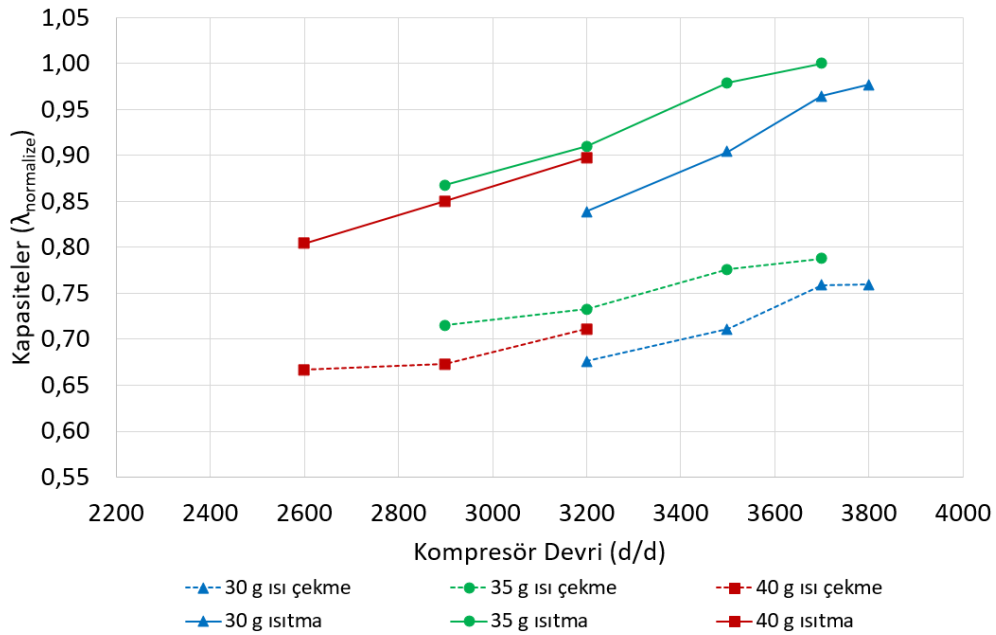
Bir önceki hava debisinde olduğu gibi bu hava debisinde de toplam güç tüketimindeki değişim kompresör güç tüketimindeki değişim açıklanmaktadır. Bu hava debisi için de fan gücü ve sirkülasyon pompası gücü sabittir ve değişen kompresör gücüdür. Kompresör gücünün artmasındaki en büyük etken ise soğutucu akışkan debisinin artması olduğu bir önceki hava debisi sonuçlarında gösterilmiştir.

Soğutucu akışkan miktarının artması ile soğutucu akışkan debisi artacağı bilinmektedir. Yani birim zamanda daha fazla soğutucu akışkan sistemde dolaşacak ve kompresör birim

zamanda daha fazla soğutucu akışkanı basınçlandıracaktır. Kompresör, birim zamanda daha fazla soğutucu akışkanı basınçlandırabilmesi için daha fazla güç harcayacaktır. Kompresör gücünün artması ile toplam güç artacaktır.

Bir önceki hava debisinde olduğu gibi kompresör gücünün artması ile toplam güç tüketimi de artmaktadır. Aynı şekilde bir önceki hava debisinde olduğu gibi kompresör devrinin artması ile toplam güç tüketimi de artmaktadır. Bu da kompresör gücünün artması ile açıklanmaktadır. Kompresör gücünün değişiminin nedenleri bir önceki hava debisi sonuçlarında açıklanmıştır.

Şekil 4.26'da $1,14\alpha$ hava debisi için 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama ısı çekme ve ısıtma kapasitelerinin değişimi gösterilmiştir.



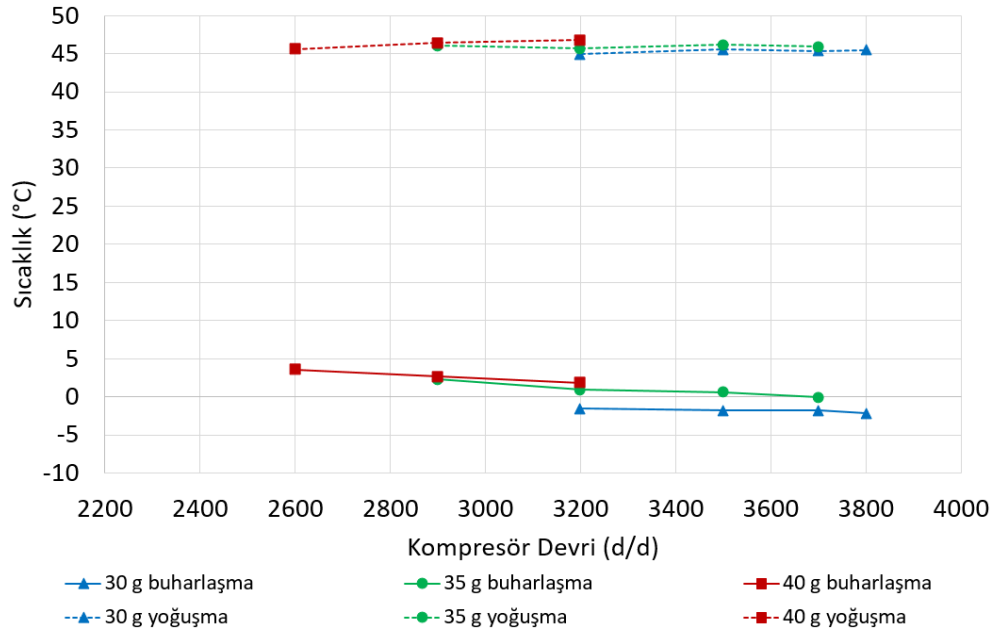
Şekil 4. 26 $1,14\alpha$ hava debisinde farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı ortalama ısı çekme kapasitesi ve ısıtma kapasitesi değişimi

Şekil 4.26'daki grafiğe göre soğutucu akışkan miktarları arasında karşılaştırma yapıldığında 35 g soğutucu akışkan miktarında ısı çekme ve ısıtma kapasiteleri diğer soğutucu akışkan miktarlarındaki ısı çekme ve ısıtma kapasitelerine göre yüksektir. Isıtma kapasitesi ile ısı çekme kapasitesi arasında bir ilişki olduğu bilinmektedir. Isı çekme kapasitesi arttığında ısıtma kapasitesi de artar.

Bu hava debisi için de ısı çekme kapasitesindeki değişimleri buharlaştırıcı içerisindeki sıcaklık değişimleriyle ve buharlaşma sıcaklığının değişimi ile açıklanabilir.

Şekil 4.27’de 1,14α hava debisinde 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi gösterilmiştir.

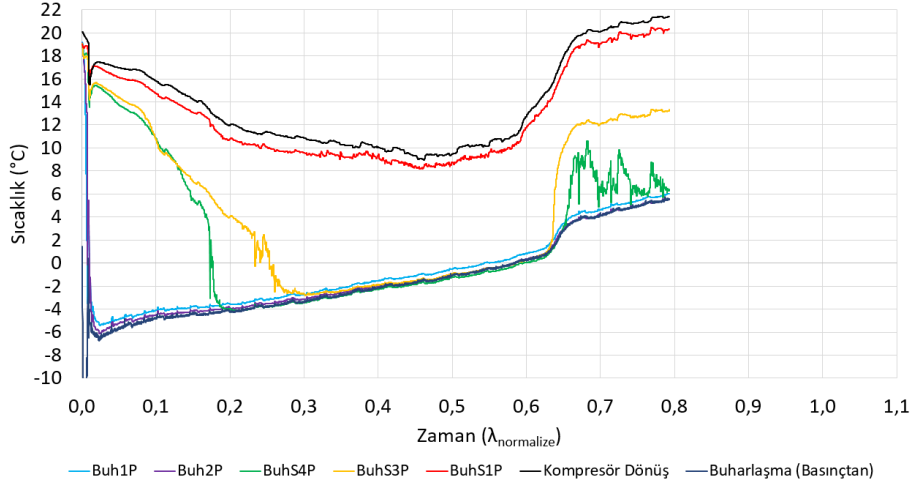
Buharlaşma sıcaklıklarının ortalaması (4.2)’deki formül ile bulunur.



Şekil 4. 27 1,14α hava debisinde yapılan deneylerde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi

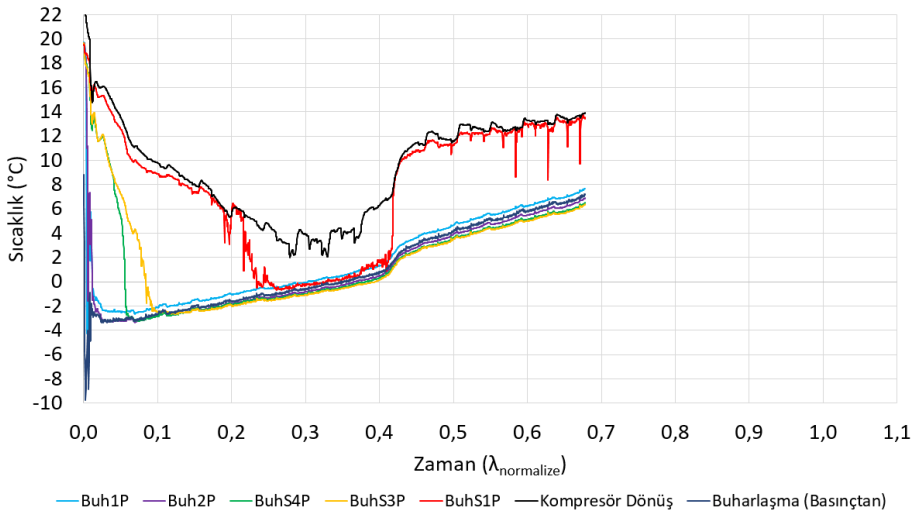
Soğutucu akışkan miktarının artması ile buharlaşma sıcaklığının artacağı bilinmektedir. Kompresör devrinin artması ile ise buharlaşma sıcaklığının azalacağı da bilinmektedir. Bu hava debisi için de durumun bu şekilde olduğu Şekil 4.27’deki grafikte görülmektedir.

1,14α hava debisinde 30 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrinde buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkan sıcaklık değişimi Şekil 4.28’de gösterilmiştir. Çalışma süresi (4.1)’deki formülle normalize edilmiştir.



Şekil 4. 28 1,14α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 30 g soğutucu akışkan miktarında zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi

Şekil 4.28’de görüldüğü gibi, 30 g soğutucu akışkan soğutucu akışkan, kompresör dönüş borusundan geçerken tamamen sıvı faza geçmiş ve kızgın buhar derecesindedir. Bununla birlikte Buh1P borusundan geçerken de soğutucu akışkan kızgın buhar fazındadır. Bu grafikte görüldüğü üzere soğutucu akışkan buharlaştırıcının içerisinde iki faz bölgesinden çıkmış ve kızgın buhar fazındadır. Şekil 4.29’da 1,14α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 35 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkanın sıcaklığının zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Çalışma süresi (4.1)’deki formülle normalize edilmiştir.

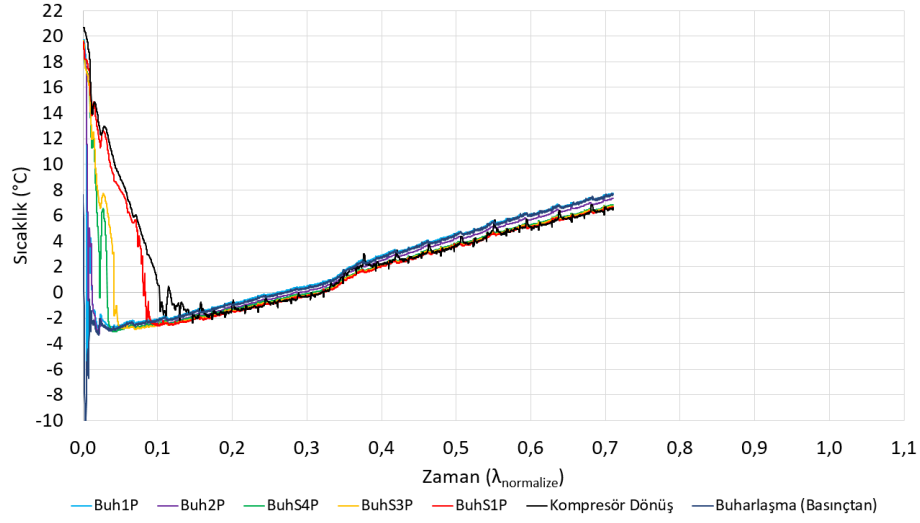


Şekil 4. 29 1,14α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 35 g soğutucu akışkan miktarında zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi

Şekil 4.29’da görüldüğü gibi, 35 g soğutucu akışkan miktarında 30 g soğutucu akışkan miktarına göre sıvı-buhar bölgesinin uzunluğu artmıştır. Bunun nedeni soğutucu akışkan

miktarının artmasıyla artan buharlaşma sıcaklığı ile birlikte artan soğutucu akışkan debisidir. Soğutucu akışkan debisinin artması ile buharlaştırıcı içerisindeki iki faz bölgesi uzamıştır, 30 g soğutucu akışkanın olduğu deneye göre ısı çekme kapasitesi artış göstermiştir.

Şekil 4.30'da 1,14 α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 40 g soğutucu akışkan miktarında buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkan sıcaklığının zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Çalışma süresi (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.



Şekil 4. 30 1,14 α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 40 g soğutucu akışkan miktarında zamana bağlı buharlaştırıcı sıcaklık değişimi

Şekil 4.30'da görüldüğü gibi, soğutucu akışkan çalışma süresi boyunca buharlaştırıcıda sıvı-buhar hal değişim fazındadır. Bununla birlikte kompresör dönüş borusundan geçerken de soğutucu akışkan sıvı-buhar fazındadır. Bunun sonucunda soğutucu akışkan kompresöre sıvı ve buhar karışımı olarak girmektedir.

Soğutucu akışkan miktarının artması ile buharlaşma sıcaklığı artmaktadır. 30 g soğutucu akışkan ile 35 g soğutucu akışkan miktarı karşılaştırıldığında soğutucu akışkan miktarının artırılması ile ısı çekme kapasitesi artmışken, 35 g soğutucu akışkan miktarı ile 40 g soğutucu akışkan miktarları karşılaştırıldığında ise soğutucu akışkan miktarı artmasına karşın ısı çekme kapasitesi azalmıştır.

Buharlaştırıcı, ortam ile ısı transferi halindedir. Ortam havasının ısını alır ve aktarır. Buharlaştırıcı içerisinde bulunan soğutucu akışkan sıcaklığının yüksek olması sonucu ortam ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı azalacak ve ısı transferi de azalacaktır.

40 g soğutucu akışkan miktarına geçildiğinde ortam ile soğutucu akışkan arasındaki ısı transferi azalmıştır. Bu yüzden de ısı çekme kapasitesi azalmıştır.

Benzer bir durum ısıtma kapasitesinde de görülmektedir. 35 g soğutucu akışkan miktarında ısıtma kapasitesi, diğer soğutucu akışkan miktarlarındaki ısıtma kapasitelerine göre yüksektir. Birim zamanda 4,2 l suya daha fazla ısı aktarıldığı için 35 g soğutucu akışkan miktarında ısı pompası çalışma süresi daha kısadır.

Kompresör devrinin artması sonucunda ısı çekme ve ısıtma kapasiteleri genellikle artış halindedir. Fakat buharlaştırıcı sıcaklığı ne kadar uzun süre 0°C'nin altında kalırsa ısı çekme kapasitesindeki azalma gözlemlenecektir. Bunun nedeni ortam havasında bulunan nem buharlaştırıcı yüzeylerinde yoğunlaşacak ve sonrasında donacaktır. 0°C buharlaşma sıcaklığının altında uzun süre çalışan ısı pompası sisteminde, ortam havasının buharlaştırıcı yüzeylerinden geçme hızı azalır. Bu durumda da ortam havasının ısı buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkan miktarına aktarılamamaktadır.

Isı çekme kapasitesi, buharlaştırıcı ile ortam havası arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Ortam havası ile sıcaklık farkı olmadığı zaman, soğutucu debisi ne kadar yüksek olursa olsun buharlaştırıcı ısı çekemeyecektir. Buharlaştırıcı içerisindeki soğutucu akışkan ile ortam havası arasındaki sıcaklık farkı 40 g soğutucu akışkan miktarında azaldığı için ısı çekme kapasitesi 35 g soğutucu akışkan miktarındaki ısı çekme kapasitesine göre azalmıştır.

Soğutucu akışkan miktarları karşılaştırıldığında 1,14α hava debisinde 3200 d/d kompresör devrinde 30 g soğutucu akışkan miktardan 35 g soğutucu akışkan miktarına geçildiğinde çalışma süresi %14,5 azalırken, ortalama toplam güç tüketimi %4,0 artmıştır. Bunun sonucunda enerji tüketimi %11,2 azalmıştır. 3200 d/d kompresör devrinde 35 g soğutucu akışkan miktardan 40 g soğutucu akışkan miktarına geçildiğinde ise çalışma süresi %4,7 artmış, ortalama toplam güç tüketimi %1,7 artış göstermiştir. Bunun sonucunda enerji tüketimi %6,4 artmıştır.

1,14α hava debisinde yapılan deneyler sonucunda 30 g soğutucu akışkan miktarında en düşük enerji tüketimi 3700 d/d kompresör devrinde görülürken, 40 g soğutucu akışkan miktarında 2900 d/d kompresör devrinde görülmüştür. 35 g soğutucu akışkan miktarında ise en düşük enerji tüketimi 3200 d/d kompresör devrinde görülüp, 30 g soğutucu

akışkan miktarında 3700 d/d kompresör devrindeki enerji tüketimine göre %6,2 daha düşükken, 40 g soğutucu akışkan miktarında 2900 d/d kompresör devrindeki enerji tüketimine göre %5,1 daha azdır.

1,14 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2900 d/d ile 3200 d/d kompresör devirleri karşılaştırıldığında, kompresör devrinin artması sonucunda çalışma süresi %10,2 azalırken, ortalama toplam güç tüketimi %8,0 artmıştır bunun sonucunda da toplam enerji tüketimi %3,6 azalmıştır.

1,14 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devri ile 3500 d/d kompresör devirleri karşılaştırıldığında çalışma süresi %6,4 oranında azalırken toplam güç tüketimi %7,1 artmıştır. Enerji tüketim değerleri karşılaştırıldığında 3500 d/d kompresör devrine geçildiğinde enerji tüketimi %0,2 artış göstermiştir. Bu artış çok önemli bir değer olmadığı için iki kompresör devrinde de enerji tüketiminin hemen hemen aynı olduğunu söylenebilir.

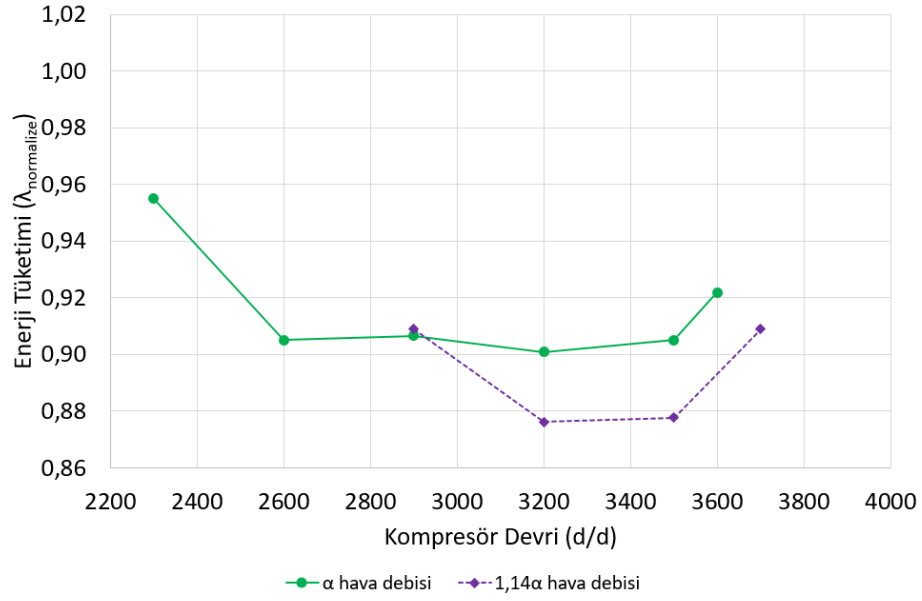
35 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d kompresör devrinden 3700 d/d kompresör devrine geçildiğinde çalışma süresi %0,1 artış gösterirken toplam güç tüketimi %3,2 artmıştır. Enerji tüketim değeri ise %3,6 artmıştır.

Deneysel çalışma sonucunda 1,14 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarının optimum soğutucu akışkan miktarı olduğu belirlenmiştir. Bu soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devri ile 3500 d/d kompresör devri arasında enerji tüketim değerleri birbirine çok yakın olduğu için bu iki nokta ve arası optimum kompresör devirleri olarak belirlenmiştir.

4.7.3 α Hava Debisinde ve 1,14 α Hava Debisinde Yapılan Deneylerin Sonuçlarının Karşılaştırılması

α ve 1,14 α hava debilerinde yapılan deney sonuçlarına göre her iki hava debisinde de 35 g soğutucu akışkan miktarında enerji tüketim ve çalışma süreleri en azdır. Tüm karşılaştırmalar 35 g soğutucu akışkan miktarına göre yapılacaktır.

Şekil 4.31'de 35 g soğutucu akışkan miktarında α ve 1,14 α hava debilerinde enerji tüketim değerlerinin değişimi gösterilmiştir. Enerji tüketim değerleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.



Şekil 4. 31 35 g soğutucu akışkan miktarında, α ve $1,14\alpha$ hava debilerinde, kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi

Optimum kompresör devirleri, her iki hava debisinde de 3200 d/d ile 3500 d/d olarak alınabilir. 3200 d/d ve 3500 d/d kompresör devirlerindeki enerji tüketim değerleri karşılaştırıldığında $1,14\alpha$ hava debisinde enerji tüketimi değeri α hava debisindeki enerji tüketimi değerine göre düşüktür.

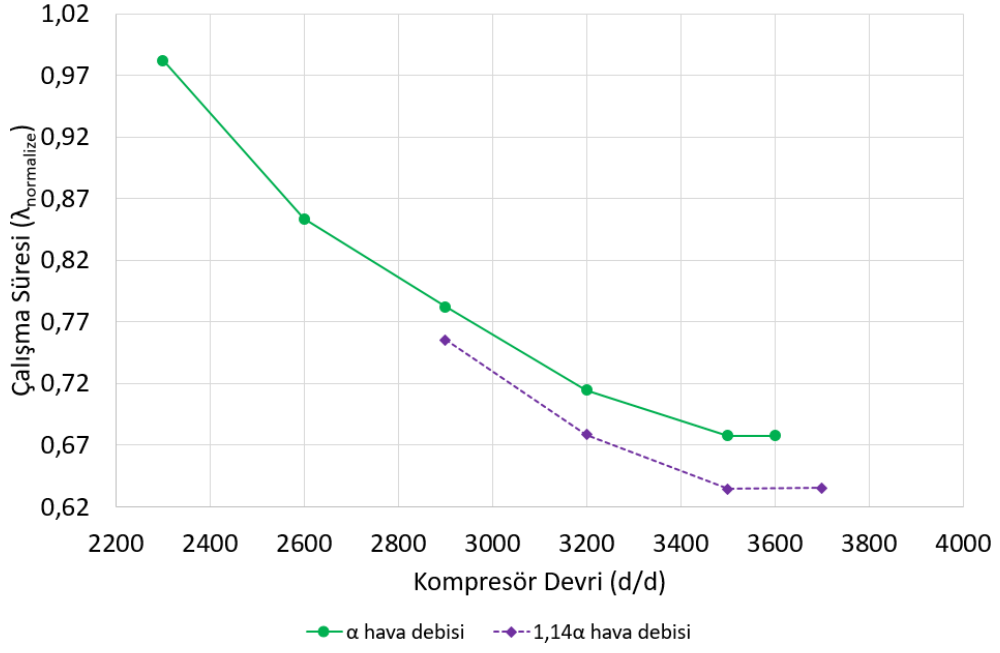
Hava debisinin artması ile birlikte enerji tüketimi:

- 3200 d/d kompresör devrinde %2,7 azalmış,
- 3500 d/d kompresör devrinde ise %3,0 azalmıştır.

Şekil 4.32'de 35 g soğutucu akışkan miktarında, α ve $1,14\alpha$ hava debilerinde çalışma sürelerindeki değişim gösterilmiştir. Çalışma süreleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.

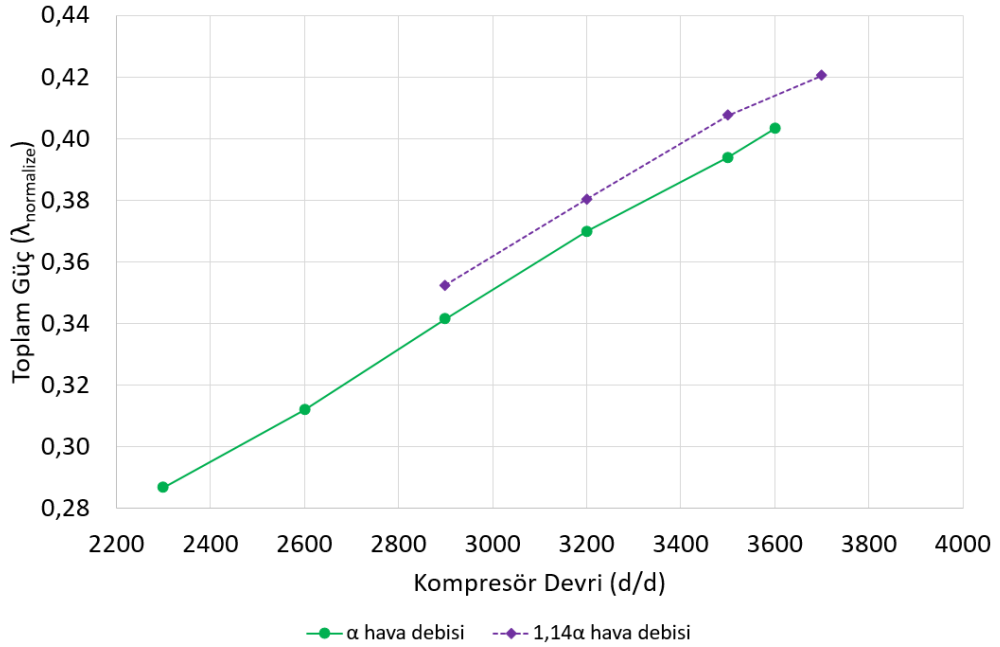
Hava debisinin artması ile birlikte çalışma süresi:

- 3200 d/d kompresör devrinde %5,1 azalırken,
- 3500 d/d kompresör devrinde %6,3 azalmıştır.



Şekil 4. 32 35 g soğutucu akışkan miktarında, α ve $1,14\alpha$ hava debilerinde, devrine bağlı çalışma süresinin değişimi

Şekil 4.33'te 35 g soğutucu akışkan miktarında, α ve $1,14\alpha$ hava debilerinde ortalama toplam güç değişimi gösterilmiştir. Toplam gücün ortalaması (4.2)'deki formül ile bulunmuştur. Toplam güç (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.

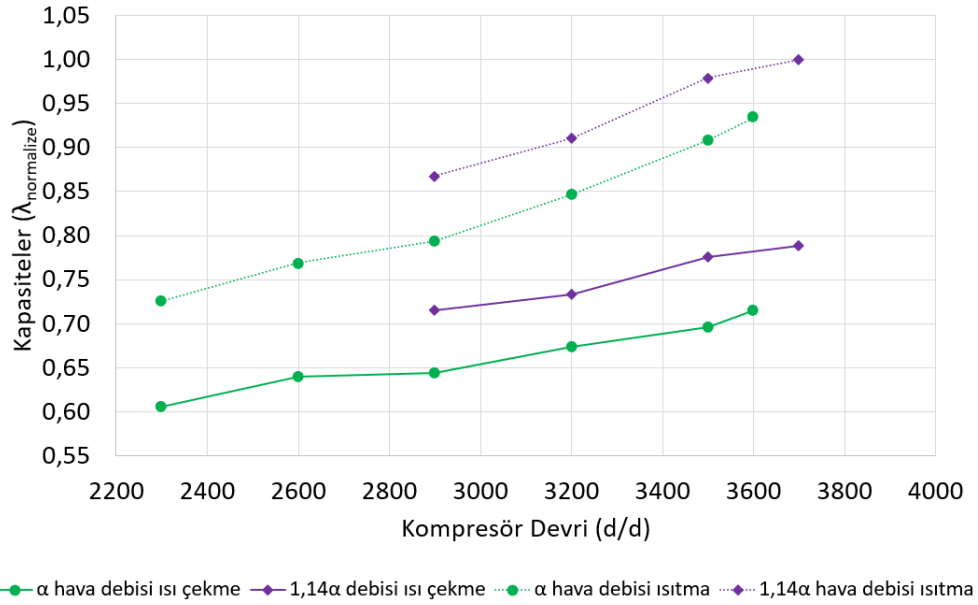


Şekil 4. 33 35 g soğutucu akışkan miktarında, α ve $1,14\alpha$ hava debilerinde, kompresör devrine bağlı ortalama toplam güç değişimi

Şekil 4.33'teki grafikte görüldüğü üzere hava debisinin artması sonucunda toplam güç tüketimi artış göstermiştir. Hava debisinin artması ile birlikte ortalama toplam güç tüketimi:

- 3200 d/d kompresör devrinde %2,9 artarken,
- 3500 d/d kompresör devrinde %3,5 artmıştır.

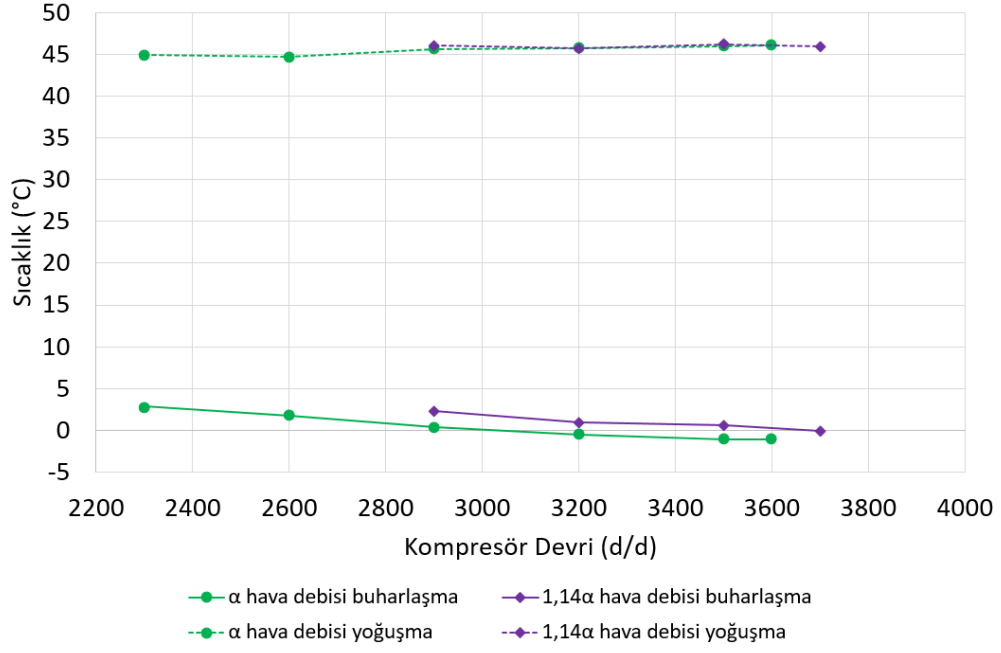
Şekil 4.34'te 35 g soğutucu akışkan miktarında her iki hava debisinde de kompresör devrine bağlı ortalama ısı çekme ve ısıtma kapasitelerinin değişimleri gösterilmiştir. Ortalama değer (4.2)'deki formül ile bulunmuştur. Kapasiteler (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.



Şekil 4. 34 α ve 1,14 α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında kompresör devrine bağlı ortalama ısı çekme kapasitesi ve ısıtma kapasitesi değişimi

Şekil 4.34'te görüldüğü üzere ısı çekme ve ısıtma kapasitesi, hava debisinin artması ile artmıştır. Hava debisinin artması sonucu birim zamanda daha fazla ısı aktarıldığı için ısı pompasının çalışma süresi daha azdır.

Isı çekme kapasitesi artması soğutucu akışkanın debisinin artması ile açıklanır. Şekil 4.35'te 35 g soğutucu akışkan miktarında her iki hava debisinde de kompresör devrine bağlı ortalama buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimleri gösterilmiştir. Ortalama değer (4.2)'deki formül ile bulunmuştur.



Şekil 4. 35 α ve 1,14α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında yapılan deneylerde buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıklarının değişimi

Şekil 4.35'te görüldüğü üzere hava debisinin artması ile yoğuşma sıcaklığında neredeyse hiç değişiklik olmamıştır. Bununla birlikte hava debisinin artması sonucu buharlaşma sıcaklığı artmış, artan buharlaşma sıcaklığı sayesinde soğutucu akışkan debisi artış gösterecektir. Birim zamanda daha fazla miktardaki soğutucu akışkan, ortam havasının ısını yoğuşturucuya aktaracaktır. Böylece ısı çekme ve ısıtma kapasitesi artmış ve çalışma süresi kısalmıştır.

Artan soğutucu akışkan debisi sayesinde kompresörün güç tüketimi de artmış ve sonucunda toplam güç artış göstermiştir.

Deneysel çalışma sonucunda 1,14α hava debisinde, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde enerji tüketimi en düşük değerdedir.

DENEY SONUÇLARININ İSTATİSTİKSEL ANALİZİ

5.1 Boyut Analizi

Boyut analizi, bağımlı ve bağımsız deney değişkenleri arasında olan karmaşık ifadeleri belirlemek amacıyla kullanılan yöntemdir [22]. Bir fiziksel büyüklüğün boyutları kütle (M), hacim (V), zaman (t) ile bağlantılıdır.

Fiziksel büyüklük birimi ile boyutu birbiri ile bağlantılıdır. Fiziksel bir büyüklüğün birimleri standartlar ile belirtilmektedir. Örneğin uzunluğun birimi metre, milimetre, ya da inç olabilir. Bu birimler kendi aralarında dönüşme halindedir. Yani 1 inç 2,54 cm'dir. Fakat her uzunluk, birimden bağımsız şekilde daima L boyundadır. Birimler kendi aralarında dönüşebilirken, boyutlar sabit kabul edilir.

5.2 Buckingham Pi Teoremi

Buckingham π teoremi, boyut analizinin temelini oluşturan bir yöntemdir [22]. Bu yöntemde n adet değişkeni olan bir fiziksel denklemin, n – m boyutsuz denklemlerle yeniden yazılabileceği belirtilir.

Bu yöntemde m, kullanılan temel boyutların sayısıdır [22]. Örnek olarak $q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$ fiziksel büyüklüklerinin olduğu bir durum için (5.1)'deki fonksiyonel ilişki elde edilmektedir.

$$F(q_1, q_2, q_3, \dots, q_n) \quad (5.1)$$

Eğer $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n, q_1, q_2, q_3, \dots, q_n$ fiziksel büyüklüklerden elde edilmiş boyutsuz sayılar ise (5.2)'deki gibi fonksiyon yazılır.

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \dots, \pi_n) \quad (5.2)$$

π parametrelerinin oluşturulması amacıyla yöntem, farklı boyutlarda m adet q büyüklüğünün, tekrarlanan üstel biçimleri ve tekrarlanmayan ifadenin yalın halinin çarpılması ile ifadeyi boyutsuz hale getirecek katsayıların elde edilmesidir [22].

$$\pi = q_1^{K1} q_2^{K2} q_3^{K3} \quad (5.3)$$

Deneysel çalışmalar sonucunda, evsel ısıtıcının enerji tüketim değerine ve ısı pompası çalışma süresine etki eden 3 adet boyutlu sayının olduğu görülmüştür.

$$ET = f(\dot{v}_{hava}, m_{soğ}, N_{komp}) \quad (5.4)$$

$$t_{çalışma} = f(\dot{v}_{hava}, m_{soğ}, N_{komp}) \quad (5.5)$$

Hem enerji tüketim analizinde hem de çalışma süresi analizden kullanılan fiziksel büyüklüklerin boyut analizleri Çizelge 5.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 5. 1 Enerji tüketimi ve çalışma süresi analizinde kullanılan büyüklükler

Büyüklük	Sembol	Boyut
Hava Debisi	\dot{v}_{hava}	VT^{-1}
Soğutucu Akışkan Miktarı	$m_{soğ}$	M
Kompresör Devri	n_{komp}	T^{-1}

Çizelge 5.1'teki büyüklükler ve π teorimi ile birlikte boyutsuz sayılar oluşturulmuştur. Tez çalışmasında kullanılan boyutsuz sayılar şöyledir:

- π_1 = hava debisi boyutsuz sayısı,
- π_2 = soğutucu akışkan miktarı boyutsuz sayısı,
- π_3 = kompresör devri boyutsuz sayısıdır.

Boyutsuz sayıların tanımlanması ile birlikte (5.4), (5.6)'ya dönüşürken; (5.5), (5.7)'ye dönüşmektedir.

$$ET = a_4 \times \pi_1^{a_1} \times \pi_2^{a_2} \times \pi_3^{a_3} \quad (5.6)$$

Oluşturulan boyutsuz sayılar ile ET ve $t_{\text{çalışma}}$ değerleri arasında ilişki kurulması gerekmektedir. Bunun için π parametreleri için uygun katsayıların elde edilmesi gerekmektedir. Uygun katsayıların belirlenmesi amacıyla regresyon analizi yöntemi kullanılmıştır.

Regresyon, iki ya da daha çok değişken arasında doğrusal bir ilişkinin olup olmadığının bulunması ve bu doğrusal ilişkinin bir doğrusal denklemlerle nasıl ifade edildiğinin gösterilmesidir. Regresyon modelinde bağımlı ve bağımsız değişkenlerin net bir biçimde ayırt edilmiş olması gerek modelin doğruluğu gerekse problemin düzgün olacak şekilde çözümü için gerekli bir şarttır [6]. (5.6)'nın doğru bir formda olması gerekmektedir. Bu yüzden eşitlikte her iki tarafın logaritması alınır ve (5.7)'de olduğu gibi denklem doğrusal forma dönüşür.

$$\ln(ET) = a_4 \times a_1 \ln \pi_1 \times a_2 \ln \pi_2 \times a_3 \ln \pi_3 \quad (5.7)$$

Regresyon analizinin sonucunda, bağımsız olan değişkenlerin enerji tüketimi değeri ve ısı pompası çalışma süresi üzerinde ne kadar etkili olduğu analizin sonunda elde edilen katsayılar ile (a_n) belirlenecektir.

5.3 En Küçük Kareler Yöntemi

Deneysel çalışmaların sonuçlarının modellenmesi için verilerin bir tabloda toplanması gerekmektedir. Toplanan bu tablo, veri tablosu olarak adlandırılmaktadır.

Veri tablosuna en uygun olan fonksiyonu bulma analizine regresyon analizi denilir. Regresyon analizinde en yaygın yöntemlerden bir tanesi en küçük kareler yöntemidir [6].

Deneysel çalışmalar sonunda $i = 1, 2, 3, \dots, n$ için (x_i, y_i) verileri elde edilmiş olsun. Her y_i verilerinin, x_i verilerine bağlı olarak değiştiği kabul edilir. (x_i, y_i) verilerini düzlem üzerinde bir nokta olarak düşündüğümüzde, bu noktalar düzgün bir eğri üzerinde yani bilinen bir fonksiyonun grafiğinin üzerinde bulunamazlar. Bazı durumlarda (x_i, y_i) verilerinin

arasındaki bağlantının nasıl olduğu bilinmeyebilir. Ölçümlerde her bir i değeri için $y_i=f(x_i)$ olacak şekilde bir fonksiyonun olduğu kabul edilmektedir. Fakat ölçüm hataları nedeniyle bu eşitliklerin bazıları ya da hepsinin sağlanamayacağı kabul edilebilir. Bu nedenle ölçülen y_i değeri yaklaşık kabul edilir ve bu yaklaşımda hatanın en az olduğu bir f fonksiyonu belirlenir. Bu sebeple f fonksiyonunun bazı parametrelere bağlı ifadesinin bulunduğu kabul edilip, eldeki veriler ile bu parametreler belirlenmeye çalışılır [22].

Örneğin f fonksiyonu (5.8)'de olduğu gibi doğrusal fonksiyon olabilir.

$$y= f(x) = ax + b \quad (5.8)$$

Fonksiyonu (5.9)'da olduğu gibi ikinci dereceden bir fonksiyon da olabilir.

$$y= f(x) = ax^2 + bx + c \quad (5.9)$$

Karesel bir fonksiyon için parametreler a, b, c, m olmaktadır. y_i değerinin fonksiyonu olan $f(x_i)$ için yaklaşık değer, $f(x_i) \approx y_i$, kabul edildiği zaman yapılan hata $y_i - f(x_i)$ olmaktadır. En az hata olacak şekilde bir f fonksiyonu bulunması gerekmektedir.

En küçük kareler yönteminde istenilen fonksiyon ya da onun parametreleri (5.10)'daki formülde olacak şekilde en az olacak şekilde belirlenir.

$$\sum_{i=1}^n (y_i - f(x_i))^2 = (y_1 - f(x_1))^2 + (y_2 - f(x_2))^2 + \dots + (y_n - f(x_n))^2 \quad (5.10)$$

(5.10)'daki formül, yöntemin neden en küçük kareler yöntemi olduğunu açıklamaktadır. En küçük kareler yöntemi kullanılarak elde edilen regresyon analizi ifadesini sonucunun, karşılaştırılacak deneysel veriler ile gerekli uygunluğun gösterilmesi gerekmektedir. Ancak bu şekilde kurulacak modelin geçerliliği sağlanabilecektir [22].

5.4 Regresyon Modeli

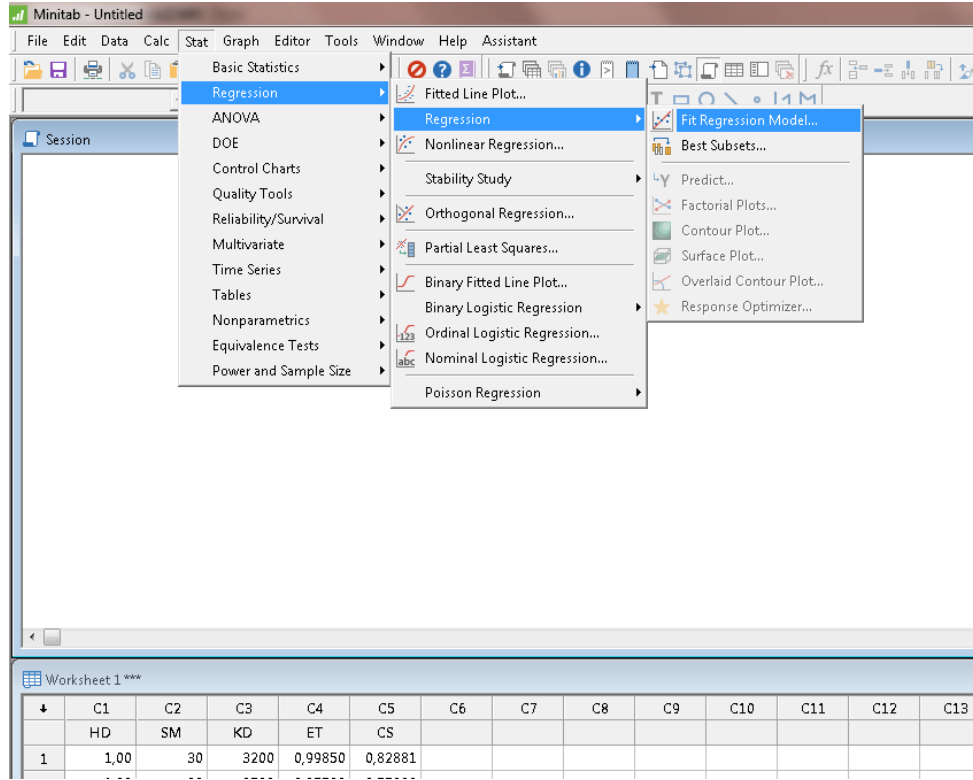
Regresyon analizi için Minitab 17' [24] programından yararlanılmıştır. Normalize edilmiş deneysel sonuçlara göre toplam enerji tüketimi ve ısı pompası çalışma süresi için ayrı ayrı formüller elde edilmiştir.

Regresyon modeli analizi için deney matrisinde bulunan 25 adet deneyin enerji tüketim ve çalışma süreleri verileri kullanılmıştır.

Analizde hava debisi, HD; soğutucu akışkan miktarı, SM; kompresör devri KD olarak, enerji tüketim değeri ET, çalışma süresi de CS olarak kısaltılmıştır.

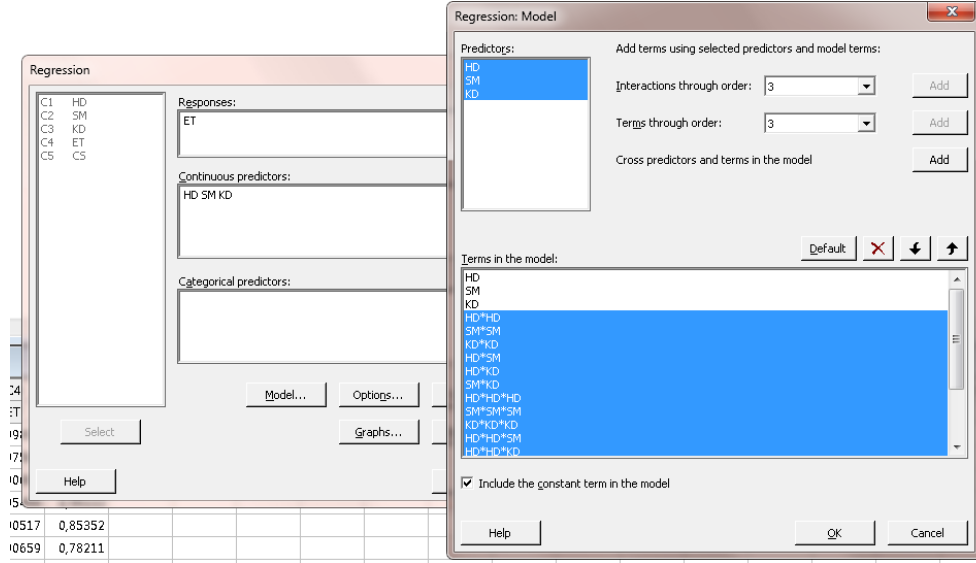
5.4.1 Enerji Tüketimi Analizi

İlk olarak enerji tüketim değerleri için regresyon modeli oluşturulacaktır. Şekil 5.1’de görülecek şekilde sırasıyla “Stat-Regression-Regression-Fit Regression Model” seçilmiştir.



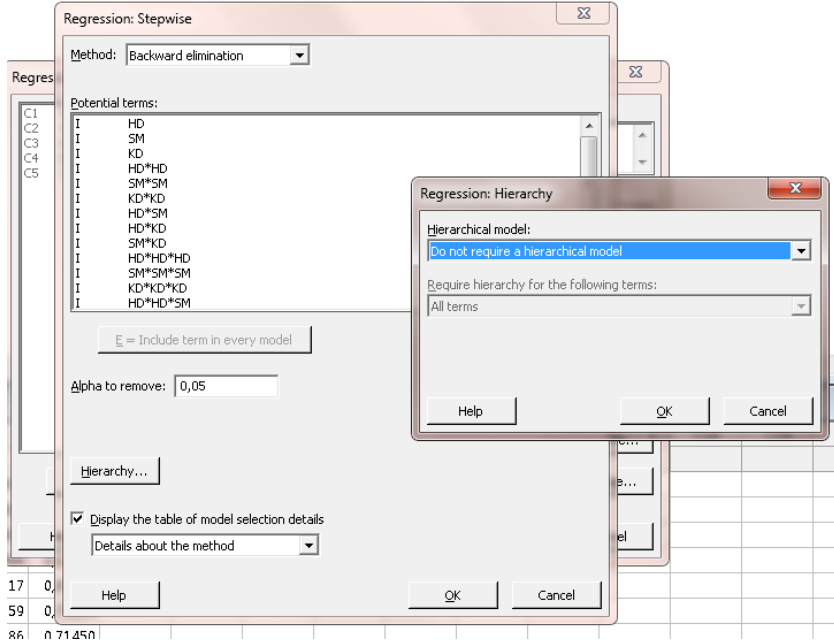
Şekil 5. 1 Deneysel çalışma için istatistiksel analiz yöntemi seçimi

Daha sonra çıkan pencereden “Model” sekmesi seçilir. Model üçlü etkileşimler ile birlikte kurgulanmıştır. Enerji tüketimi için model kurgusu Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



Şekil 5. 2 Enerji tüketimi için regresyon modelinin oluşturulması

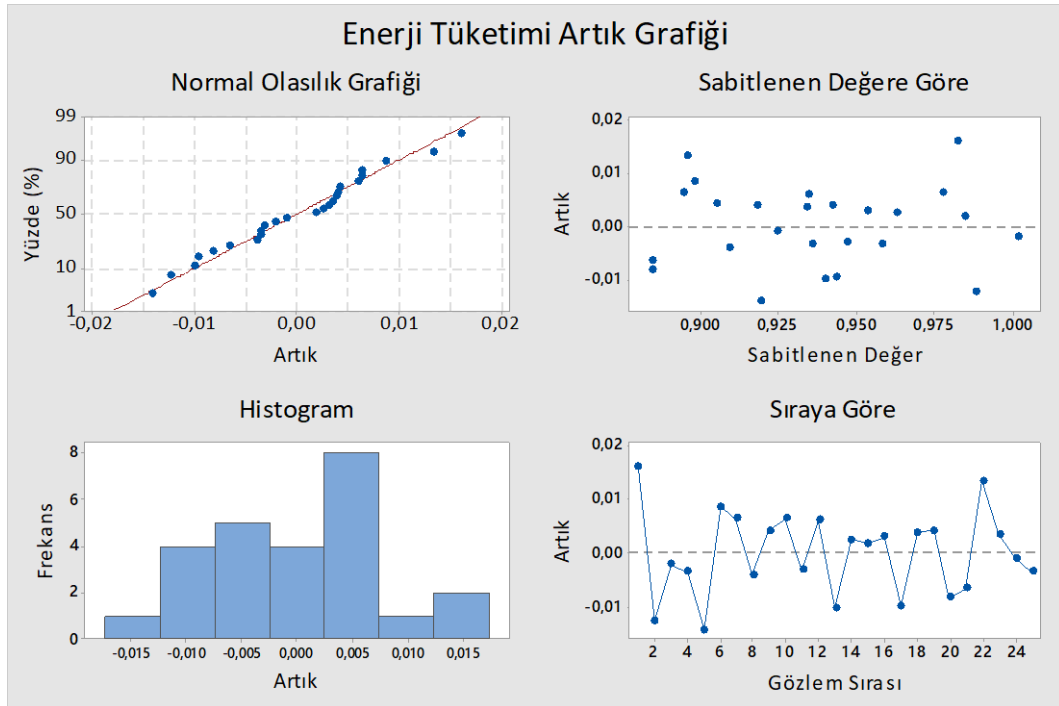
Model oluşturulduktan sonra, model üzerinde etkisiz olan parametrelerin ve bu parametrelerin etkileşimlerini çıkartmak amacıyla “Stepwise” sekmesinde birtakım işlemler yapılır. Stepwise penceresi açıldıktan sonra yöntem olarak “Backward elimination” seçilir. Sonrasında “Alpha to remove” değeri 0,05 olarak girilir. Yani %95 güven aralığında çalışacak bir model tasarlanır. Hiyerarşi de modelden kaldırılmıştır. Stepwise sekmesinde yapılan işlemler Şekil 5.3’te gösterilmiştir.



Şekil 5. 3 Enerji tüketimi için regresyon modelinin kısıtlarının düzenlenmesi

Daha sonra istatistiksel model oluşturulur. Enerji tüketimi için kurulan modelin açıklanabilirlik değeri %92,20 olarak bulunmuştur. Oluşturulan modelin açıklanabilirliği EK-B’de gösterilmiştir.

Regresyon modeli oluşturulduktan sonra modeldeki artıkların analizi yapılmıştır. P-value değerinin 0,05’ten küçük olması, modelin normal dağılmadığını ve modelin geçerli olmadığını göstermektedir. Şekil 5.4’te “Normal Olasılık Grafiği” üzerinde artıkların normal eğri üzerinde dağılımı gösterilmiştir. Bunun sonucunda da P-value değeri 0,735 olarak elde edilmiştir.

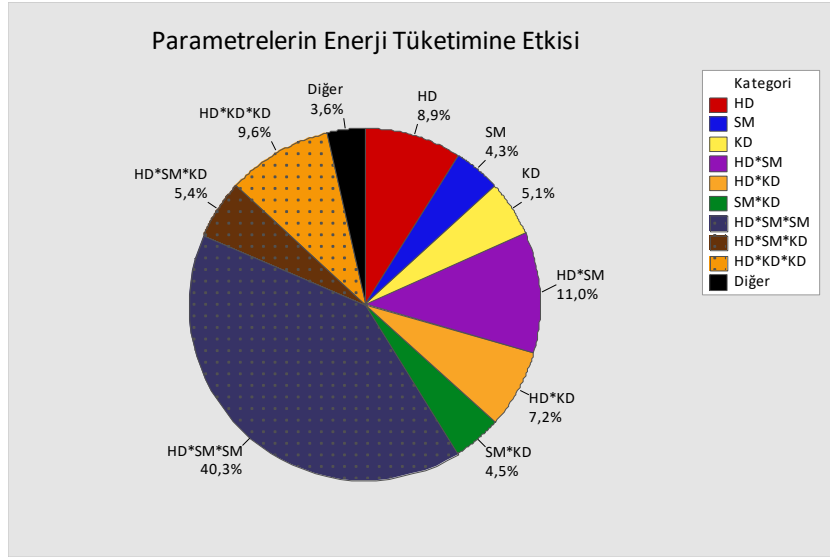


Şekil 5. 4 Enerji tüketimi için regresyon analizinde artıkların grafiği

P-value değerinin 0,05’ten yüksek olduğu belirlendikten sonra detaylıca analiz sonuçları incelenmiştir. Regresyon analizi sonucunda enerji tüketimi için (5.11)’deki denklem elde edilmiştir.

$$\begin{aligned}
 \ln(ET) = & -11,83 + 17,75 \times \ln \pi_1 + 0,3296 \times \ln \pi_2 + 3,995 \times 10^{-3} \times \ln \pi_3 - \\
 & 0,5388 \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_2 - 4,816 \times 10^{-3} \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_3 - \\
 & 1,03 \times 10^{-4} \times \ln \pi_2 \times \ln \pi_3 + 2,663 \times 10^{-3} \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_2 \times \ln \pi_2 + \\
 & 1,09 \times 10^{-4} \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_2 \times \ln \pi_3 + 9,66 \times 10^{-8} \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_3 \times \ln \pi_3
 \end{aligned} \tag{5.11}$$

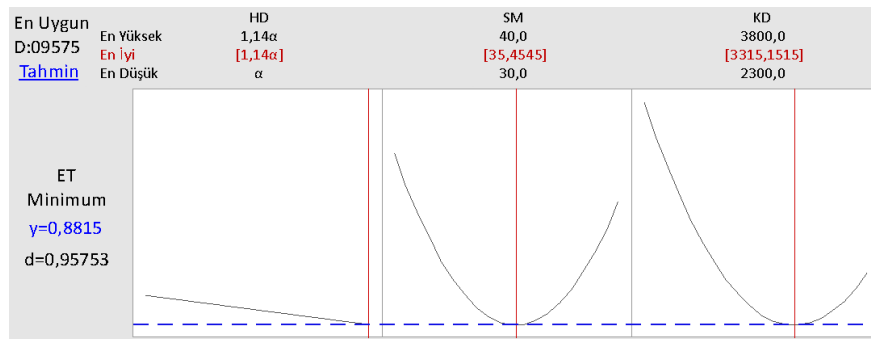
Şekil 5.5'te deneysel çalışmalarla incelenen parametrelerin enerji tüketimi üzerine etkisinin yüzdesel dağılımı gösterilmiştir. Bunun için pasta dağılımı grafiği kullanılmıştır.



Şekil 5. 5 Enerji tüketimi için regresyon analizinde parametrelerin tüm etkileşimlerinin etkisi

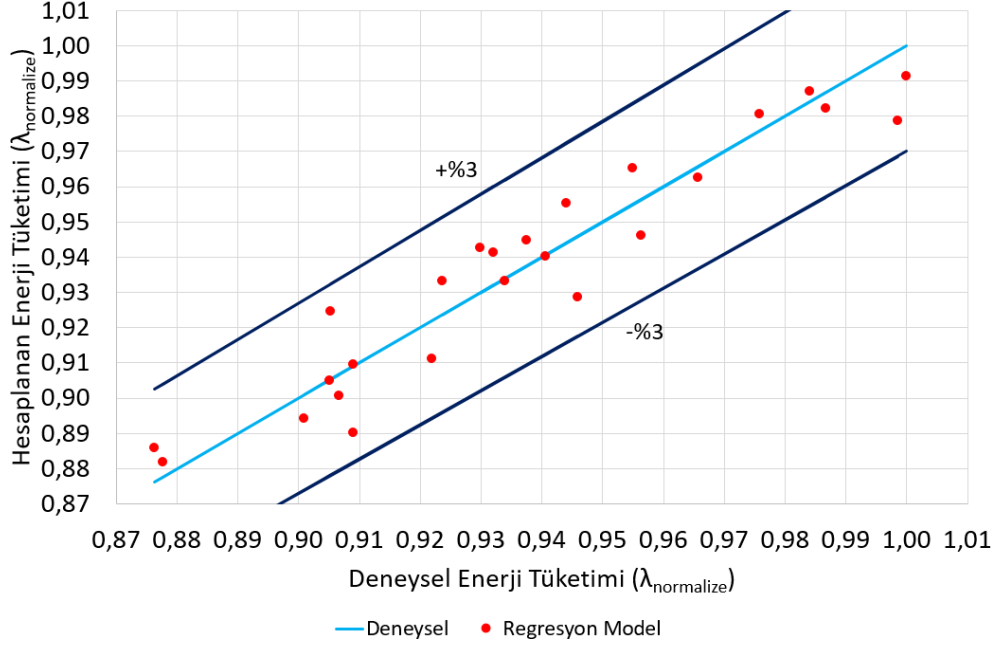
Tekli, çiftli, üçlü etkileşimlerin yer aldığı analiz çalışmasında etkili etkileşimler sırasıyla %40,3'lük pay ile hava debisinin tekli ve soğutucu akışkan miktarının çiftli etkileşiminin olduğu üçlü etkileşiminin olduğu Şekil 5.5'teki grafikte görülmektedir. Çiftli etkileşim arasında oluşturan parametreler arasında baskın olan parametre %11 etki ile hava debisi ve soğutucu akışkan miktarı ikili etkileşimidir. Tekli parametreleri kıyaslandığında ise %8,9'luk pay ile hava debisi daha baskındır.

Enerji tüketimi için yapılan regresyon analizi sonucunda, en düşük enerji tüketimi için her bir parametredeki en optimum değerler Şekil 5.6'da gösterilmiştir.



Şekil 5. 6 Enerji tüketimine göre en uygun sistem tasarımı parametrik kombinasyonu

Enerji tüketimi için yapılan regresyon analizi sonucunda çıkan model sonuçları ile deneysel çalışma sonuçları Şekil 5.7’de karşılaştırılmıştır. Enerji tüketimi için model ile deneysel sonuçlar arasındaki uyum oranı $\pm 3\%$ ’tür.



Şekil 5. 7 Isı pompalı evsel ısıtıcıda enerji tüketimi modeli ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması

5.4.2 Çalışma Süresi Analizi

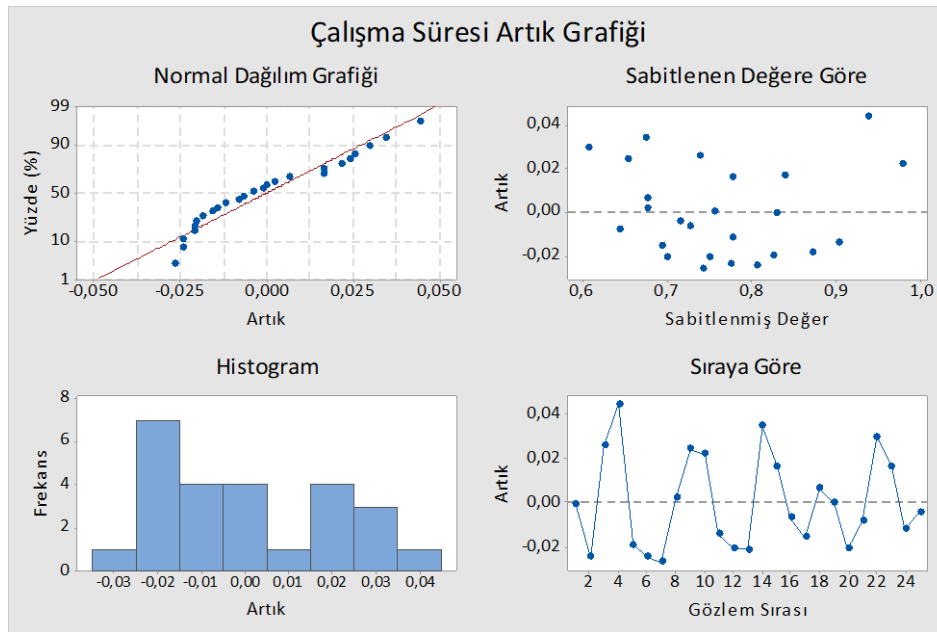
Çalışma süresi için regresyon modelinde de Şekil 5.1’deki aynı enerji tüketimi için yapılan regresyon modelinde olduğu gibi sırasıyla “Stat-Regression-Regression-Fit Regression Model” seçilmiştir.

Daha sonra çıkan pencereden “Model” sekmesi seçilir. Çalışma süresi için de model kurgusu Şekil 5.2’deki gibi üçlü etkileşimler ile yapılmıştır.

Çalışma süresi için model oluşturulduktan sonra, model üzerinde etkisiz olan parametrelerin ve bu parametrelerin etkileşimleri el ile çıkartılmak istenildiğinden “Stepwise” sekmesinde metot “None” olarak seçilir. Sonrasında modelin düzgün olabilmesi açısından KD*KD*KD üçlü etkileşimi; HD*KD*KD üçlü etkileşimi; SM*KD*KD üçlü etkileşimi modelden çıkartılmıştır.

Daha sonra istatistiksel model oluşturulur. Çalışma süresi için kurulan modelin açıklanabilirlik değeri %92,38 olarak bulunmuştur. Oluşturulan modelin açıklanabilirliği EK-C’de gösterilmiştir.

Çalışma süresi için regresyon modeli oluşturulduktan sonra modeldeki artıkların analizi yapılmıştır. P-value değerinin 0,05’ten küçük olması, modelin normal dağılmadığını ve modelin geçerli olmadığını göstermektedir. Şekil 5.8’de “Normal Olasılık Grafiği” üzerinde artıkların normal eğri üzerinde dağılımı gösterilmiştir. Bunun sonucunda da P-value değeri çalışma süresi analizi için 0,587 olarak elde edilmiştir.

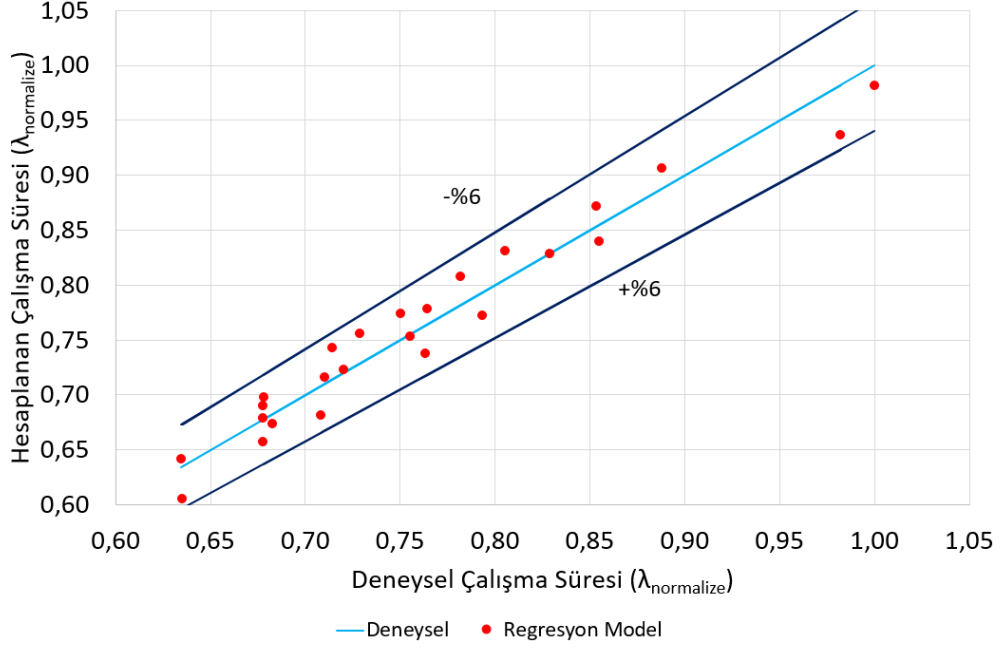


Şekil 5. 8 Çalışma süresi için regresyon analizinde artıkların grafiği

P-value değerinin 0,05’ten yüksek olduğu belirlendikten sonra detaylıca analiz sonuçları incelenmiştir. Regresyon analizi sonucunda enerji tüketimi için elde edilen denklem, (5.12)’deki gibidir.

$$\begin{aligned}
 \ln(t_{\text{calisma}}) = & 3,2 + 0,1 \times \ln \pi_1 - 0,114 \times \ln \pi_2 + 5,5 \times 10^{-4} \times \ln \pi_3 + \\
 & 2,64 \times 10^{-3} \times \ln \pi_2 \times \ln \pi_2 - 8 \times 10^{-3} \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_2 - \\
 & 5,2 \times 10^{-4} \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_3 - 2,8 \times 10^{-5} \times \ln \pi_2 \times \ln \pi_3 - \\
 & 6,8 \times 10^{-4} \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_2 \times \ln \pi_2 + 2,1 \times 10^{-5} \times \ln \pi_1 \times \ln \pi_2 \times \ln \pi_3
 \end{aligned} \tag{5.12}$$

Çalışma süresi için yapılan regresyon analizi sonucunda çıkan model sonuçları ile deneysel çalışma sonuçları Şekil 5.9'da karşılaştırılmıştır. Çalışma süresi için model ile deneysel sonuçlar arasındaki uyum oranı $\pm 6\%$ 'dır.



Şekil 5. 9 Isı pompalı evsel ısıtıcıda çalışma süresi modeli ve deneysel sonuçlarının karşılaştırılması

ANALİTİK MODEL VE DENEYSEL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

6.1 Analitik Model Kabulleri

Analitik model çalışmasında, evsel ısıtıcıda yoğuşturucudan verilen ısı ile birlikte proses suyunun 20°C'den 52°C'ye ne kadar sürede ısıtıldığı belirlenmiştir. Çıkan sonuçlar ile de deneysel çalışma sonuçları karşılaştırılmıştır. Analitik model çalışması Engineering Equation Solver [23] programı ile yapılmıştır.

Analitik model çalışması sırasında bazı durumlar kabul edilmiştir. Analitik modelde proses suyunun başlangıç sıcaklığı ile dış ortam sıcaklığı 20°C olarak belirlenmiştir. Dış ortam sıcaklığı sabit kalmaktadır.

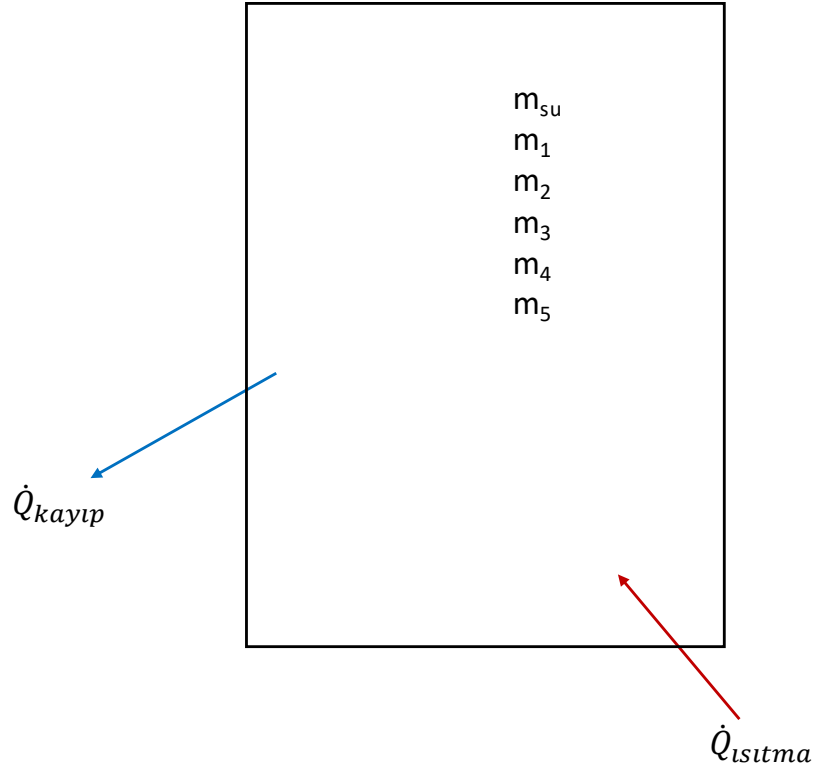
Yoğuşturucu ısını proses suyuna aktarmaktadır. Proses suyu ise evsel ısıtıcı proses tankına gönderilir. Proses tankında bulunan bazı malzemeler, proses suyu sıcaklığı ile aynı kabul edilmiştir. Çünkü bu su proses tankına doğru sürekli bir sirkülasyon halindedir.

Proses suyu (m_{su}) 4,2 kg olarak kabul edilmiştir. Proses tankında bulunan malzemelerin özellikleri ve kütleleri şu şekilde kabul edilmiştir:

- Özgül ısı değeri 1,67 kJ/kgK olan malzemenin kütlesi (m_1) 3 kg,
- Özgül ısı değeri 0,49 kJ/kgK olan malzemenin kütlesi (m_2) 15 kg,
- Özgül ısı değeri 1,07 kJ/kgK olan malzemenin kütlesi (m_3) 23 kg,
- Özgül ısı değeri 0,84 kJ/kgK olan malzemenin kütlesi (m_4) 2 kg,
- Özgül ısı değeri 2,093 kJ/kgK olan malzemenin kütlesi (m_5) 4 kg kabul edilmiştir.

6.2 Analitik Model Tasarımı

Analitik model tasarımı Şekil 6.1’de gösterilmiştir.



Şekil 6. 1 Analitik model sistem tasarımı

Termodinamik 1. yasasına göre kapalı sistemde enerji dengesinin olduğu bilinmektedir. (6.1)’de analitik model için enerji dengesi gösterilmiştir.

$$\frac{dQ_{ısıtma}}{dt} = \frac{dQ_{kayıp}}{dt} + \frac{dT_{su}}{dt} \times [(m_{su} \times c_{p_{su}}) + (m_1 \times c_{p_1}) + (m_2 \times c_{p_2}) + (m_3 \times c_{p_3}) + (m_4 \times c_{p_4}) + (m_5 \times c_{p_5})] \quad (6.1)$$

Şekil 6.1’de görüleceği üzere kapalı sistem sınırları evsel ısıtıcı proses tankı olarak alınmıştır. Kapalı sisteme giren enerji ısıtma kapasitesi enerjisidir. Çıkan enerji ise kayıp ısıdır. Proses tankı içerisinde bulunan malzemelerin iç enerjileri de değişmiştir. Tüm bunlarla birlikte (6.1)’deki denklem yazılmıştır.

(6.1)’de görüldüğü üzere zamana bağlı diferansiyel denklemlerin olduğu formül elde edilmiştir. Bu denklemin daha sadeleştirilmesi ile birlikte zamana bağlı su sıcaklığının değişimini veren denklem elde edilecektir.

Her bir parametrik noktalar için, deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen ortalama ısıtma kapasiteleri kabul edilmiştir.

Proses tankından dış ortama olan kayıp ısı (6.2)'deki denklemde gösterilmiştir.

$$\dot{Q}_{kayıp} = (UA)_{toplam} \times (T_{su} - T_{ortam}) \quad (6.2)$$

UA katsayısı, evsel ısıtıcı proses tankındaki her bir yüzey için ayrı ayrı belirlenmiştir. Su sıcaklığı zamanın bir fonksiyonu olarak değişmektedir.

(6.1)'deki formül (6.3)'teki gibi tekrardan yazılır.

$$\dot{Q}_{ısıtma} = (UA)_{toplam} \times (T_{su} - T_{ortam}) + \frac{dT_{su}}{dt} \times [(m_{su} \times c_{psu}) + (m_1 \times c_{p1}) + (m_2 \times c_{p2}) + (m_3 \times c_{p3}) + (m_4 \times c_{p4}) + (m_5 \times c_{p5})] \quad (6.3)$$

İç enerji değişimi için her bir malzeme için "m x c_p" ifadeleri genel "m_{toplam} X c_{p, toplam}" olarak ifade edilmiştir. Bu ifade ile olan denklem (6.4)'te gösterilmiştir.

$$\dot{Q}_{ısıtma} = (UA)_{toplam} \times (T_{su} - T_{ortam}) + \frac{dT_{su}}{dt} \times (m_{toplam} \times c_{p_{toplam}}) \quad (6.4)$$

ifade (6.5)'te olduğu gibi düzenlenebilir.

$$\frac{\dot{Q}_{ısıtma}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} = \frac{(UA)_{toplam}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \times (T_{su} - T_{ortam}) + \frac{dT_{su}}{dt} \quad (6.5)$$

(T_{su} – T_{ortam}) ifadesi, θ sembolü ile ifade edilebilir. Bunun zamana bağlı türevi "dθ/dt" olacaktır. Bu ifade ile "dT_{su}/dt" ifadesi aynıdır. Çünkü su sıcaklığı zamana bağlı olarak değişmektedir. Yani su sıcaklığının değişimini veren fonksiyon zamana bağlıdır. Denklemin son hali (6.6)'daki formülle ifade edilebilir.

$$\frac{\dot{Q}_{ısıtma}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} = \frac{(UA)_{toplam}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \times \theta + \frac{d\theta}{dt} \quad (6.6)$$

(6.6)'daki denklem, birinci dereceden doğrusal bir diferansiyel denklemdir. Bu diferansiyel denklem çözümü iki adımdan oluşmaktadır.

Birinci adımda homojen kısmın çözümü yapılmaktadır. Yani diferansiyel denklemde θ ile ilgili olan kısımların çözümü yapılacaktır. Homojen kısmın denklemi (6.7)'de gösterilmiştir.

$$\frac{d\theta_h}{dt} + \frac{(UA)_{toplam}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \times \theta_h = 0 \quad (6.7)$$

(6.7), (6.8)'deki gibi düzenlenebilir.

$$\frac{d\theta_h}{\theta_h} = - \frac{(UA)_{toplam}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \times dt \quad (6.8)$$

Her iki tarafın integrali alındığında denklem (6.9)'daki gibi olur.

$$\int \frac{d\theta_h}{\theta_h} = - \frac{(UA)_{toplam}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \times \int dt \quad (6.9)$$

İntegrali alındıktan sonra denklem (6.10)'daki gibi olmaktadır.

$$\ln \theta_h = - \frac{(UA)_{toplam}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \times t + C_1 \quad (6.10)$$

Bu denklemin eksponansiyel açılımlı hali (6.11)'de gösterilmiştir.

$$\theta_h = e^{\left(\frac{(UA)_{toplam} \times t}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} + C_1 \right)} \quad (6.11)$$

Homojen kısmın denklemi son hali ile (6.12)'de gösterilmiştir.

$$\theta_h = e^{C_1} \times e^{\left(\frac{(UA)_{toplam} \times t}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \right)} \quad (6.12)$$

İkinci adımda ise değişken olmayan kısmın çözümü yapılmaktadır. Yani türev olmayan kısmın çözümü yapılacaktır. Değişken olmayan, sabit kısmın denklemi (6.13)'de gösterilmiştir.

$$\frac{\dot{Q}_{Isitma}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} = \frac{(UA)_{toplam}}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \times \theta_s \quad (6.13)$$

(6.13)'teki denklem, (6.14)'teki gibi düzeltilebilir.

$$\theta_s = \frac{\dot{Q}_{Isitma}}{(UA)_{toplam}} \quad (6.14)$$

θ ifadesi, homojen taraf çözümü ve değişken olmayan, sabit kısmın çözümünün toplamıdır. θ ifadesinin denklemi (6.15)'de gösterilmiştir.

$$\theta = \left[e^{C_1} \times e^{\left(-\frac{(UA)_{toplam} \times t}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \right)} \right] + \frac{\dot{Q}_{Isitma}}{(UA)_{toplam}} \quad (6.15)$$

θ sembolü yerine $(T_{su} - T_{ortam})$ ifadesi yerine konulduğunda yukardaki denklem (6.16)'daki gibi olmaktadır.

$$T_{su} - T_{ortam} = \left[e^{C_1} \times e^{\left(-\frac{(UA)_{toplam} \times t}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \right)} \right] + \frac{\dot{Q}_{Isitma}}{(UA)_{toplam}} \quad (6.16)$$

Su sıcaklığı ve ortam sıcaklığı $t=0$ anında birbirine eşit olduğundan e^{C_1} katsayısı (6.17)'deki gibi olmaktadır.

$$e^{C_1} = -\frac{\dot{Q}_{Isitma}}{(UA)_{toplam}} \quad (6.17)$$

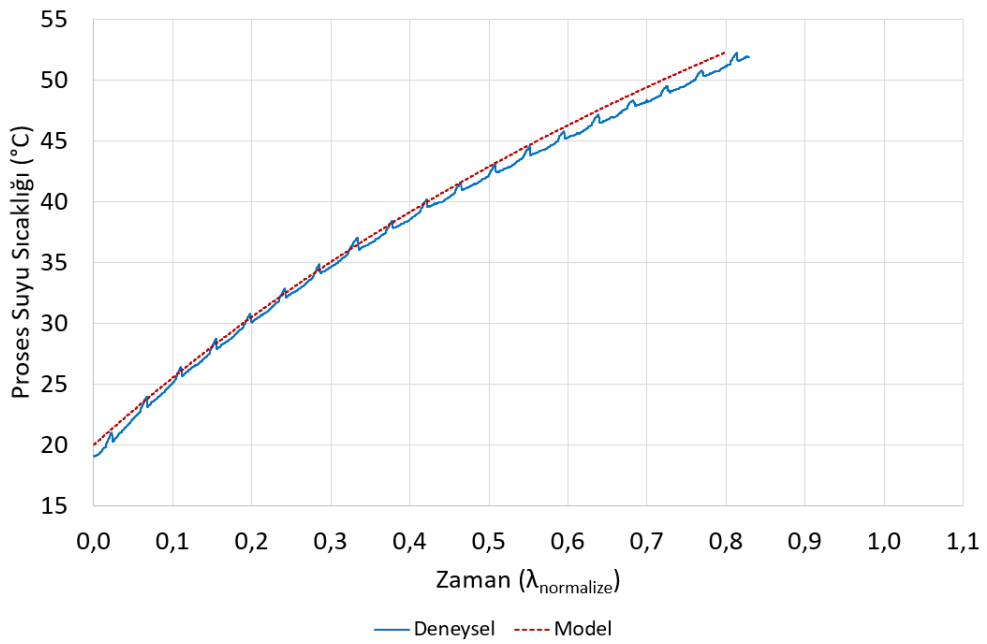
Su sıcaklığının zamana bağlı olan fonksiyonu (6.18)'deki denklem ile bulunmaktadır.

$$T_{su} - T_{ortam} = \left[-\frac{\dot{Q}_{Isitma}}{(UA)_{toplam}} \times e^{\left(-\frac{(UA)_{toplam} \times t}{(m_{toplam} \times c_{p_{toplam}})} \right)} \right] + \frac{\dot{Q}_{Isitma}}{(UA)_{toplam}} \quad (6.18)$$

6.3 Analitik Model ve Deneysel Çalışma Sonuçlarının Karşılaştırılması

Analitik model ve deneysel sonuçları farklı hava debisi, farklı soğutucu akışkan miktarları ve farklı kompresör devirlerine göre karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, proses suyu sıcaklığının zamana göre değişimi ile karşılaştırılmıştır. Çalışma süreleri (4.1)'deki formülle normalize edilmiştir.

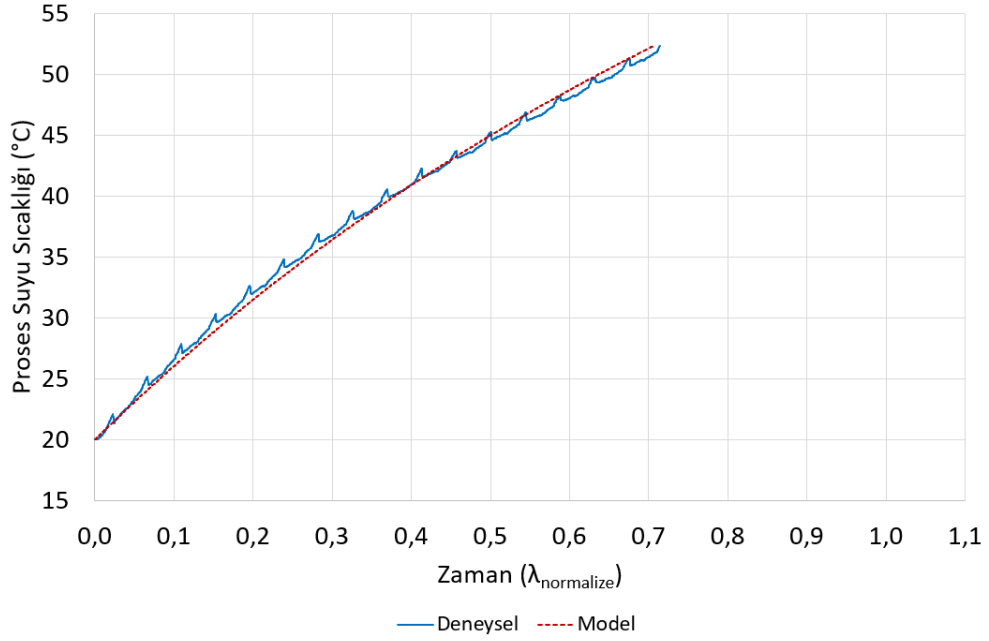
Şekil 6.2'de α hava debisinde, 30 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığı değişiminin hem analitik model hem de deneysel çalışma için zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.



Şekil 6. 2 Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda α hava debisi, 30 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 6.2'deki grafikte görüleceği üzere model ve deneysel çalışmada suyun ısınma eğrisi birbirine oldukça yakındır. Bununla birlikte suyun 52°C'ye ulaşma süreleri karşılaştırıldığında model ve deneysel çalışma arasında fark %3,6'dır.

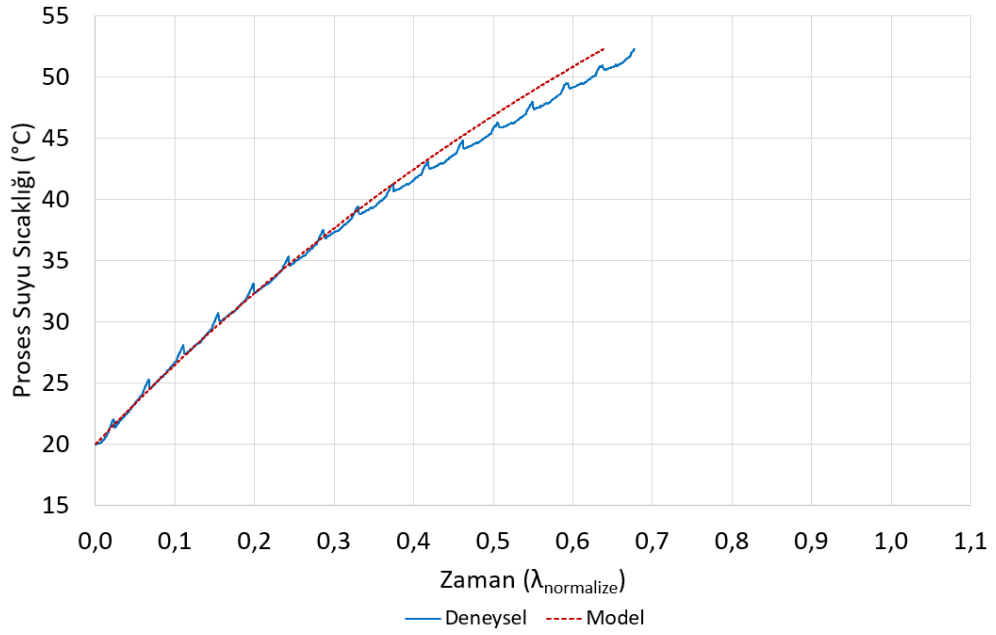
α hava debisinde aynı kompresör devrinde soğutucu akışkan miktarı 35 g olduğunda, proses suyu sıcaklığı değişiminin hem analitik model hem de deneysel çalışma için zamana bağlı değişimi Şekil 6.3'te gösterilmiştir.



Şekil 6. 3 Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda α hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi

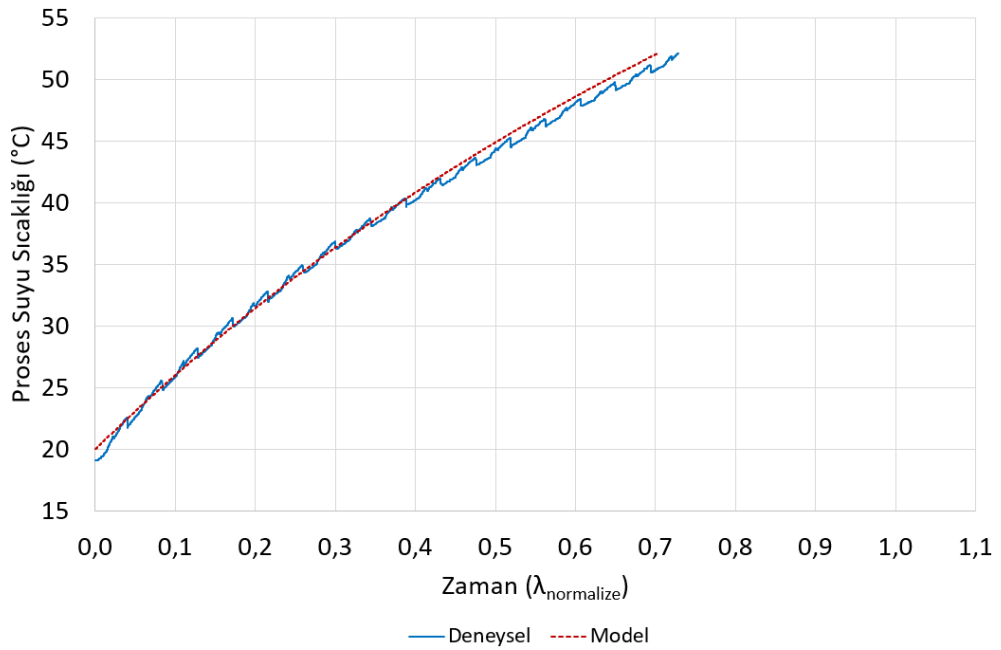
Şekil 6.3'deki grafikte görüleceği üzere 35 g soğutucu akışkan miktarı için de model ve deneysel çalışmada suyun ısınma eğrisi birbirine oldukça yakındır. Bununla birlikte suyun 52°C'ye ulaşma süreleri de birbirlerine oldukça yakındır. Model ve deneysel çalışma arasında çalışma süresi farkı %1'dir. Ayrıca 30 g soğutucu akışkan miktarına 35 g soğutucu akışkan miktarında çalışma süresi azalmıştır.

Şekil 6.4'teki grafikte ise α hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d kompresör devri için deneysel ve model çalışma sonucunda proses suyunun zamana göre değişimi gösterilmiştir. Bu grafikte de suyun ısınma eğrisi deneysel ve model çalışmada birbirine yakındır. Görüldüğü üzere kompresör devrinin artması ile çalışma süresi model çalışmada da azalmıştır. Model ve deneysel çalışma arasında çalışma süresi farkı %5,7'dir.



Şekil 6. 4 Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda α hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3500 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi

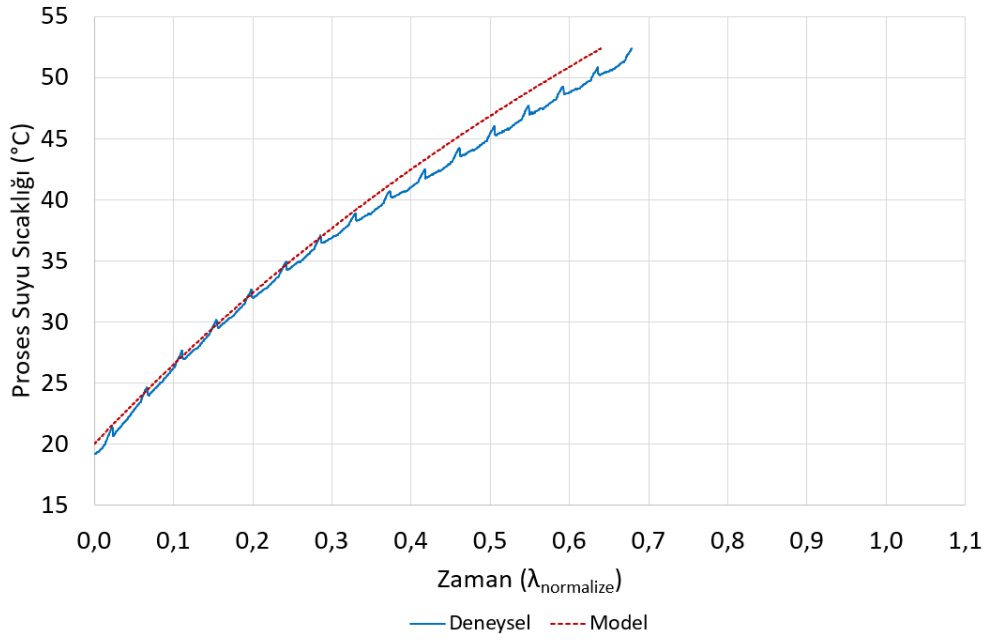
Önceki karşılaştırmalara göre bu sefer aynı hava debisinde, 40 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrinde analitik model ve deneysel çalışma için proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi Şekil 6.5'te gösterilmiştir.



Şekil 6. 5 Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda α hava debisi, 40 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 6.5'te görüldüğü üzere suyun ısınma eğrisi model ve deneysel çalışma sonucunda birbirine yakındır. Çalışma süreleri arasındaki fark %3,6'dır. Bununla birlikte 35 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrine göre çalışma süresi de azalmıştır.

Şekil 6.6'da $1,14\alpha$ hava debisinde, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığı değişiminin hem analitik model hem de deneysel çalışma için zamana bağlı değişimi gösterilmiştir.



Şekil 6. 6 Analitik model ve deneysel çalışma sonucunda $1,14\alpha$ hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişimi

Şekil 6.6'daki grafikte suyun ısınma eğrisinin deneysel çalışma ve model için birbirine yakın olduğu görülmektedir. Deneysel ve model çalışması arasında çalışma süresi farkı %5,7'dir. Bununla birlikte hava debisinin artması ile çalışma süresinin azaldığı da model çalışmasında da görüşmüştür.

Analitik model ile deneysel çalışma sonuçlarının birbirine yakın oldukları yukardaki grafiklerden görülmektedir. Ortalama toplam güç tüketim değeri de deneysel çalışmadan bilinmektedir. Analitik model sonucu çalışma süresi de bulunmaktadır. Analitik model ile birlikte enerji tüketim değeri de bulunabilir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Suyun ısıtıldığı evsel ısıtıcıda yapılan enerji optimizasyonu çalışmasında 3 farklı parametrenin enerji tüketimine ve çalışma süresine etkisi incelenmiştir. Tez çalışması kapsamında deneysel çalışmalar yapılmış, deneysel çalışma sonuçlarına göre de regresyon analizi yapılmıştır.

Tez deney düzeneğinde kullanılan ısı pompası sistemi hava kaynaklıdır. Birinci parametre buharlaştırıcıdan geçen hava debisi olup, tez çalışması kapsamında iki farklı hava debisinin enerji tüketimine ve çalışma süresine etkisi incelenmiştir.

İlk hava debisi α olarak boyutsuzlaştırılırken, ikinci hava debisi ise bu hava debisinin 1,14 katı olduğu için $1,14\alpha$ olarak boyutsuzlaştırılmıştır.

Soğutucu akışkan miktarı tez çalışmasının ikinci parametresi olup, her iki hava debisinde de 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarlarının enerji tüketimine ve çalışma süresine etkisi incelenmiştir.

Üçüncü parametre kompresör devri olup, farklı hava debilerinde üç farklı soğutucu akışkan miktarı için farklı kompresör devirlerinin enerji tüketimine ve çalışma süresine etkileri incelenmiştir.

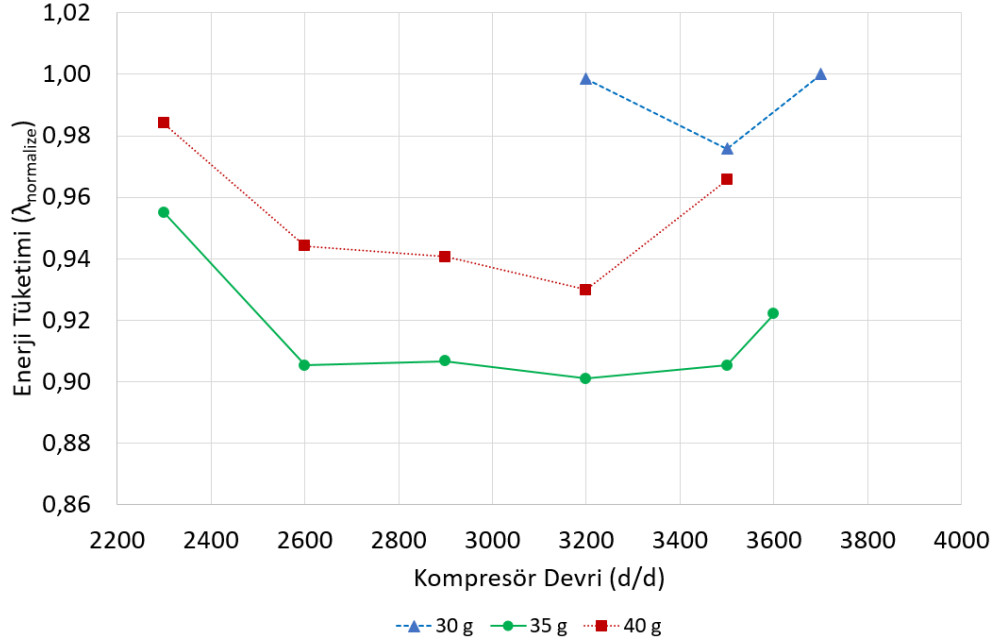
Tez çalışması kapsamında tüm parametreler ile birlikte toplam 25 farklı deneysel çalışma ortaya çıkmıştır.

Deney sonuçları istatistiksel model ve analitik model ile karşılaştırılmıştır.

7.1 Sonuçlar

Tez alışması kapsamında yapılan deneysel çalışmanın sonuçları şu şekilde özetlenebilmektedir:

- α hava debisinde yapılan deneylerde farklı soğutucu akışkan miktarlarında, kompresör devrine bağlı enerji tüketim değerlerinin değişimi şekil 7.1'de gösterilmiştir.

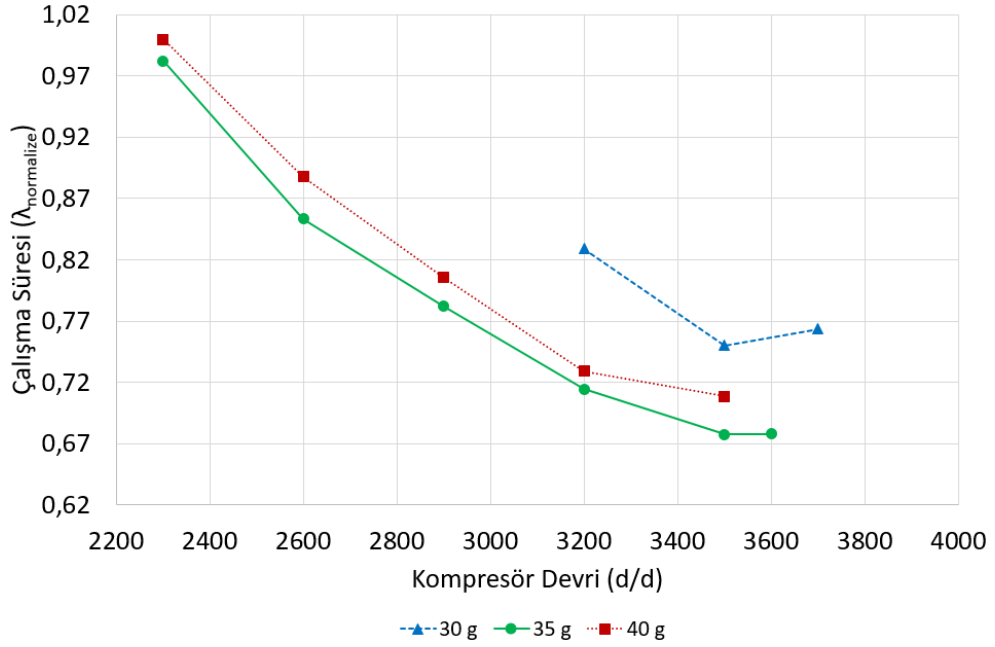


şekil 7. 1 α hava debisi için farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi

- α hava debisinde yapılan deneylerde 35 g soğutucu akışkan miktarında enerji tüketim değerinin diğer soğutucu akışkan miktarında yapılan deneylere göre daha az olduğu görülmüştür. 35 g soğutucu akışkan miktarının α hava debisi için optimum soğutucu akışkan miktarı olduğu belirlenmiştir.
- α hava debisinde yapılan deneylerde, 30 g soğutucu akışkan miktarı için en düşük enerji tüketim 3500 d/d kompresör devrinde, 35 g soğutucu akışkan miktarı için en düşük enerji tüketim 3200 d/d kompresör devrinde, 40 g soğutucu akışkan miktarı için 3200 d/d kompresör devrinde görülmüştür.
- α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrindeki enerji tüketim değeri, 30 g soğutucu akışkan miktarında 3500 d/d kompresör devrindeki enerji tüketim değerine göre %7,7 daha azdır. Bununla birlikte, 35 g

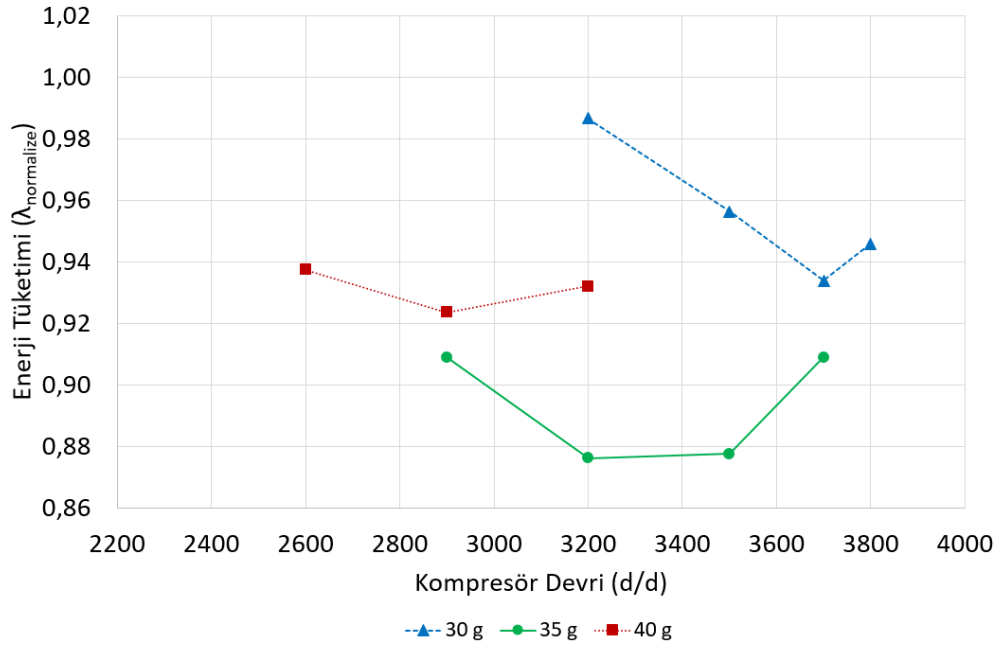
soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrindeki enerji tüketim değeri, 40 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrindeki enerji tüketim değerine göre %3,1 daha azdır.

- α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 2600 d/d ile 3500 d/d kompresör devirleri arasındaki tüm kompresör devirlerinde yapılan deneylerde enerji tüketim değerleri arasındaki fark %1'den daha azdır.
- Sonuç olarak, α hava debisinde optimum çalışma aralığı, 35 g soğutucu akışkan miktarında 2600 d/d ile 3500 d/d kompresör devirleri arasındaki tüm noktalardır
- α hava debisinde yapılan deneylerde kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi Şekil 7.2'de gösterilmiştir.



Şekil 7. 2 α hava debisi için farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi

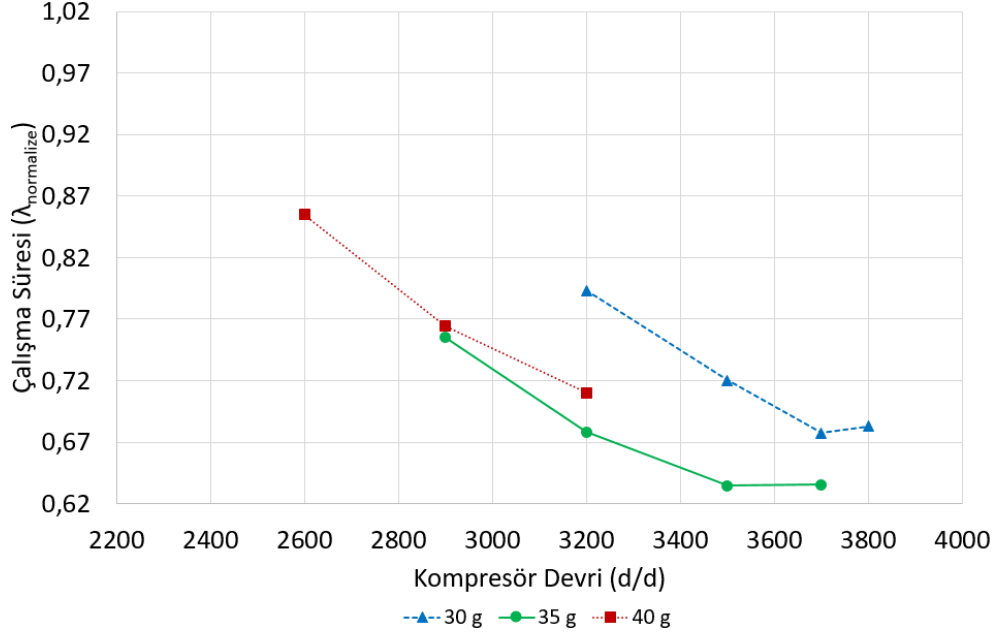
- 1,14 α hava debisine yapılan deneylerde kompresör devrine bağlı enerji tüketim değerleri Şekil 7.3'te gösterilmiştir.



Şekil 7. 3 1,14α hava debisi için farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi

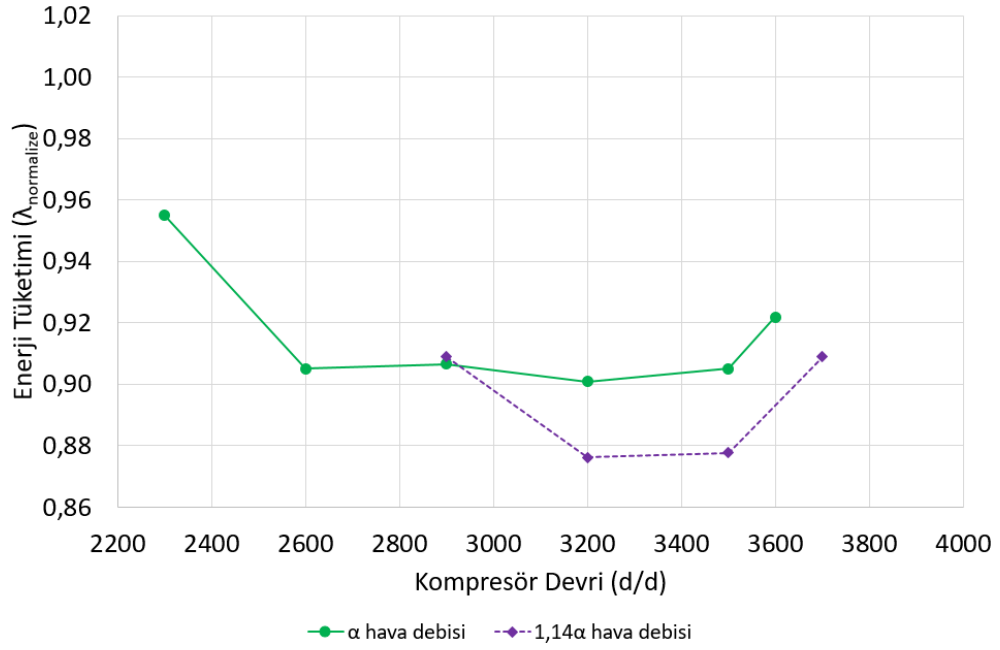
- 1,14α hava debisinde yapılan deneylerde de 35 g soğutucu akışkan miktarında enerji tüketim değerinin diğer soğutucu akışkan miktarında yapılan deneylere göre daha az olduğu görülmüştür. 35 g soğutucu akışkan miktarının 1,14α hava debisi için de optimum soğutucu akışkan miktarı olduğu belirlenmiştir.
- 1,14α hava debisinde yapılan deneylerde, 30 g soğutucu akışkan miktarı için en düşük enerji tüketimi 3700 d/d kompresör devrinde, 35 g soğutucu akışkan miktarı için en düşük enerji tüketimi 3200 d/d kompresör devrinde, 40 g soğutucu akışkan miktarı için 2900 d/d kompresör devrinde görülmüştür.
- 1,14α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d kompresör devrindeki enerji tüketim değeri, 30 g soğutucu akışkan miktarında 3700 d/d kompresör devrindeki enerji tüketim değerine göre %6,2 daha az iken, 40 g soğutucu akışkan miktarında 2900 d/d kompresör devrindeki enerji tüketim değerine göre %5,1 daha azdır.
- 1,14α hava debisinde 35 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d ile 3500 d/d kompresör devirleri arasındaki tüm kompresör devirlerinde yapılan deneylerde enerji tüketim değerleri arasındaki fark %0,2'dir.

- Sonuç olarak, 1,14 α hava debisinde optimum çalışma aralığı, 35 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d ile 3500 d/d kompresör devirleri arasındaki tüm noktalardır.
- 1,14 α hava debisinde yapılan deneylerde kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi Şekil 7.4'te gösterilmiştir.



Şekil 7. 4 1,14 α hava debisi için farklı soğutucu akışkan miktarlarında kompresör devrine bağlı çalışma süresinin değişimi

- 1,14 α hava debisinde yapılan deneylerde de 35 g soğutucu akışkan miktarında, ısı pompası çalışma süresinin diğer soğutucu akışkan miktarında yapılan deneylere göre daha az olduğu görülmüştür.
- Şekil 7.5'te optimum soğutucu akışkan miktarı olan 35 g'da α ve 1,14 α hava debilerinde, kompresör devrine bağlı enerji tüketimlerinin değişimleri gösterilmiştir. İki hava debisi için de optimum noktalar olan 3200 d/d ve 3500 d/d kompresör devirlerinde karşılaştırmalar yapılmıştır.



Şekil 7. 5 Optimum soğutucu akışkan miktarı olan 35 g soğutucu akışkan miktarında α ve $1,14\alpha$ hava debilerinde, kompresör devrine bağlı enerji tüketiminin değişimi

- 3200 d/d kompresör devri için karşılaştırma yapıldığında hava debisinin artması sonucu enerji tüketimi %2,7 azalırken, 3500 d/d kompresör devri için karşılaştırma yapıldığında hava debisinin artması sonucu enerji tüketimi %3,0 azalmıştır.
- 3200 d/d kompresör devri için karşılaştırma yapıldığında hava debisinin artması sonucu çalışma süresi %5,1 azalırken, 3500 d/d kompresör devri için karşılaştırma yapıldığında hava debisinin artması sonucu enerji tüketimi %6,3 azalmıştır.
- Deneysel optimizasyon çalışmaları sonucunda $1,14\alpha$ hava debisinde, 35 g soğutucu akışkan miktarında 3200 d/d ve 3500 d/d kompresör devirlerindeki enerji tüketimi en optimum bölgededir.
- Deneysel çalışma sonuçlarına bağlı olarak istatistiksel değerlendirme yapılmıştır. Enerji tüketim değerleri ve çalışma süreleri, deneysel çalışma sonuçlarına bağlı olarak modellenmiştir.
- Deneysel çalışmalar ile regresyon modeli arasında $\pm\%3$ farklılıkla bir uyum görülmektedir.
- Deneysel çalışmalar ile regresyon modeli arasında $\pm\%6$ farklılıkla bir uyum görülmektedir.

Deneysel çalışma sonuçları, analitik model çalışması ile karşılaştırılmıştır. Zamana bağlı proses suyu sıcaklığının değişimi modellenmiştir. Proses suyu sıcaklığı 20°C'den 52°C'ye çıktığı kabul edilerek modelleme çalışması yapılmıştır. Başlangıç anında su sıcaklığı ile dış ortam sıcaklığının aynı olması kabul edildiğinden dış ortam sıcaklığı 20°C kabul edilmiştir.

- α hava debisi, 30 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişiminin analitik model ile deneysel çalışma sonuçlarının arasında çalışma süresi farkı %3,6'dır.
- α hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişiminin analitik model ile deneysel çalışma sonuçlarının arasında çalışma süresi farkı %1'dir. Bununla birlikte soğutucu akışkan miktarının artması ile çalışma süresinin azaldığı da model çalışması sonucunda görülmüştür.
- α hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3500 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişiminin analitik model ile deneysel çalışma sonuçlarının arasında çalışma süresi farkı %5,7'dir.
- α hava debisi, 40 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişiminin analitik model ile deneysel çalışma sonuçlarının arasında çalışma süresi farkı %3,6'dır. 35 g soğutucu akışkan miktarına göre çalışma süresinin azaldığı model çalışması sonucunda görülmüştür.
- $1,14\alpha$ hava debisi, 35 g soğutucu akışkan miktarında, 3200 d/d kompresör devrinde proses suyu sıcaklığının zamana bağlı değişiminin analitik model ile deneysel çalışma sonuçlarının arasında çalışma süresi farkı %5,7'dir. Aynı soğutucu akışkan miktarı ve kompresör devrinde hava debisinin artması ile çalışma süresinin azaldığı da görülmüştür.

Analitik model ile deneysel çalışma sonuçlarının birbirine yakın oldukları yukardaki grafiklerden görülmektedir. Ortalama toplam güç tüketim değeri de deneysel çalışmadan bilinmektedir. Analitik model sonucu çalışma süresi de bulunmaktadır. Ortalama toplam güç değeri bilindiğinden analitik model ile birlikte enerji tüketim değeri de bulunabilir.

7.2 Öneriler

Tez çalışması kapsamında buharlaştırıcıdan geçen α ve $1,14\alpha$ hava debileri, rüzgar tüneline ölçülmüştür. Bu ölçümlerde buharlaştırıcı boruları ve kanatları üzerinde herhangi bir karlanma ya da su bulunmamaktadır.

Ortam havasının içerisinde bulunan su buharı, soğuk buharlaştırıcı yüzeylerine temas ettiğinde nemini bırakarak yoğuşur. Eğer soğutucu akışkan buharlaşma sıcaklığı 0°C 'nin altında ise ortam havasından yoğuşan su buz haline dönüşür. Bu durumda buharlaştırıcı kanatları ve boruları üzerinde karlanmalar meydana gelmektedir. Bu durumda buharlaştırıcıdan geçirilen hava debisi azalmaktadır.

Yapılan hesaplamalarda hava debileri α ve $1,14\alpha$ olarak sabit kabul edilmiştir. Gerçek çalışma durumunda ise buharlaşma sıcaklığı belirli bir zamana kadar 0°C 'nin altındadır. Bu ana kadar buharlaştırıcı yüzeylerinde karlanma oluşacağından gerçek hava debisi miktarı zamanla değişmektedir.

Kapasite hesaplamalarında gerçek hava debisi ile hesaplama yapılabilir. Bunun için rüzgar tüneline evsel ısıtıcı çalıştığı zaman debi ölçümü yapılabilir. Böylece hava debisinin zamanla nasıl değiştiği belirlenebilir.

Tez çalışması kapsamında 30 g, 35 g ve 40 g soğutucu akışkan miktarı için deneysel çalışmalar yapılmıştır. Her iki hava debisi için de 35 g soğutucu akışkan miktarında enerji tüketim değeri diğer soğutucu akışkan miktarındaki enerji tüketim değerlerine göre en azdır.

33 g ve 37 g soğutucu akışkan miktarları için de ayrıca bir çalışma yapılabilir. α hava debisi için optimum soğutucu akışkan miktarı 35 g iken, $1,14\alpha$ hava debisi için optimum soğutucu akışkan miktarı 37 g olabilir.

Kompresör devrini arttırmak ısıtma kapasitesini arttırırken, kompresör gücünü de arttırmaktadır. Artan kompresör gücü daha fazla enerji tüketimine sebep olabilir. Daha düşük kompresör devirlerinde düşük enerji tüketimi değerleri için kılcal boru boyutları ile ilgili bir çalışma da yapılabilir.

Kılcal boru boyu ya da kılcal boru iç çapı değiştirilerek ısı çekme kapasitesini arttırmaya yönelik bir çalışma ile enerji tüketim değeri azaltılabilir.

Buharlaştırıcı boyutları, ısı çekme kapasitesi için çok önemlidir. Buharlaştırıcıda bulunan kanat sayısı ile ilgili bir çalışma yapılarak ısı çekme kapasitesi arttırılabilir. Bununla birlikte buharlaştırıcı borularının çapları ya da boru pürüzlüğü de ısı çekme kapasitesini etkileyebilir. Buharlaştırıcının ısı çekme kapasitesinin artması ile birlikte enerji tüketimi de azaltılabilecektir.

Yoğuşturucu boyutları, ısıtma kapasitesi için çok önemlidir. Yoğuşturucunun daha büyük olması, ısının daha hızlı bir şekilde suya aktarılmasını sağlayacaktır. Daha hızlı ısıtılan su ile birlikte enerji tüketimi de azaltılabilecektir.

KAYNAKLAR

- [1] Dökmeci, S., (2016). Isı Pompalı Ev Gerecinde Kurutmanın İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [2] Kim, D. H., Park, H. S. ve Kim, M. S., (2014). "The effect of the refrigerant charge amount on single and cascade cycle heat pump systems", International Journal of Refrigeration, 40: 254-268.
- [3] Zhang, J., Wang, R. Z. ve Wu, J. Y., (2007). "System optimization and experimental research on air source heat pump water heater", Applied Thermal Engineering, 27: 1029-1035.
- [4] Bengtsson, P., Berghel, J. ve Renström, R., (2014). "Performance Study of a Closed-Type Heat Pump Tumble Dryer Using a Simulation Model and an Experimental Set-Up", Drying Technology, 32: 891-901.
- [5] Hermes, J. L. C. ve Melo, C., (2009). "Assessment of the energy performance of household refrigerators via dynamic simulation", Applied Thermal Engineering, 29: 1153-1165.
- [6] Poyraz, O., (2011). Soğutucuların Dondurucu Bölmesinde Çalışma Oranına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [7] Gonçaves, J.M. ve Melo, C., (2004). "Experimental and Numerical Steady State Analysis of a Top Mount Refrigerator", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, 12-15 Temmuz 2004, Purdue
- [8] Bengtsson, P., Berghel, J. ve Renström, R., (2015). "A household dishwasher heated by a heat pump system using an energy storage unit with water as the heat source", International Journal of Refrigeration, 49: 19-27.
- [9] Bengtsson, P. ve Eikevik T., (2016). "Reducing the global warming impact of a household heat pump dishwasher using hydrocarbon refrigerants", Applied Thermal Engineering, 99: 1295-1302.
- [10] Bengtsson, P. ve Berghel, J. (2016). "Study of using a capillary tube in a heat pump dishwasher with transient heating", International Journal of Refrigeration, 67: 1-9.

- [11] De Paepe, M., Theuns, E., Lenaers, S. ve Van Loon, J. (2003). "Heat recovery system for dishwashers", Applied Thermal Engineering, 23: 743-756.
- [12] Persson, T., (2007). "Dishwasher and washing machine heated by a hot water circulation loop", Applied Thermal Engineering, 27: 120-128.
- [13] Kerpicci, H. Poyraz, O., Aynur, T. N. ve Teke , I. (2012). "Investigation Of The System Parameters Affecting The Runtime Of a Freezer Compartment", Proceedings of the ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, 9-15 Kasım 2012, Houston.
- [14] Gönen, E., (2012). Isı Pompası Destekli Plc Kontrollü Bir Kurutucuda Defne Yaprağı Kurutulması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [15] Yamankaradeniz, B., (2011). Isı Pompası Kullanılarak Kurutma İşlemlerinde Enerji Tasarrufunun İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kütahya.
- [16] Çengel, Y.A. ve Boles, M.A. (2008). Termodinamik: Mühendislik Yaklaşımıyla, Beşinci Baskı, İzmir Güven Kitabevi, İzmir.
- [17] Sır, G., (2012). Nem Alma Prosesinde Buharlaştırıcı Yapısının Yoğuşma Verimine Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [18] Yeşilata, B. Harran Üniversitesi Ders Notları 10. Bölüm Soğutma Çevrimi, http://eng.harran.edu.tr/moodle/moodledata/17/yesilata/Ders_Notlari/Thermo2_ch10_pg164-169.pdf, 26 Mart 2018.
- [19] Frigo Block, Soğutma ve Soğutucu Akışkanlar, <http://www.frigoblock.com.tr/sogutma-ve-sogutucu-akiskanlar.php>, 26 Mart 2018.
- [20] Keysight Technologies, BenchLink Data Logger Pro Software Quick Start Tutorial, <https://literature.cdn.keysight.com/litweb/pdf/34830-90005.pdf?id=1821296>, 15 Eylül 2017.
- [21] Kline, S.J. ve McClintock, F. A., (1953). "Describing Uncertainties in Single-Sample Experiments", Mechanical Engineering, 75: 3-8.
- [22] Karagöz, S., (2009). Farklı Kanal Geometrisine Sahip Isı Değiştiricilerinde Isıl Performansın İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [23] F-Chart Software, Engineering Equation Solver (EES), <http://www.fchart.com/ees/>, 15 Mart 2018.
- [24] Minitab 17, Getting Started with Minitab 17, https://www.minitab.com/uploadedFiles/Documents/getting-started/Minitab17_GettingStarted-en.pdf, 8 Mayıs 2018.

**EES PROGRAMINDA ISI ÇEKME KAPASİTESİ BELİRSİZLİK ANALİZİ İÇİN
KULLANILAN FORMÜLLER**

$$Q_{\text{dot}}=v_{\text{dot}}*\rho*(h_{\text{g}}-h_{\text{c}})$$

$$T_{\text{g}}=30,15$$

$$T_{\text{c}}=6,94$$

$$rh_{\text{g}}=0,55$$

$$rh_{\text{c}}=0,99$$

$$P1=101,325$$

$$h_{\text{g}}=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_{\text{g}};r=rh_{\text{g}};P=P1)$$

$$h_{\text{c}}=\text{Enthalpy}(\text{AirH2O};T=T_{\text{c}};r=rh_{\text{c}};P=P1)$$

$$T_{\text{ort}}=(T_{\text{g}}+T_{\text{c}})/2$$

$$rh_{\text{ort}}=(rh_{\text{g}}+rh_{\text{c}})/2$$

$$\rho=\text{Density}(\text{AirH2O};T=T_{\text{ort}};r=rh_{\text{ort}};P=P1)$$

$$v_{\text{dot}}=\alpha$$

ENERJİ TÜKETİMİ REGRESYON ANALİZİ

Regression Analysis: ET versus HD; SM; KD

The following terms cannot be estimated and were removed:

HD*HD; HD*HD*HD; SM*SM*SM; HD*HD*SM; HD*HD*KD

Backward Elimination of Terms

α to remove = 0,05

Analysis of Variance

Source	DF	Adj_SS	Adj_MS	F-Value	P-Value
Regression	9	0,027704	0,003078	32,53	0,000
HD	1	0,003568	0,003568	37,71	0,000
SM	1	0,001725	0,001725	18,23	0,001
KD	1	0,002045	0,002045	21,61	0,000
HD*SM	1	0,004402	0,004402	46,52	0,000
HD*KD	1	0,002885	0,002885	30,49	0,000
SM*KD	1	0,001803	0,001803	19,05	0,001

HD*SM*SM	1	0,016095	0,016095	170,08	0,000
HD*SM*KD	1	0,002139	0,002139	22,60	0,000
HD*KD*KD	1	0,003845	0,003845	40,63	0,000
Error	15	0,001419	0,000095		
Total	24	0,029124			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,0097279	95,13%	92,20%	86,73%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	-11,83	2,86	-4,14	0,001	
HD	17,75	2,89	6,14	0,000	10660,30
SM	0,3296	0,0772	4,27	0,001	23544,58
KD	0,003995	0,000859	4,65	0,000	37101,61
HD*SM	-0,5388	0,0790	-6,82	0,000	32987,56
HD*KD	-0,004816	0,000872	-5,52	0,000	62342,30
SM*KD	-0,000103	0,000024	-4,36	0,001	28148,89
HD*SM*SM	0,002663	0,000204	13,04	0,000	927,47
HD*SM*KD	0,000109	0,000023	4,75	0,000	40860,47
HD*KD*KD	0,000000	0,000000	6,37	0,000	612,73

Regression Equation

$$\begin{aligned}
 ET = & -11,83 + 17,75 \text{ HD} + 0,3296 \text{ SM} + 0,003995 \text{ KD} - 0,5388 \text{ HD*SM} - 0,004816 \text{ HD*KD} \\
 & - 0,000103 \text{ SM*KD} + 0,002663 \text{ HD*SM*SM} + 0,000109 \text{ HD*SM*KD} \\
 & + 0,000000 \text{ HD*KD*KD}
 \end{aligned}$$

Fits and Diagnostics for Unusual Observations

Std

Obs	ET	Fit	Resid	Resid
1	0,99850	0,98247	0,01603	2,21 R

R Large residual

Residual Plots for ET

ÇALIŞMA SÜRESİ REGRESYON ANALİZİ

Regression Analysis: CS versus HD; SM; KD

The following terms cannot be estimated and were removed:

HD*HD; HD*HD*HD; SM*SM*SM; HD*HD*SM; HD*HD*KD

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regression	9	0,212781	0,023642	33,35	0,000
HD	1	0,000000	0,000000	0,00	0,995
SM	1	0,000015	0,000015	0,02	0,886
KD	1	0,000027	0,000027	0,04	0,847
SM*SM	1	0,000066	0,000066	0,09	0,764
HD*SM	1	0,000000	0,000000	0,00	0,991
HD*KD	1	0,000028	0,000028	0,04	0,846
SM*KD	1	0,000092	0,000092	0,13	0,723
HD*SM*SM	1	0,000005	0,000005	0,01	0,934
HD*SM*KD	1	0,000058	0,000058	0,08	0,779
Error	15	0,010634	0,000709		
Total	24	0,223415			

Model Summary

S R-sq R-sq(adj) R-sq(pred)
0,0266260 95,24% 92,38% 83,76%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	3,2	17,6	0,18	0,857	
HD	0,1	16,7	0,01	0,995	47221,06
SM	-0,114	0,785	-0,15	0,886	325043,28
KD	0,00055	0,00280	0,20	0,847	52669,11
SM*SM	0,00264	0,00863	0,31	0,764	193512,32
HD*SM	-0,008	0,743	-0,01	0,991	390002,09
HD*KD	-0,00052	0,00266	-0,20	0,846	77579,74
SM*KD	-0,000028	0,000078	-0,36	0,723	41711,93
HD*SM*SM	-0,00068	0,00815	-0,08	0,934	197242,70
HD*SM*KD	0,000021	0,000075	0,29	0,779	58478,97

Regression Equation

$CS = 3,2 + 0,1 HD - 0,114 SM + 0,00055 KD + 0,00264 SM*SM - 0,008 HD*SM - 0,00052 HD*KD - 0,000028 SM*KD - 0,00068 HD*SM*SM + 0,000021 HD*SM*KD$

Fits and Diagnostics for Unusual Observations

Std

Obs	CS	Fit	Resid
4	0,9822	0,9380	0,0442 2,26 R

R Large residual

Residual Plots for CS

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Emre SAĞLICAN
Doğum Tarihi ve Yeri : 11.04.1992, Merzifon
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : esaglican@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Isı-Proses / Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2016
Lise	Fen Bilimleri	Amasya Macit Zeren Fen Lisesi	2010

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
11.2018 – Devam ediyor	Arçelik A.Ş. ÇMİ Ar-Ge	Ar-Ge Mühendisi
11.2016 – 11.2018	Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi	Ar-Ge Proje Mühendisi
03.2016 – 05.2016	Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi	Lisans Bitirme Tezi Öğrencisi
01.2016 – 02.2016	Gür Kalıp Mak. San. Tic. Ltd. Şti	Stajyer
07.2015 – 08.2015	Gür Kalıp Mak. San. Tic. Ltd. Şti	Stajyer
06.2014 – 07.2014	Silverline Endüstri ve Ticaret A.Ş.	Stajyer

YAYINLARI

Bildiri

1. Sağlıcan, E. ve Ağra, ., (2018). "Energy Consumption Optimization for Heat Pump Domestic Heater", International Conference on Engineering Technologies (ICENTE'18), 26-28 Ekim 2018, Konya.