



T.C.  
OSMANIYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Sena YILMAZ**

**SU SOĞUTMALI ENDÜSTRİYEL SOĞUTMA GRUBU YILLIK  
PERFORMANSININ YAŞ TERMOMETRE SICAKLIĞI VE  
BUNA KARŞILIK GELEN ORTALAMA KURU  
TERMOMETRE SICAKLIĞINA GÖRE İNCELENMESİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**OSMANIYE – 2018**

**T.C.  
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**SU SOĞUTMALI ENDÜSTRİYEL SOĞUTMA GRUBU  
YILLIK PERFORMANSININ YAŞ TERMOMETRE  
SICAKLIĞI VE BUNA KARŞILIK GELEN ORTALAMA  
KURU TERMOMETRE SICAKLIĞINA GÖRE  
İNCELENMESİ**

**Sena YILMAZ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ  
ANABİLİM DALI**

**OSMANİYE  
EYLÜL – 2018**

## TEZ ONAYI

SU SOĞUTMALI ENDÜSTRİYEL SOĞUTMA GRUBU YILLIK  
PERFORMANSININ YAŞ TERMOMETRE SICAKLIĞI VE BUNA KARŞILIK  
GELEN ORTALAMA KURU TERMOMETRE SICAKLIĞINA GÖRE  
İNCELENMESİ

Sena YILMAZ tarafından Doç. Dr. Önder KAŞKA danışmanlığında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği** Anabilim Dalı'nda hazırlanan bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile **Yüksek Lisans Tezi** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:**Doç. Dr. Önder KAŞKA .....  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

**Üye:**Dr. Öğretim Üyesi Nehir TOKGÖZ .....  
Enerji Sistemleri Mühendisliği Anabilim Dalı, OKÜ

**Üye:**Dr. Öğretim Üyesi İbrahim Halil YILMAZ .....  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı, BTÜ. Müh. Fak.

Yukarıdaki jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ...../...../..... tarih ve ..... /..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Doç. Dr. Coşkun ÖZALP .....  
Enstitü Müdürü, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

Bu Çalışma O.K.Ü. Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi Tarafından Desteklenmiştir.

Proje No: OKÜBAP-2017-PT3-018

*Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.*

## TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Sena YILMAZ



## ÖZET

### SU SOĞUTMALI ENDÜSTRİYEL SOĞUTMA GRUBU YILLIK PERFORMANSININ YAŞ TERMOMETRE SICAKLIĞI VE BUNA KARŞILIK GELEN ORTALAMA KURU TERMOMETRE SICAKLIĞINA GÖRE İNCELENMESİ

Sena YILMAZ  
Yüksek Lisans, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı  
Danışman: Doç. Dr. Önder KAŞKA

Eylül 2018, 71 sayfa

Bu çalışmada 300 kW soğutma gücüne sahip su soğutmalı bir endüstriyel soğutma grubunun modellenmesi gerçekleştirilmiş ve yıllık ısıl performansı incelenmiştir. Soğutma grubu yoğuşturucusu bir gövde-boru ısı değiştiricisi olarak tasarlanmıştır. Yoğuşturucudan atılan ısı ile ısınan suyun soğutulması için açık tip karşıt akışlı soğutma kulesi tasarlanmış ve modellenmiştir. Çalışmada buharlaştırıcı şartlarının değişmediği kabul edilmiştir. Soğutma grubunun performansını etkileyen yoğuşturucu sıcaklığının meteorolojik verilere bağlı olarak yıl boyu değişimi belirlenmiş, kulenin performansı üzerine parametrik çalışmalar yapılmıştır. Kuleye giren suyun sıcaklığı, su debisi, yaş termometre sıcaklığı, kuru termometre sıcaklığı, kule fanı devri, sıvı-gaz oranı gibi parametrelerin soğutma kulesi ve soğutma grubu performansına etkileri incelenmiştir. Soğutma kulesinin yılın 8317 saatlik bölümünde su sıcaklığını 21 °C'nin altında tuttuğu belirlenmiştir. Soğutma grubunun yıllık performansı kule dönüş suyu sıcaklığına bağlı olarak modellenmiş ve hesaplanmıştır. Tasarlanan soğutma grubunun yoğuşma sıcaklığı ve etkinlik katsayısı 21 °C yoğuşturucu soğutma suyu sıcaklığı için sırasıyla 32°C ve 5,8 olarak hesaplanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Endüstriyel chiller, soğutma kulesi, yoğuşturucu.

## ABSTRACT

### ANNUAL PERFORMANCE EVALUATION OF WATER COOLED INDUSTRIAL CHILLER DEPENDING ON WET-BULB AND CORRESPONDING MEAN COINCIDENCE DRY-BULB TEMPERATURES

Sena YILMAZ

M.Sc., Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Önder KAŞKA

September 2018, 71 pages

In this study, a water-cooled industrial cooling group with 300 kW cooling capacity was modeled and the annual thermal performance was investigated. The chiller condenser is designed as Shell and tube heat exchanger. Open-type counterflow cooling tower is designed and modeled to cool the water heated by the condenser. It has been assumed that the conditions of the evaporator have not changed in the study. The yearly variation of the condenser temperature, which affects the performance of the cooling group depending on the methodology, was determined and parametric studies were carried out on the performance of the unit. The effects of the parameters such as water temperature, water flow, wet bulb temperature, dry bulb temperature, tower fan turnover, liquid-gas ratio etc. on the cooling tower and cooling group performance were investigated. It is determined that cooling tower can produce cooling water under 21°C for 8317 hour in a year. Annual performance of the chiller unit was modeled and calculated depending on cooling tower water exit temperature. Condensation temperature and coefficient of performance of the chiller group are calculated as 32 °C and 5.8 respectively.

**Key Words:** Industrial chiller, cooling tower, condenser.



*Çok kıymetli aileme...*

## TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans tez konumun belirlenerek tez alışmamın yürütölmesini üstlenen çalışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam Sayın Doç. Dr. Önder KAŞKA'ya teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca bölümdeki çalışmalarım süresince beni destekleyen Dr. Öğretim Üyesi Nehir TOKGÖZ'e teşekkür ederim. Tez çalışmam süresince desteklerini esirgemeyen aileme de ayrıca teşekkür ederim.

Bu alışma 2017-PT3-018 no'lu OKÜBAP projesi kapsamında yapılmıştır. Adı geçen kuruma teşekkür ederiz.



## İÇİNDEKİLER

TEZ ONAYI	
TEZ BİLDİRİMİ	
ÖZET .....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER .....	v
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	x
1.GİRİŞ .....	1
2.ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....	3
3.KURAMSAL TEMELLER VE UYGULAMALAR.....	10
3.1.Yoğuşturucular (Kondenserler).....	10
3.1.1.Su Soğutmalı Yoğuşturucular ve Çeşitleri.....	11
3.1.1.1.Yatık Tertipli Gövde Borulu Yoğuşturucular .....	11
3.1.1.2.Dik Tertipli Gövde Borulu Yoğuşturucular .....	12
3.1.1.3.Havuz Tipi (Helisel Serpantin) Yoğuşturucular .....	13
3.1.1.4.Atmosferik Tip (Serpantin Tipi) Yoğuşturucular .....	15
3.1.1.5.Evaporatif Yoğuşturucular .....	15
3.2.Soğutma Kulesi ve Çeşitleri.....	16
3.2.1.Kullanılan Isı Transfer Yöntemlerine Göre Soğutma Kuleleri .....	17
3.2.1.1.Islak Soğutma Kulesi .....	17
3.2.1.2.Kuru Soğutma Kulesi.....	18
3.2.2.Soğutucu Maddenin Akış Yönüne Göre Soğutma Kuleleri .....	18
3.2.2.1.Karşıt Akışlı Soğutma Kulesi .....	18
3.2.2.2.Çapraz Akışlı Soğutma Kulesi .....	19
3.2.2.3.Paralel Akışlı Soğutma Kulesi .....	20
3.2.3.Hava Akış Türüne Göre Soğutma Kuleleri.....	20

3.2.3.1.Doğal Taşınımlı Soğutma Kuleleri .....	20
3.2.3.1.1.Doğal Akışlı Püskürtmeli Soğutma Kulesi .....	20
3.2.3.1.2.Doğal Akışlı Hiperbolik Soğutma Kulesi .....	21
3.2.2.3.Mekanik Taşınımlı Soğutma Kuleleri .....	22
3.2.2.3.1.Zorlanmış Tip Soğutma Kulesi .....	22
3.2.2.3.1.Çekme Tip Soğutma Kulesi .....	23
3.2.3.Temas Şekillerine Göre Soğutma Kuleleri .....	24
3.2.3.1.Açık Devre Soğutma Kulesi .....	24
3.2.3.2.Kapalı devre Soğutma Kulesi .....	25
4.METARYAL VE YÖNTEM .....	26
4.1.Meteorolojiden Alınan Batman İline Ait saatlik Sıcaklık ve Bağıl Nem Verilerinin Düzenlenmesi .....	26
4.2.Chiller Grubu .....	28
4.2.1.Kondenser Modellemesi .....	30
4.2.1.1.Yoğuşturucu Aşırı Soğuma Bölgesi Isı Değiştirici Hesabı .....	31
4.2.1.2.Yoğuşma Bölgesi Modeli .....	35
4.2.1.3.Kızgın Buhar Bölgesi Modeli .....	36
4.3.Soğutma Kulesi Modellemesi .....	38
5.BULGULAR VE TARTIşMA .....	49
6.SONUÇ .....	66
KAYNAKLAR .....	67
ZGEÇMİş .....	71

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. Yaş termometre sıcaklığı iklim verileri .....	27
Çizelge 4.2. Çiller modellemesinin akış şeması.....	37
Çizelge 5.1. Soğutma kulesi tasarım değerleri.....	51
Çizelge 5.2. Soğutma kulesi tasarım parametrelerinin alt ve üst limit değerleri .....	52
Çizelge 5.3. Endüstriyel soğutma grubu enerji tüketim verileri .....	57



## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Yatık Tertipli Gövde Borulu Kondenser .....	12
Şekil 3.2. Dik Tertipli Gövde Borulu Kondenser .....	13
Şekil 3.3. Çift Cidarlı (İç İçe Borulu Tip) Yoğuşturucular .....	14
Şekil 3.4. Düz tip içi içe borulu kondenser .....	14
Şekil 3.5. Helezon (Koaksiyonel) tip içi içe borulu kondenser.....	15
Şekil 3.6. Evaporatif kondenser .....	15
Şekil 3.7. Islak Soğutma Kulesi .....	17
Şekil 3.8. Kuru Soğutma Kulesi.....	18
Şekil 3.9. Karşı Akışlı Soğutma Kulesi .....	19
Şekil 3.10. Çapraz Akışlı Soğutma Kulesi.....	20
Şekil 3.11. Doğal Akışlı Püskürtmeli Soğutma Kulesi.....	21
Şekil 3.12. Doğal Akışlı Hiperbolik Soğutma Kulesi .....	22
Şekil 3.13. Zorlanmış Tip Soğutma Kulesi.....	23
Şekil 3.14. Çekme Tip Soğutma Kulesi .....	24
Şekil 3.15. Kapalı Devre Soğutma Kulesi .....	25
Şekil 4.1. Endüstriyel Chiller ve Soğutma Kulesi.....	29
Şekil 4.2. Yoğuşma Sıcaklığı Simülasyonu .....	31
Şekil 4.3. Soğutma kulesi modeli.....	38
Şekil 5.1. Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarının COP üzerine etkisi.....	49
Şekil 5.2. Kondenser suyu giriş sıcaklığının COP değerine ve su çıkış sıcaklığına etkisi .....	50
Şekil 5.3. Aşırı soğuma ( $S_c$ )'nın COP üzerine etkisi.....	51
Şekil 5.4. Kule genişliğinin su çıkış sıcaklığı ve soğutma yükü üzerine etkisi .....	52
Şekil 5.5. Sıvı-gaz oranının su çıkış sıcaklığı ve soğutma yükü üzerine etkisi .....	53
Şekil 5.6. Sıvı-gaz oranının su çıkış sıcaklığı ve soğutma yükü üzerine etkisi .....	54
Şekil 5.7. Dolgu yüksekliğinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi .....	54
Şekil 5.8. Su debisinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi .....	55
Şekil 5.9. Yaş termometre sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi .....	56
Şekil 5.10. Su giriş sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi .....	58

Şekil 5.11. Kuru termometre sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi.....	59
Şekil 5.12. Su debisinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi .....	60
Şekil 5.13. Yaş termometre sıcaklığının kule suyu çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi .....	61
Şekil 5.14. Değişen fan devirlerinde yaş termometre sıcaklığının kule suyu çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi.....	62
Şekil 5.15. Değişen fan devirlerinde soğutma kulesinde hava debisi .....	63
Şekil 5.16. Yaş termometre sıcaklığına göre toplam enerji tüketim miktarı .....	64
Şekil 5.17. Yıl boyunca elde edilen kule dönüş suyu sıcaklıkları, yoğuşma sıcaklıkları ve etkinlik katsayısı değerleri (Elde edilen tablo 5.3 de verilen 26 farklı yaş termometre sıcaklığı için çizilmiştir) .....	65



## SİMGELER VE KISALTMALAR

<b><u>Simge</u></b>	<b><u>Adı</u></b>	<b><u>Birim</u></b>
A	Alan	$m^2$
A	Birim Hacim Başına Yüzey Alanı	$1/m$
B	Genişlik	m
C	Katsayı, Isıl Kapasite Oranı	(-), W/K
C	Yoğunluk	$kg/m^3$
$c_p$	Özgül Isı Katsayısı	J/kgK
D	Difüzyon Katsayısı	$m^2/s$
D	Çap	m
E	Etkinlik Katsayısı	(-)
F	Kuvvet	N
F	Amaç Fonksiyonun Optimizasyonu	(-)
G	Kütleli Debi	$kg/m^2s$
G	Yerçekimi	$m^2/s$
H	Yükseklik	m
H	Isı Transfer Katsayısı	$W/m^2K$
$h_d$	Kütle Transfer Katsayısı	$kg/m^2s$
İ	Entalpi	J/kg
$i_{fg}$	Buharlaştırma Gizli Isısı	J/kg
J	Momentum Akısı	$kg\ m/s^2$
K	Kayıp katsayısı	(-)
K	Termal İletkenlik	$W/mK$
L	Uzunluk	m
M	Molekül ağırlığı	$kg/mol$
M	Kütle Akış Debisi	$kg/s$
NTU	Transfer Birim Sayısı	(-)
P	Güç	W
$p$	Basınç	Pa

$\dot{Q}$	Isı Transferi	W
$\dot{q}$	Isı Akısı	$W/m^2$
R	Gaz Konsantrasyonu	$J/kgK$
$R_y$	Karakteristik Akış Parametresi	$l/m$
T	Sıcaklık	$^{\circ}C, K$
T	Zaman	s
U	İç Enerji	$J/kg$
V	Hacimsel Debi	$m^3/s$
v	Hız	$m/s$
w	Özgül Nem	kg su buharı / kg kuru hava
A	Termal yayılım, $k/\rho c_p$	$m^2/s$
Y	Kinematik Viskozite	$m^2/s$
$\mu$	Dinamik Viskozite	$kg/ms$
$\Sigma$	Alan Oranı, Yüzey Gerilimi	N/m
$Le$	Lewis Sayısı, $k/(\rho c_p D)$ veya $Sc/Pr$	(-)
$Le_f$	Lewis Faktörü, $h/(c_p h_d)$	(-)
Me	Merkel Sayısı, $h_d a_{fi} L_{fi} / G_w$	(-)
Nu	Nusselt sayısı, $hL/K$	(-)
Pr	Prandtl Sayısı, $c_p \mu / k$	(-)
Re	Reynolds Sayısı	(-)
Sc	Schmidt sayısı	(-)
St	Stanton Sayısı	(-)
Y	Kinematik Viskozite	$m^2/s$
$\mu$	Dinamik Viskozite	$kg/ms$
$\Sigma$	Alan Oranı, Yüzey Gerilimi	N/m
<b><u>Alt indisler</u></b>		
a	Hava	(-)
C	Konveksiyonla ısı transferi	(-)
Ct	Soğutma kulesi	(-)

Dif	Difüzör, yayıcı	(-)
E	Buharlaşma, e-NTU	(-)
F	Fan	(-)
F/dif	Fan/yayıcı	(-)
Fi	Dolgu malzemesi	(-)
Fr	Ön cephe	(-)
G	Gaz Akışkan	(-)
i	Giriş	(-)
Max	En yüksek değer	(-)
Mcdb, kt	Çakışık Kuru Termometre	(-)
Min	En düşük değer	(-)
O	Çıkış	(-)
Rz	Yağmur bölgesi	(-)
Sp	Püskürtme	(-)
V	Buhar	(-)
W	Sıvı Su	(-)
Wb, yt	Yaş Termometre	(-)



## 1. GİRİŞ

Soğutma grubu kullanımı endüstri sektörünün hemen hepsi için vazgeçilmez bir proses haline gelmiştir. Pek çok sektörde mevcut enerji tüketiminin büyük bir kısmının soğutmaya harcanması, araştırmacıları bu sistemlerin performansının iyileştirilme çalışmalarına yöneltmiştir.

Su soğutma grupları kullanılan kondenser tipine bağlı olarak hava ve su soğutmalı olarak ikiye ayrılmaktadır. Su soğutmalı gruplar hava soğutmalı gruplara nazaran daha düşük yoğunlaşma sıcaklıklarına sahiptir. Bunun nedeni ise soğutma kulesinde dolaşan kondenser suyunun yaş termometre sıcaklığının birkaç derece üzerine kadar düşürülebilmesidir. Su soğutmalı gruplarda suyun kuleden dönüş sıcaklığının hava soğutmalı gruplarda kullanılan havanın kuru termometre sıcaklığından düşük olması nedeni ile soğutucu akışkanın yoğunlaştırıcı içerisindeki basıncı düşmektedir.

İşlemlerde su hava gibi sürekli bulunmadığı için kondenserde ısınan suyun soğutularak tekrar kullanılabilir sıcaklığa getirilmesi için ise su soğutma kulelerine ihtiyaç vardır. Böylelikle su soğutmalı gruplarda soğutucu akışkan ısı enerjisini suya aktarmaktadır.

Kuru termometre ve yaş termometre sıcaklık değerleri ısıtma ve soğutma sistemlerinin enerji ve yük hesaplamalarında önemli parametrelerdendir. Tasarım kuru termometre sıcaklıkları ve karşılık gelen ortalama yaş termometre sıcaklık değerlerinin belirlenmesi soğutma uygulamaları açısından önemli iken, yaş termometre sıcaklıkları ve karşılık gelen ortalama kuru termometre sıcaklıkları ise soğutma kuleleri, evaporatif soğutma ve taze hava ventilasyon uygulamaları açısından önemlidir.

Proseste kullanılan soğutma grupları ister hava soğutmalı isterse su soğutmalı olsun soğutucu akışkan buharlaştırıcıda aynı sıcaklık ve basınca sahip olacaktır. Bunun sebebi proses esnasında istenilen soğutma suyu sıcaklığı soğutma grubunun çeşidine değil prosesin çeşidine bağlıdır. Aynı buharlaştırıcı basıncı şartlarında düşük yoğunlaşma sıcaklıklarına sahip su soğutmalı sistemlerde buharlaştırıcı ve yoğunlaştırıcı basınçları arasındaki fark düşük olacağından soğutma grubu kompresörünün de güç

tüketimi azalacaktır. Bu sebeple su soğutmalı soğutma grupları hava soğutmalı gruplara nazaran daha verimli olmaktadır.



## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Soğutma kuleleri üzerine 1946 yılından bu güne kadar pek çok çalışma yapılmıştır. Jameel-Ur-Rehman Khan ve ark. [1] bir soğutma kulesinin risk tabanlı termal performansını fouling model metodu ile incelemişlerdir. Yaptıkları araştırmalar sonucunda buharlaşma yoluyla ısı transferi sırasında soğutma kulelerinin diğer ısı değiştiricisine göre, yaş termometre sıcaklığına kuru termometre sıcaklığına göre daha fazla yaklaştığını tespit etmişlerdir.

Kelly ve Swenson [2] sıçramalı tip dolgu malzemeli soğutma kulesinde ısı transferi ve basınç düşümü üzerine çalışmalar yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada su-hava debisinin kule performansı üzerine etkisini ilişkilendirmişlerdir. Bu ilişkiye göre dolgu malzemesi yüksekliğinin, dizilişinin ve su giriş sıcaklığının kulenin karakteristiğine etkileri olduğunu tespit etmişlerdir.

M. Lemouari ve arkadaşları [3] karşı akışlı dikey kesitli dolgu malzemeli soğutma kulesinin termal performansı üzerinde araştırmalar yapmışlardır. Bu çalışmalarında farklı su giriş sıcaklıkları için hava ve suyun debilerinin kule performansını nasıl etkilediklerini incelemişlerdir. 0,42 m yüksekliğinde, zigzag formda yerleştirilmiş 4 galvaniz levha kullanılarak hazırlanmış dolgu malzemesi kullanmışlardır. Dolgu malzemesi kule boyunca hava ve suyun daha fazla temas etmesini sağladığı için kulenin performansında önemli bir etkiye sahip olduğunu tespit etmişlerdir.

Eaton [4] karşı akışlı soğutma kulelerinde gerçekleşen toplam ısı transferini incelemiş ve %60-90'ının suyun buharlaşması ile meydana geldiği sonucuna varmıştır.

J.C. Kloppers ve D.G. Kröger [5] yaş soğutma kulelerinde buharlaşma yolu ile gerçekleşen ısı ve kütle transferi hakkında çalışmalar yapmışlardır. Çalışmalarında e-NTU, Rögener, Poppe ve Merkel metotlarını kullanmışlardır. Yaptıkları çalışmaya göre Merkel ve e-NTU metotları aynı basitleştirici varsayımlara dayandığından yaklaşık olarak aynı değeri vermiştir. Dolgu performans testinde ve soğutma kulesi performans analizinde aynı analiz yönteminin kullanılması gerektiği sonucuna varmışlardır.

Muagno ve ark. [6]su şartlarını sabit kabul ederek nem yüzdesi ve hava sıcaklığının kule performansına etkisini ekserji analizlerine göre incelemiştir. Kuru ve yaş termometre sıcaklıkları bilinen hava için ekserji analizleri yapmışlardır.

Karşı akışlı soğutma kulelerinde kütle ve ısı transfer karakteristiği üzerinde araştırma yapan Karami ve Heidarinejad [7] kütleli debi oranında artış olduğunda kule etkinliğinin arttığını ancak kule suyu çıkış sıcaklığının düştüğünü gözlemlemiştir.

J.C. Kloppers ve D.G. Kröger [8] Lewis faktörünün doğal ve zorlanmış akışlı yaş soğutma kulelerinin termal enerji transfer performansı üzerine etkisini incelemiştir. Yaptıkları çalışmada Lewis faktörü ve Lewis sayısı arasındaki ilişkiyi açıklamışlardır. Buna göre Lewis sayısının artması ile atık ısı oranında artış meydana gelirken çıkan su sıcaklığı ve buharlaşan suyun oranında azalma meydana geldiğini saptamışlardır.

Jin, Cai ve Chiang [9] basit bir soğutma kulesi modelinde enerji korunumunu hesaplamak amacıyla Merkel teorisi ve NTU metodunu kullanmışlardır. Soğutma kulesinin etkinliğinin zamanla farklı çalışma koşullarına bağlı olarak değiştiğini tespit etmişlerdir.

Suri ve ark. [10] hava ve su soğutmalı soğutma sistemlerinin performansını karşılaştırmak için incelemeler yapmışlardır. Yaptıkları çalışmada su soğutmalı sistemlerin en az %40 güç tüketimi ve %25 den daha az elektrik enerjisi tüketimi gerektirdiği sonucuna varmışlardır.

Mekanik zorlamalı soğutma kulelerinin ısı ve kütle transferi, damlacıkların düşüş dinamiği ve performansları hakkında yeni bir matematiksel metot geliştiren Fisenko [11]zorlanmış tip soğutma kulelerinde hava ve suyun kütleli debilerinin kule termal etkinliği üzerinde etkisi olduğu sonucuna varmıştır. Sunmuş olduğu matematiksel model sınır değer problemi ve basit diferansiyel denklemleri içermektedir.

Kule girişine farklı pozisyonlarda akış kıran parçacıklar yerleştiren Waked ve ark. [12] kule içine giren havanın hızlarının kule performansına olan etkilerini incelemişlerdir.

Wang ve Li [13] çevre havanın yaş termometre sıcaklığının karşıt akışlı ıslak soğutma kulelerinin performansı üzerindeki etkisini incelemişler ve ıslak termometre sıcaklığının artması ile buharlaşmanın da arttığını gözlemlemişlerdir.

Zorlanmış ve doğal akışlı kuleleri göz önüne alarak kütle, enerji ve momentumun korunumuna dayanan iki boyutlu model sunan Majumdar ve ark. [14] yaptıkları çalışmada değişen çalışma ve tasarım şartlarının kulenin etkinliğine etkisi olduğunu tespit etmişlerdir.

Film tipi dolgu malzemeli soğutma kuleleri üzerinde çalışma yapan Bedekar ve ark. [15] su çıkış sıcaklığı, su-hava oranı (L/G) ve etkinliğe bağlı olarak bazı sonuçlar elde etmişlerdir. Araştırmalarına göre diğer soğutma kulesi tiplerinde olduğu gibisui-hava oranı arttıkça kulenin performansının azaldığını tespit etmişlerdir.

Doğal akışlı ıslak soğutma kulelerinde iki boyutlu iki fazlı kütle ve ısı transferini inceleyen Williamson ve ark. [16] kuleyi terk eden gazın sıcaklığının kule merkezi ve cidarlarında farklılık gösterdiğini ortaya koymuşlardır.

Farhad Gharahheizi ve ark. [17] kulenin karakteristiği, su-hava debileri oranı (L/G) ve dikey ve düşey kesitli olarak düzenlenmiş iki tip dolgu malzemesindeki etkinliği incelemişlerdir. Dolgu malzemesinin tipi ve düzeninin kule performansını etkilediğini gözlemlemişlerdir. Ayrıca L/G oranındaki artışın kulenin performansında azalmaya neden olduğunu ortaya koymuşlardır. Deney sonuçları dikey kesitli dolgu malzemesinin düşey kesitli dolgu malzemesine göre daha etkin olduğunu göstermiştir.

Eser Can Kara [18] zorlanmış karşı akışlı bir soğutma kulesinin ısı performansını deneysel olarak incelemiştir. Soğutma kulesi performansını etkileyen faktörler olan hava ve su kütleli debisi, su giriş ve çıkış sıcaklığı, ısı yükü ve soğutma kulesinin etkinliği incelenmiştir. Farklı hava ve su kütleli debilerinin, su giriş ve çıkış

sıcaklıkları üzerindeki etkisini tespit etmeye çalışmışlardır. Soğutma kulesi etkinliği ile Merkel sayısı ilişkisini farklı hava ve su kütleli debileri için hesaplamıştır. Deneysel sonuçları havanın kütleli debisi arttıkça soğutma kulesi performansının arttığını göstermiştir.

B. Burak Doğan[19] düşük su tüketimli soğutma kulesi tasarımı için deneysel ve sayısal çalışmalar yapmıştır. Çalışmalarında soğutma kulesinin verimini sabit tutarak su tüketimini azaltmayı amaçlamıştır. Farklı giriş ve çıkışların etkilerinin incelenmesi amacıyla Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği kullanmışlardır. Türbülans yoğunluğunu arttırmak amacıyla farklı türbülantör tasarımları yapan Doğan, türbülantör lüle sisteminin denenmesi amacıyla üç boyutlu çok fazlı HAD modeli oluşturmuştur. Yapılan deneysel ve sayısal çalışmaların sonucunda, sıcaklık farklılıklarının yakalanabilmesi için döner lüle sisteminin kullanılmasına karar verilmişlerdir.

Hasan Gül [20]ters akışlı soğutma kulelerinin ısı performansını, su-hava oranını, dolgu ve damla engelleyici malzemesini ve transfer birim sayısını dolgu malzemesini değiştirerek incelemişlerdir. Soğutma kulesi orijinal malzemesi, metal sac ve alüminyum dolgu malzemesinin etkinlik katsayılarını belirlemeye çalışmış ve en etkin malzemenin metal dolgu malzemesi olduğunu tespit edilmişlerdir. Ancak bu malzemenin paslanma sorunu olduğundan soğutma kulesinde dolgu malzemesi olarak paslanmayan alüminyum malzeme kullanımının yaygın olduğu görüşünü ortaya koymuşlardır.

Erdoğan Öztürk [21] çalışmasında, sürüklenme olayının analizini yapmıştır. Deneysel çalışmasında damlacıkların kule içindeki ve dışındaki hareketlerini incelemiştir. Kule içindeki ölçümlerde sürüklenmenin; dolgu tipi ve lüle girişindeki statik basınç etkisinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Damlacıkların yatay ve düşey hareket denklemleri çıkarıp, hız bağıntılarını veren ifadeleri elde etmişlerdir. Damla tutucuların etkinliğini analitik yoldan belirleyen bağıntılar yardımıyla bilgisayar programı hazırlamışlardır.

Bulunan sonuçlarda hava hızı arttıkça damla tutucu etkinliğinin arttığı sonucuna varmıştır. Damlacık çaplarının etkisinin incelenmesi sonucu ise, damlacık çapı

küçüldükçe etkinliğin azaldığı buna karşılık büyük damlacıkların çoğunun tutulduğu sonucuna varmışlardır.

Gan ve Riffat [22] kapalı ıslak soğutma kulesi performansını değerlendirmek için nümerik yöntem kullanmışlardır. Bu yöntem, hesaplamalı akışkanlar dinamiği temelli olup, gaz fazı ve su damlacıkları fazı olmak üzere iki faz çalışmışlardır. Gaz fazı sürekli faz olarak ele alınmış ve Euler yaklaşımı kullanılmış, su damlacıkları fazı için ise Lagrange yaklaşımı kullanmışlardır. Türbülans modeli olarak k-ε modelini kullanmışlardır. Kapalı ıslak soğutma kulesinin soğutma performansını tahmin edebilecek bir HAD modeli oluşturmuş ve ölçüm değerleri ile karşılaştırmışlardır. Bu sonuca göre ısı değiştirici öncesine kadar hava sıcaklığı 20°C 'den 17,8 °C ye kadar düşürülmüştür. Isı değiştirici boyunca hava sıcaklığı 14,7°C' ye kadar düşmüş daha sonrada ısı transferinden dolayı sıcaklığı 17,9 °C ye kadar çıkmıştır.

Li ve Wang [23] sis film soğutması ile ilgili HAD simülasyonları gerçekleştirmişlerdir. Farklı konfigürasyonların simülasyon sonuçlarına etkisini araştırmışlardır. HAD simülasyonlarında sürekli fazda kuru hava kullanmışlardır. Hava hızını 10m/s ve sıcaklık 400K olarak almışlardır. Su damlacıkları ayrık faz olarak değerlendirmişlerdir. Damlacıkların duvar şartını; yansıma, çıkışta ise kaçış olarak belirlemişlerdir. Damlacıkların izledikleri yolları, Lagrange metodunu kullanarak hesaplamışlardır. Damlacıkların sürekli faz üzerinde etkileri, kütle, momentum ve enerji denklemlerine kaynak terim olarak eklenmiştir. Ayrık fazda gerçekleşen iki iterasyon arasında sürekli fazda 10 iterasyon gerçekleşmektedir. Problem zamana bağlı değişmeyecek şekilde kabul etmişlerdir. Gelişmiş duvar iyileştirmeli, standart k-epsilon türbülans modeli sonuçları sabit iken k-w ve SST modelleri sonuçları daha yüksek soğutma verimi ortaya koyduğu sonucuna varmışlardır.

Saffari ve Hosseinnia[24] yaptıkları çalışmada HAD yardımıyla iki fazlı Euler ve Lagrange yöntemlerini kullanarak rüzgar kulelerinde buharlaştırılmalı soğutma çalışmaları yapmışlardır. Su damlacık çapı ve su damlacıkları sıcaklığının rüzgar kulesinin termal performansı üzerine etkisini araştırmışlardır. Yaptıkları çalışmada farklı yapısal ve çevresel parametreler kullanılarak 3 boyutlu HAD simülasyonları geliştirmişlerdir. Gerçekleştirdikleri simülasyonlarda bazı kolonların ıslak olduğunu

varsaymış ve düşük hızlarda su damlacıkları enjekte etmişlerdir. Simülasyonlarda hava fazı için Euler yaklaşımı su fazı içinse Lagrange yaklaşımı kullanmışlardır. HAD simülasyonları sonucunda elde edilen veriler analitik veriler ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak ıslak kolon yüksekliğinin hava sıcaklığı üzerinde azaltıcı bir etkisi olduğunu belirtmişlerdir, sıcaklığın azalmasının ise bağlı nemi arttırdığını gözlemlemişlerdir. Geliştirdikleri simülasyon ile damlacık çaplarının ve damlacıkların sıcaklığının termal performans üzerinde önemli bir etkisi olduğu sonucuna varmışlardır.

Waked ve Behnia [25] ıslak soğutma kulelerindeki kütle ve ısı transferini farklı çalışma ve rüzgar koşullarında HAD yardımıyla incelemişlerdir. HAD simülasyonlarında kullanılmak üzere 3 boyutlu ıslak soğutma kulesi örneği hazırlamışlardır. Yaptıkları simülasyonlarda k- $\epsilon$  türbülans modeli kullanmışlardır. Hava akışı için Euler yaklaşımı su akışı için ise Lagrange yaklaşımlarını kullanmışlardır. Waked ve Behnia, belirli bir damlacık hızında, operasyon parametrelerinin ıslak soğutma kulesinin termal performansına etkisini; damlacık çapı, suyun giriş sıcaklığı, nozzle sayısı, suyun akış debisi, nozzle başına parçacık sayısı gibi parametreler yardımıyla bulmuşlardır. İnceledikleri bu parametreler sonucunda rüzgar hızı 7,5 m/s'den fazla olduğu durumlarda ıslak soğutma kulesinin termal performansının arttığını tespit etmişlerdir. Ayrıca damlacık çaplarının da soğutma kulesinin termal performansını arttırdığı sonucuna varmışlardır.

Long Fu ve ark. [26] farklı çalışma koşullarında vidalı soğutma gruplarının performansını analiz etmek için kararlı durum simülasyon modeli geliştirmişlerdir. Çalışmalarında, biri sıralı diğeri ise ekonomizerli olmak üzere iki farklı chiller grubunun performansını incelemişlerdir. Vidalı sıvı soğutucunun soğutma kapasitesinin ekonomizer eklenerek belirgin bir şekilde arttırılabileceği tespit edilmiştir. Ancak bu durumda kompresörün tükettiği güç miktarının da artış gösterdiği saptanmıştır

Tzong Shing Lee ve ark. [27] soğutma grubu enerji performansının tahmin edilmesi için amprik tabanlı model üzerinde çalışmışlardır. Sabit yoğuşturucu şartları ve sabit soğutulmuş su akışı, sabit yoğuşturucu şartları ve değişken soğutulmuş su akışı, değişken yoğuşturucu şartları ve değişken soğutulmuş su akışı olmak üzere üç farklı



ünite üzerinde araştırma yapmışlardır. Her bir performans modeli için regresyon parametrelerini en küçük kareler yöntemi kullanarak elde etmişlerdir.

H. Bechtler ve ark. [28] buhar sıkıştırırmalı sıvı soğutma sisteminin dinamik sürecini modellemeye yönelik yeni bir yaklaşım geliştirmişlerdir. 650 kW'lık tek vidalı bir sıvı soğutucu performans ölçümü için geliştirdikleri dinamik sinir ağı modelini kullanarak öngörülen ve ölçülen değerleri karşılaştırmışlar ve %70 oranında uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir.

Luca Cecchinato ve ark. [29] Su soğutucularının mevsimsel enerji performansını değerlendirmek amacıyla basitleştirilmiş bir yöntem geliştirdiler. Cecchinato ve arkadaşlarına göre, buhar sıkıştırma üniteleriyle çalışan soğutma veya ısıtma ünitelerinin enerji tüketiminin hesaplanması, farklı çalışma koşulları altında tam ve kısmi yükte performanslarının doğru bir şekilde değerlendirilmesi ile gerçekleşmektedir. Geliştirdikleri yöntem ile deneysel veriler karşılaştırıldığında sonuçlar %5 sapma ile %86 oranında tutarlılık göstermiştir.

P.K. Bansal ve ark.[30] yapmış oldukları çalışmada buhar sıkıştırırmalı sıvı soğutucularının kararlı durum modellemesi için yeni bir yaklaşım sunmuşlardır. Chiller performansını tahmin etmek için GRBF (generalized radial basis function) olarak isimlendirdikleri genelleştirilmiş radyal temelli bir fonksiyon geliştirmişlerdir. Bu modelin buharlaştırıcıdan çıkan soğutulmuş su ve yoğuşturucuya giren soğutma suyu sıcaklıkları iki farklı soğutma grubu için ölçülen değerler ile karşılaştırıldığında %20,5 doğruluk oranı ile tahmin ettiğini saptamışlardır.

Hasan Acül [31] ülkemizde farklı iklim özelliğine sahip üç ilimizde 1625 kW'lık soğutma grubunun doğal soğutma verimliliği için teorik çalışmalar yapmış ve Ankara için %37, İstanbul için %30, İzmir için %15 olarak belirlenmiştir. Yaptığı çalışma ile soğuk ilkim bölgelerinde doğal soğutma sisteminin veriminin arttığı sonucuna varmıştır.

### **3. KURAMSAL TEMELLER VE UYGULAMALAR**

Endüstri sektörünün çoğunda ihtiyaç duyulan 7-12 °C soğuk suyun temini için kullanılan cihazlar arasında su soğutma grupları geniş uygulama alanına sahiptir. Bu proseslerden bazılarını sıralayacak olursak;

Plastik üretim tesislerinde yaklaşık 10-12 °C su çıkışına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu soğutulmuş su ise enjeksiyon kalıplarının ve işlenmiş ürünlerin soğutulmasında kullanılır.

İşlenmiş gıda üretimi yapan hemen hemen tüm firmalar da soğuk suya ihtiyaç duyulmaktadır. Örneğin süt ve süt ürünlerinin elde edilmesinde, çikolata ve şekerleme üretim proseslerinde ürünün istenilen sıcaklığa getirilmesinde, meyve veya sebzelerin uzun süre soğuk hava ortamında depolanması için kullanılmaktadır.

Dericilik ve ayakkabı sektöründe ayakkabı tabanı imalatında soğutulmuş suya ihtiyaç duyulmaktadır.

Çimento fabrikalarında soğutma kuleleri yaygın olarak kullanılan bir ısı değiştirici sistemdir. Soğutma kulelerinin amacı hem atık gazın sıcaklığını istenilen değerlere düşürmek hem de atık gazda bulunan tozun pülverize su vasıtasıyla belirli bir oranda çöktürülmesini sağlamaktır.

Genişletilebilir polistren (EPS) üretiminde proses tankı cidarlarının soğutulması işlemlerinde yüksek miktarda ve sürekli soğuk suya ihtiyaç duyulmaktadır.

Kozmetik ürünlerde özellikle sabun ve kolonya üretiminde kimyasal reaksiyonlar esnasında yine soğuk suya ihtiyaç duyulmaktadır.

#### **3.1.Yoğuşturucular (Kondenserler)**

Soğutma sistemlerinin temel elemanlarından biri olan yoğuşturucuların temel görevi kompresörden gelen yüksek basınç ve sıcaklıktaki soğutucu akışkanın ısını hava veya su kaynağına vererek sıvı hale gelmesini sağlamaktır.

### **3.1.1. Su Soğutmalı Yoğuşturucular ve Çeşitleri**

Su soğutmalı yoğuşturucular su soğutma çevriminde soğurtucu buharının su ile soğutulmuş yoğuşmasının sağlandığı kondenser çeşididir. Soğutucu akışkan buharı buharlaştırıcı ve kompresörden aldığı ısıyı yüksek sıcaklık ve basınçta kondenser yüzeyinden suya transfer eder.

Su soğutmalı kondenserlerin yapılışı ve uygulamasında boru malzemesinin ısı transfer etkinliği, kanatlı borunun kanat verimi, suyun kirlenme durumu, su devresinin basınç kaybı ve soğutucu akışkanın kaç derecede soğutulacağı gibi hususlar dikkate alınır.

Özellikle temiz suyun bol miktarda, ucuz ve düşük sıcaklıkta bulunabildiği yerlerde gerek ilk yatırım maliyetleri gerekse işletme masrafları yönünden en ekonomik kondenser tipi olarak kabul edilebilir. Büyük kapasiteli soğutma sistemlerinde en çok tercih edilen kondenser çeşididir. Bilhassa büyük hacimli soğuk depolarda, büyük miktarda buzun üretildiği soğutma ünitelerinde, merkezî tip klima-iklimlendirme santrallerinde tercih edilmektedir.

Su soğutmalı kondenserler kullanılacağı bölgenin iklim koşulları, soğutucu akışkanın özellikleri, ısıl yük, soğutma suyunun sıcaklığı, basınç, debi ve temizlik gibi pek çok faktöre bağlı olarak değişik şekillerde ve konstrüksiyonda üretilmektedir.

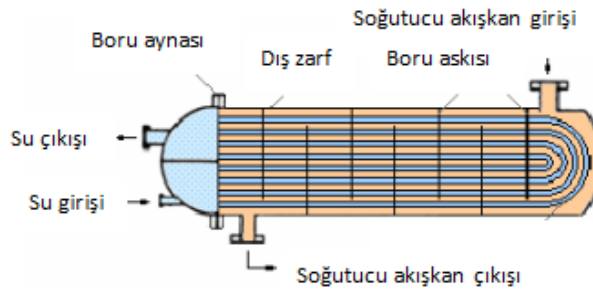
#### **3.1.1.1. Yatık Tertipli Gövde Borulu Yoğuşturucular**

Yatık tertipli gövde borulu yoğuşturucular en yaygın olarak kullanılan yoğuşturucu çeşidi olup geniş kapasiteye sahiptirler. Soğutucu akışkan dış zarf tarafında ve su ise boru demetinin içinden geçerek ısı transferi sağlanmaktadır. Bunun sebebi ise soğutucu akışkan tarafındaki film katsayılarının soğutma suyu tarafına göre çok düşük olmasıdır. Bu nedenle soğutucu akışkan tarafında daha geniş ısı transfer alanına ihtiyaç duyulur. Bunun için ise boru yüzeyinde kanatçıklar oluşturulur. Bu işlem için farklı tasarımlar mevcut olup kanatçıkların imalatı esnasında kendi

bünyesinden özel bir işlem ile çıkarılacağı gibi sonradan geçirme işlemiyle de dahil edilebilirler [32].

Boru malzemesi olarak genellikle bakır kullanılmakta olup akışkanın özelliklerine bağlı olarak dikişsiz çelik boru da kullanılmaktadır. Kendinden kanatlı boruların ölçüleri 16 mm dış çap, 1,2 mm kanat yüksekliği, 0,75 veya 1,025 kanat arası mesafe şeklinde uygulanmaktadır. Toplam ısı geçiş katsayıları su hızına bağlı olarak 800-1800 W/m<sup>2</sup> K olup soğutma suyu debisi 1-2 m/s dir [32].

Birim hacimlerindeki verimleri hava soğutmalı kondensere göre çok yüksektir. Ancak ilk yatırım maliyetleri, işletme maliyetleri ve bakım masrafları yüksektir.



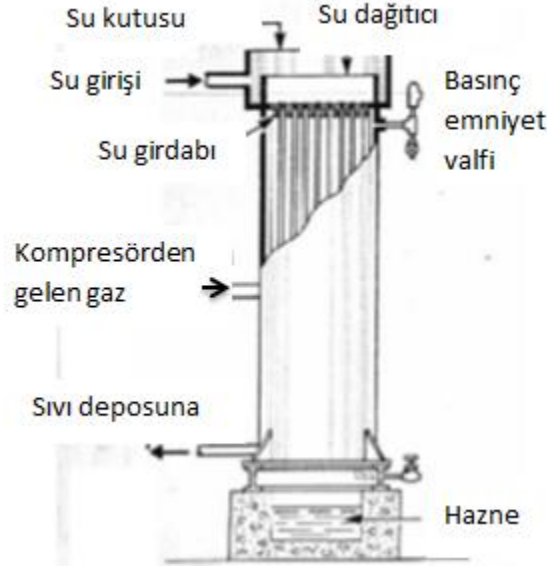
Şekil 3.1. Yatık Tertipli Gövde Borulu Kondenser[34]

### 3.1.1.2. Dik Tertipli Gövde Borulu Yoğuşturucular

Dik tertipli gövde borulu yoğuşturucular özellikle az yer kaplaması nedeniyle büyük kapasiteli amonyak kondenseri uygulamaları için tercih edilebilmektedir. Ayrıca, su dağıtım şekli daha basit ve kule, havuz şebeke gibi her çeşit su kaynağı ile kullanılabilir. Sıvılaştıran soğutucu akışkanı daha düşük bir yükseklik seviyesinde toplamak mümkündür. Su devresinin temizliği kolaydır. Su basınç kayıpları daha azdır.

Buhar fazında gövdeye verilen soğutucu akışkan, içinden 1-2 m/s hız ile soğutma suyu geçen boru demetini yalarken yoğuşma meydana gelir ve sıvı faza dönüşen soğutucu akışkan kondenserin alt kısmında toplanır.

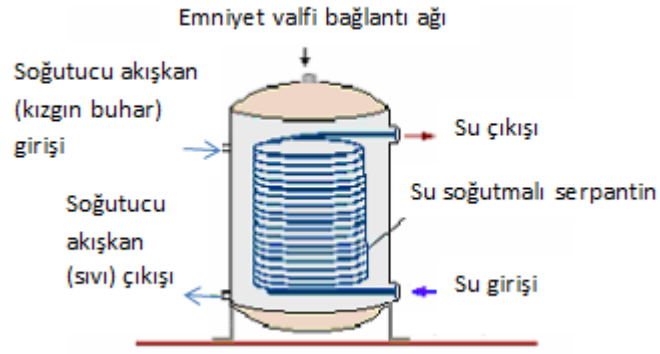
Kondenser ölçüleri 40 ile 150 cm çapında ve 3 ile 5 m yüksekliğinde olup su geçiş boruları genellikle dikişsiz çelik veya bakır malzemelerden, 50 mm çapında ve 20 ile 400 cm boyları arasında değişen ebatlarda imal edilmektedir [32].



Şekil 3.2. Dik Tertipli Gövde Borulu Kondenser [35]

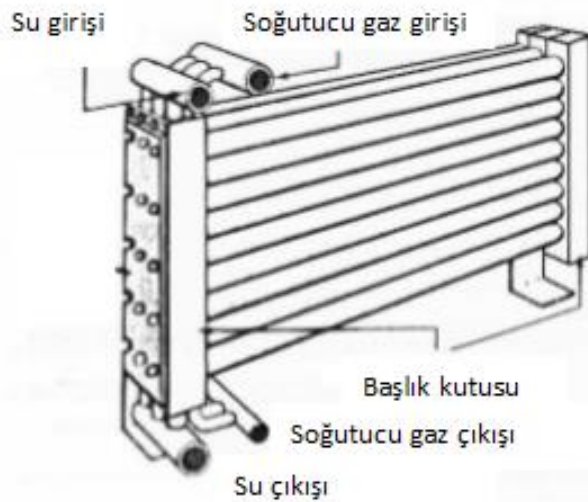
### 3.1.1.3. Havuz Tipi (Helisel Serpantin)Yoğuşturucular

Havuz tipi yoğuşturucular çelik bir dış kaplama ünitesinin içine tek veya çok sayıdaki helisel boru serpantinini yerleştirilmesi şeklinde tasarlanırlar. Su, helisel serpantin içinden geçirilirken soğutucu akışkan buharı gövdenin üst kısmından verilir. Dış zarf kaynaklı çelik imalât olup serpantin, bakır veya dikişsiz çelik boru kullanılmaktadır. Genellikle ters akımlı su sistemi kullanılmakta olup bunun sebebi daha verimli olmasıdır. Genellikle küçük kapasiteli uygulamalar için kullanılmaktadır. İmalât kolaylığı sayesinde daha düşük maliyette üretimi yapılabilmektedir. İşçilikleri, aynaların delinmesi gibi uygulamaları gerektirmez. Toplam ısı transfer katsayısı 200-250 W/m<sup>2</sup> K arasında değişir.



Şekil 3.3. Çift Cidarlı (İç İçe Borulu Tip) Yoğuşturucular

Küçük kapasiteli soğutma için paket tipi cihazlarda tercih edilen kondenserler soğuk muhafaza veya klima sistemlerinde kullanılmaktadır. İçteki borudan su geçerken dıştaki borudan soğutucu akışkan geçmektedir. İç borudan geçirilen soğutma suyu soğutucu akışkanın ısısını çekerken çevre havası yoğuşturucu sıcaklığının bir kısmını doğal konveksiyonla alır. Soğutucu akışkan buharı yoğuşturucunun üst kısmından girerken suyun akış yönü aynı veya ters olabilir. Ters akışlı sistem paralel akışlı sisteme göre daha verimli olup soğutucu akışkanın sıcaklığı ilk haline getirilir. Ancak paralel akışlı sistemlerde akışkan ile su arasındaki sıcaklık farkı azalır. Soğutma suyu hızı 0.5-2 m/s arasında değişmektedir. Toplam ısıtransfer katsayısı  $650-800 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  dir. Bu tip kondenserlerin boru çaplarının küçük olması nedeniyle temizlenememesi önemli bir engel teşkil etmektedir [32].



Şekil 3.4. Düz tip içi içe borulu kondenser[35]



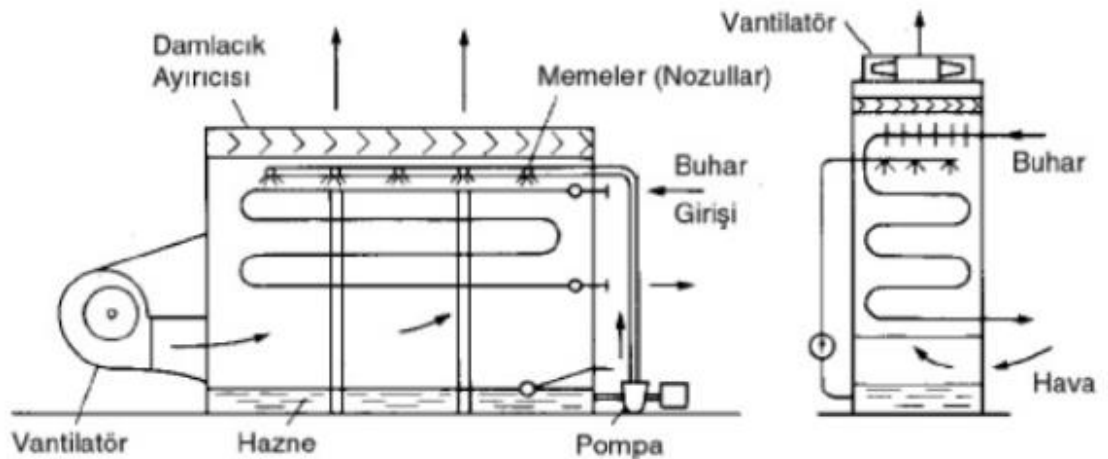
Şekil 3.5. Helezon (Koaksiyonel) tip içi içe borulu kondenser[35]

#### 3.1.1.4. Atmosferik Tip(Serpantin Tipi)Yoğuşturucular

Serpantin tipi yoğuşturucular iç içe iki borunun merkezlenmiş şekilde birleştirilip serpantin hâlinde sarılarak imal edilmektedir. Su, içinden soğutucu akışkan geçen serpantin üst kısmından borularda film tabakası oluşturacak şekilde akıtılmaktadır. Serpantin dış yüzeyi hem su hem de hava ile temas etmekte olup serpantin, yuvarlak halka, düz boru veya farklı bir şekilde olabilir. Bu tip kondenserlerin temizlenmesi ve bakımı yapısı gereği zordur [32].

#### 3.1.1.5. Evaporatif Yoğuşturucular

Evaporatif yoğuşturucular soğutma çevriminde, soğutucu akışkan buharının, su ile havanın birlikte kullanılarak soğutulup yoğuşmanın sağlandığı tip kondenserlerdir.



Şekil 3.6. Evaporatif kondenser[35]

Soğutucu buharı, buharlaştırıcı ve kompresörden aldığı ısıyı, yüksek basınç ve sıcaklıkta, kondenser yüzeyinden suya verir.

Evaporatif kondenser üç ana kısımdan oluşmaktadır.

Bunlar;

- Soğutma serpantini,
- Su sirkülasyon ve püskürtme sistemi,
- Hava sirkülasyon sistemi.

Soğutucu buharı soğutma serpantininin içinden geçerek yoğuşur ve sıvı deposuna geçer. Serpantin dış yüzeyinden geçirilen hava, ters yönden gelen atomize hâldeki suyun bir kısmını buharlaştırarak soğumayı gerçekleştirir. Kondenserin alt seviyesinde bulunan su toplanma haznesinden su sürekli şekilde bir pompa ile püskürtme bölgesine basılır. Bu suyun yaklaşık %3-5 buharlaşarak atmosfere verildiğinden dolayı su haznesine devamı su takviyesi yapılmaktadır.

Bu tip kondenserlerin kışın çalışması durumunda donmaya ve çok düşük yoğuşma basıncının oluşmasına karşı tedbir alınması gerekmektedir.

Soğutma kulelerinde olduğu gibi evaporatif kondenserlerde de buharlaşmadan sonra geride kalan suyun sertliği ve kirliliği gittikçe artacağından dolayı su toplanma haznesinden bir miktar suyun sürekli sızdırılması gerekmektedir.

### **3.2. Soğutma Kulesi ve Çeşitleri**

Soğutma kuleleri, endüstriyel soğutma ünitelerinde bulunan suyu tekrar tekrar kullanabilmek amacıyla soğutma işlevi gören sistemlerdir. Genel olarak soğutma kulesi çalışmada prensibine göre sıcak su pompa yardımı ile kulenin üst kısmında bulunan su dağıtım sistemine gönderilir. Buradan da kulenin tüm kesitine fiskiyeler yardımı ile püskürtülür. Püskürtülen su damlacıkları kule dolgusundan geçerken parçalanır ve ısı transfer yüzeyi arttırılmış olur. Böylelikle hava ile karşılaşan su damlacıkları ısısının bir kısmını havaya verirken bir kısmı da buharlaşır. Nemi artan hava kulenin üst kısmından atmosfere atılırken soğuyan su kule alt havuzunda toplanır.

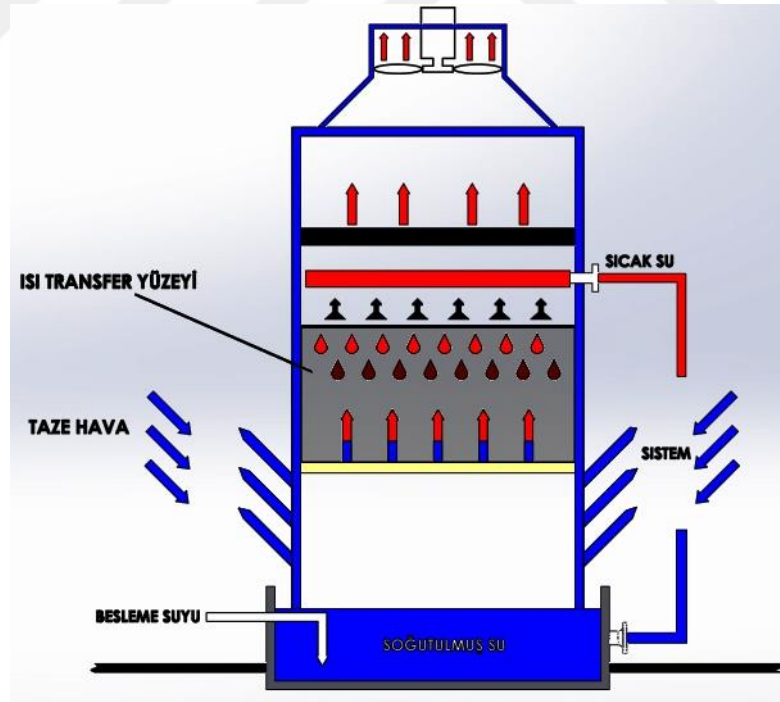


Teorik olarak soğutma kulelerinde su en fazla giriş havasının yaş termometresine kadar soğutulabilir. Pratikte ise su sıcaklığı giriş havasının yaş termometre sıcaklığının 4-5°C üzerindeki sıcaklığa kadar soğutulabilir. Buharlaşan su miktarı kadar sisteme besleme suyu ilave edilir.

### 3.2.1. Kullanılan Isı Transfer Yöntemlerine Göre Soğutma Kuleleri

#### 3.2.1.1. Islak Soğutma Kulesi

Islak soğutma kulelerinde genellikle su kullanılır. Sistemden su ile gelen ısının suyun buharlaşması prensibine göre çalışırlar. Proses suyunun soğutulması işlemi atmosferde bulunan hava ile aralarındaki ısı transferi sayesinde gerçekleşir. Isı transferi hem ayrılan havanın nem miktarı hem de yaş termometre sıcaklığı ile ölçülür. Islak soğutma kulelerinde kullanılan dolgu malzemeleri su ve atmosfer havası arasındaki yüzey alanını artırarak buharlaşmayı destekler [18].



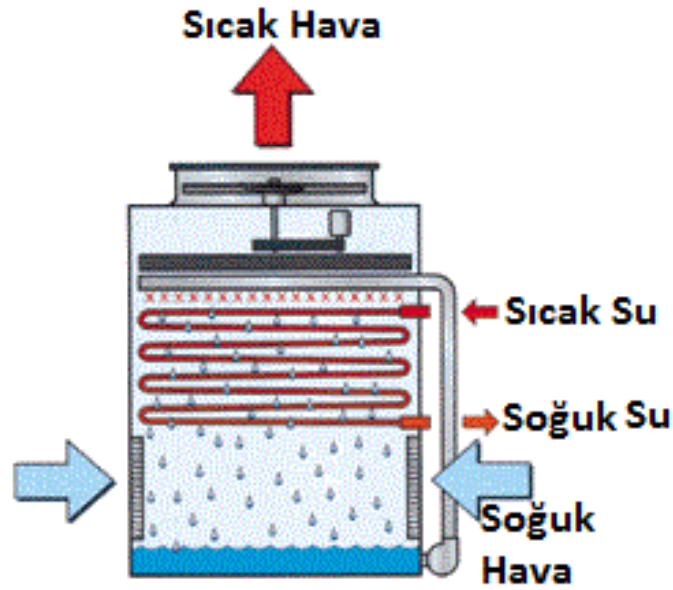
Şekil 3.7. Islak Soğutma Kulesi [36]

Islak soğutma kuleleri yüksek verimlilikleri ile bilinirler fakat buharlaşan kadar geri besleme suyunun sisteme takviyesi ve dolgu malzemelerinin çabuk kirlenmesi gibi bazı dezavantajlara da sahiptirler[18].

### 3.2.1.2.Kuru Soğutma Kulesi

Kuru soğutma kuleleri kondenserde soğutucu akışkanı soğutmak için kullanılan su, soğutma kulesine kapalı bir sistem içerisinde gelerek yüzeyden ısı transferi yolu ile atık ısıyı atmosfere atar.

Isıtılmış nemli hava dolguyu terk eder ve atmosfere boşaltılır. Su kondenserden tekrar devir daim edilmek üzere havuzda toplanır.



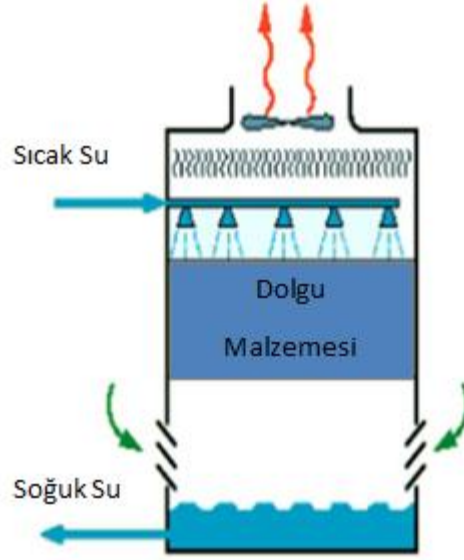
Şekil 3.8. Kuru Soğutma Kulesi[36]

## 3.2.2. Soğutucu Maddenin Akış Yönüne Göre Soğutma Kuleleri

### 3.2.2.1.Karşıt Akışlı Soğutma Kulesi

Karşıt akışlı soğutma kulesinde su aşağı doğru hareket ederken hava yukarı doğru hareket eder. Çapraz akışlı soğutma kulelerine göre daha yüksek olurlar fakat

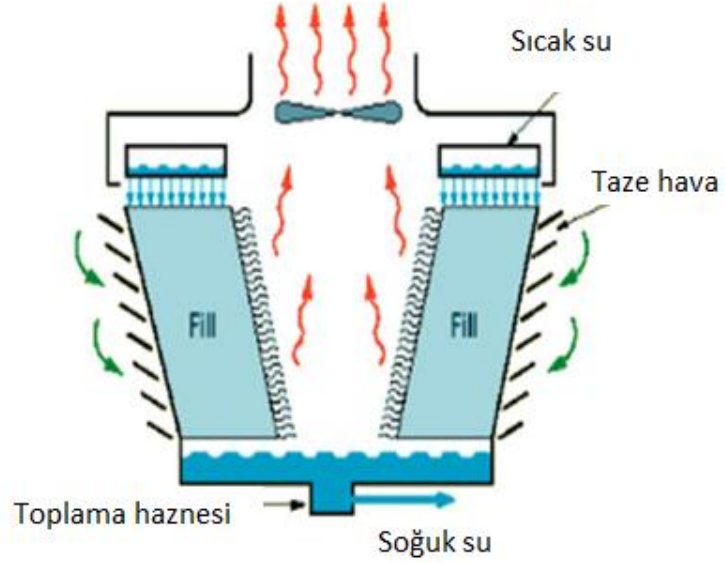
kapladığı yüzey alanı bakımından daha küçük olurlar. Yüksekliklerinin fazla olması nedeni ile daha yüksek basma kapasiteli pompalara ihtiyaç duyarlar. Ancak su ile havanın temas süresi arttığından dolayı daha fazla basınç kaybına uğrarlar. Bu sebeple çapraz akışlı soğutma kulelerine göre daha yüksek performans gösterirler [20].



Şekil 3.9. Karşı Akışlı Soğutma Kulesi[37]

### 3.2.2.2.Çapraz Akışlı Soğutma Kulesi

Çapraz akışlı soğutma kulesinde su aşağı doğru hareket ederken hava yatay olarak hareket eder. Bu tip soğutma kulesinin doğru malzemeleri yanlarda olup daha fazla hava emme alanına sahiptir.



Şekil 3.10. Çapraz Akışlı Soğutma Kulesi[37]

### 3.2.2.3.Paralel Akışlı Soğutma Kulesi

Paralel akışlı soğutma kulesinde ise soğutucu akışkan olan hava ile soğutulacak olan akışkanın yönleri aynıdır.

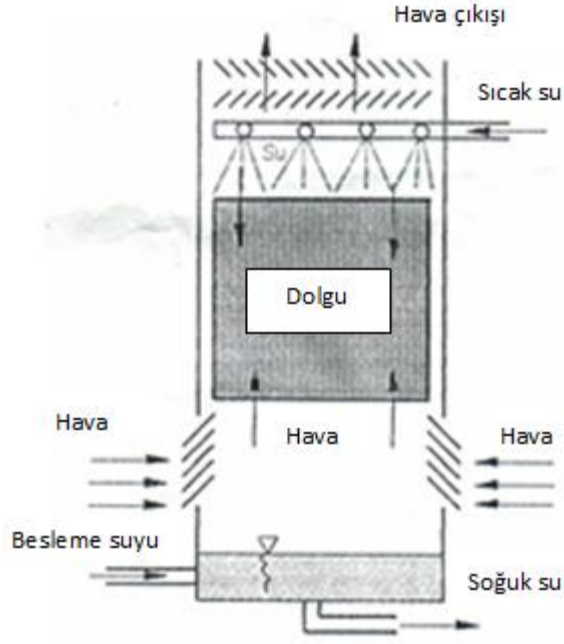
### 3.2.3. Hava Akış Türüne Göre Soğutma Kuleleri

#### 3.2.3.1.Doğal Taşınımli Soğutma Kuleleri

Bu tip soğutma kulelerinde ısınan hava yoğunluk farkından dolayı sistemden kendiliğinden uzaklaşır. Herhangi bir fan müdahalesi bulunmamaktadır. Kendi içinde iki farklı uygulama alanına sahiptir.

##### 3.2.3.1.1. Doğal Akışlı Püskürtmeli Soğutma Kulesi

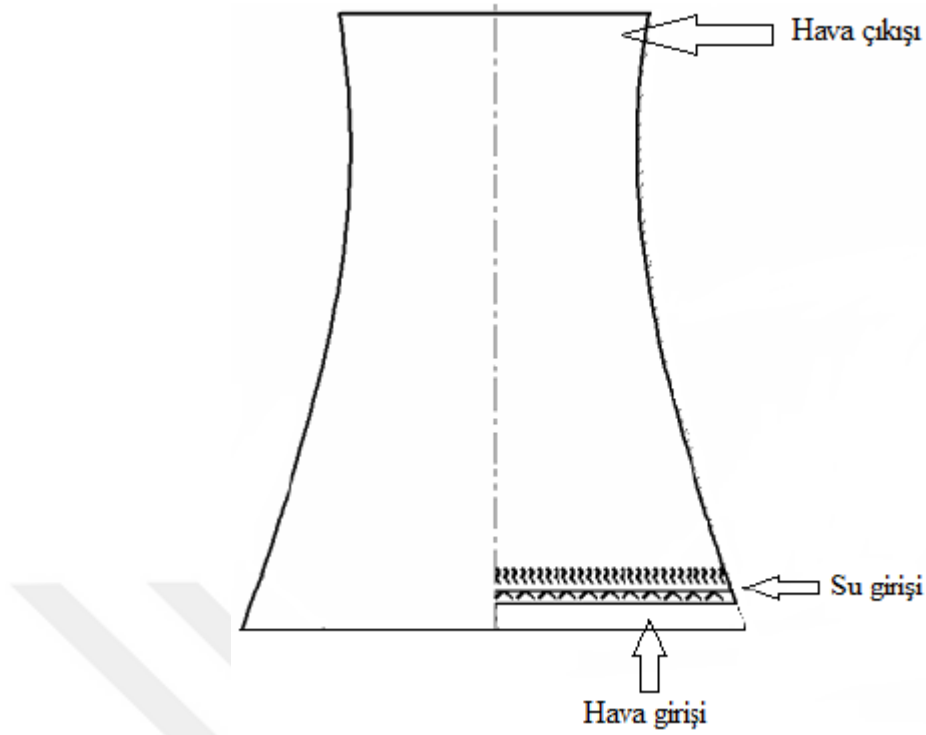
Doğal Akışlı püskürtmeli soğutma kulesi, kule içerisindeki hava-su akış yönü paralel veya çapraz yönlü olabilmektedir. Etrafı açık olduğundan dolayı atmosferde bulunan havanın hızı ve yönünden etkilenmektedir ve bu durum kule verimini doğrudan etkilemektedir. İlk yatırım maliyetleri oldukça fazla olmasına rağmen bakım masrafları ve çalışma maliyetlerinin az olması tercih edilme nedenlerindedir [19].



Şekil 3.11. Doğal Akışlı Püskürtmeli Soğutma Kulesi[37]

### 3.2.3.1.2. Doğal Akışlı Hiperbolik Soğutma Kulesi

Kule bacasının giderek daralan yapısı sayesinde ısınan ve nem ihtivası artan hava herhangi bir zorlanmış akış yaratacak donanıma ihtiyaç duymadan atmosfere atılır. Kule baca yükseklikleri 100 m'yi aşabilmektedir. Baca yüksekliği arttıkça soğutma kulesi verimliliği de artmaktadır. Bu ise ilk yatırım maliyetlerini de artmasına neden olmaktadır. Ancak bakım masrafları oldukça azdır [19].



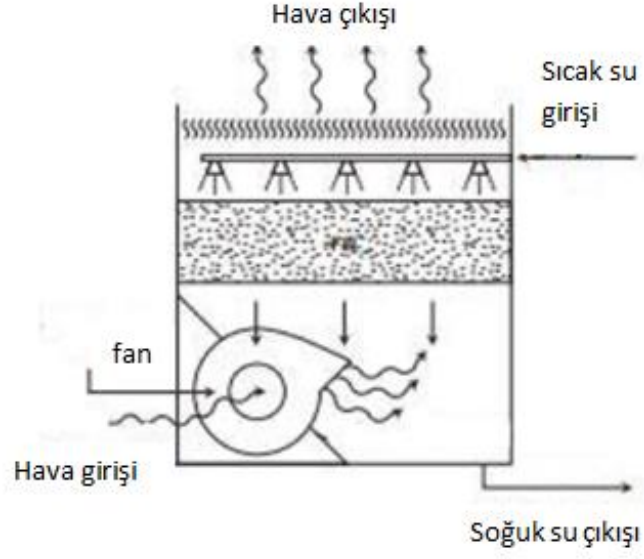
Şekil 3.12. Doğal Akışlı Hiperbolik Soğutma Kulesi[19]

### 3.2.2.3. Mekanik Taşınımli Soğutma Kuleleri

Mekanik taşınımli soğutma kuleleri en yaygın kullanılan soğutma kulesi çeşididir. Bu tip soğutma kulelerinde ısınan hava fan yardımı ile atmosfere atılır. Fanın çapı ve hızı soğutma verimini etkilemektedir. Prosesten gelen sıcak su kulenin üst kısmından dolgu malzemelerinin üzerine doğru püskürtülerek daha küçük damlacıklara parçalanır ve ince bir film tabakasının oluşması sağlanır. Böylece su damlacıklarından gerçekleşecek ısı transferi için daha fazla yüzey alanı oluşturulmuş olur.

#### 3.2.2.3.1. Zorlanmış Tip Soğutma Kulesi

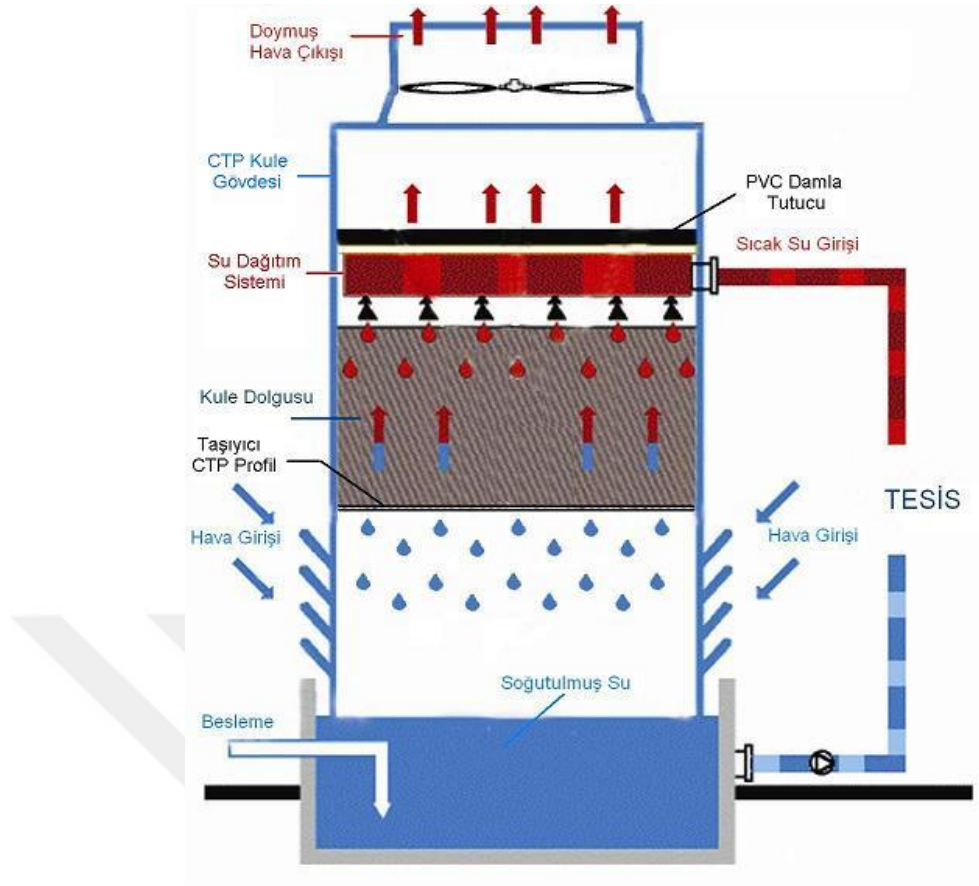
Bu tip kulede fan kulenin alt kısmında bulunur ve atmosfer havasını emerek kulenin üst kısmına doğru iter.



Şekil 3.13. Zorlanmış Tip Soğutma Kulesi[19]

#### 3.2.2.3.1. Çekme Tip Soğutma Kulesi

Bu tür kulede ise fan kulenin üst bölgesinde bulunur. Fan kule içindeki havayı alıp dışarı atar. Bu şekilde kule içerisindeki nemli ve sıcak havanın içeride dolaşım yapmasını engelleyerek verimi arttırmaktadır.



Şekil 3.14. Çekme Tip Soğutma Kulesi[19]

### 3.2.3. Temas Şekillerine Göre Soğutma Kuleleri

Temas şekillerine göre soğutma kuleleri su ve havanın temas edip etmeme durumuna göre ikiye ayrılmaktadır.

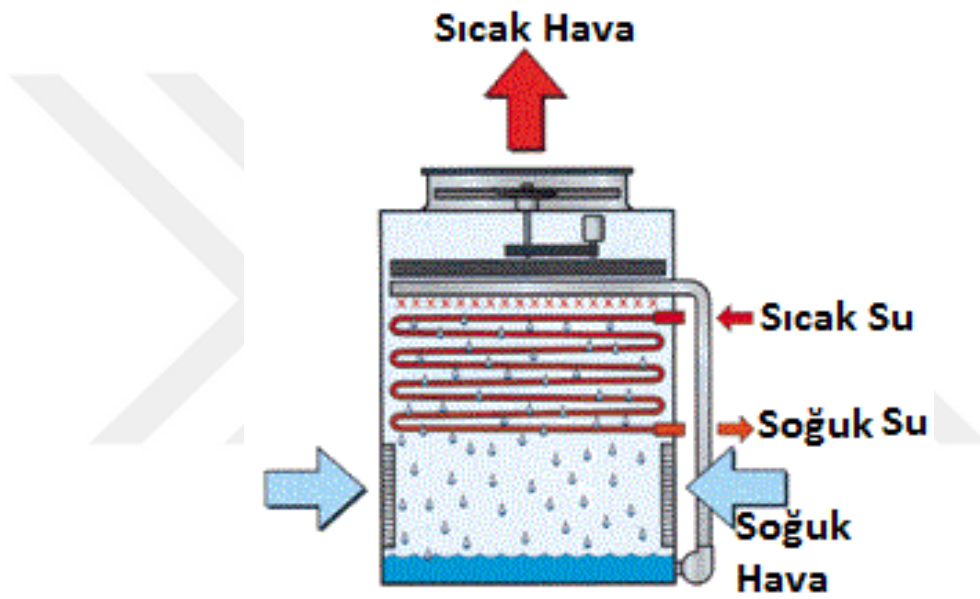
#### 3.2.3.1. Açık Devre Soğutma Kulesi

Açık devre soğutma kulesi proseten ısınmış olarak gelen su direk soğutma atmosferi ile karşılaştırılır. Böylece soğutulacak akışkan ısı yükünü doğrudan havaya verir. Bu tip kulenin dezavantajı ise soğutulan akışkan içerisine çevreden bulaşabilecek her türlü pisliğin oluşturacağı tıkanıklık ve kireçlenmedir. Böyle bir durumda ise sisteme bir ara eşanjör dahil edilebilir.



### 3.2.3.2.Kapalı devre Soğutma Kulesi

Prosesten ısınmış olarak gelen su atmosfere verilmeden kapalı bir devre içerisinde üzerine harici su püskürtülerek soğutulması prensibi ile çalışır. Burada soğutma kulesi ısı eşanjörü mantığına göre soğutma yapar. Bu tip soğutma kulesi açık devre soğutma kulesine göre soğutma suyunun kalitesi açısından daha avantajlıdır. Ancak su sıcaklığı açık devre soğutma kulesine göre 2-3 °C daha yüksektir. Ayrıca su kaybı bakımından da açık devre soğutma kuleleri ile yaklaşık aynı orana sahiptir [33].



Şekil 3.15. Kapalı Devre Soğutma Kulesi [19]

## **4. MATERYAL VE YÖNTEM**

### **4.1.Meteorolojiden Alınan Batman İline Ait saatlik Sıcaklık ve Bağıl Nem Verilerinin Düzenlenmesi**

Meteoroloji Genel Müdürlüğünden elde edilen Batman iline ait saatlik sıcaklık ve bağıl nem değerleri 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, yıllarına ait beş yıllık verileri kapsamaktadır.

Meteoroloji saatlik verilerinde eksiklik bulunan hücreler EXCEL programı kullanılarak bir önceki ve bir sonraki saatlik verinin ortalaması alınarak doldurulmuştur.

Tüm beş yılın ocak ayı saatlik sıcaklık verilerinin ortalaması alınarak yeni bir EXCEL ortamına aktarılmıştır. Ardından yılın tüm ayları için aynı işlem yapılarak oluşturulan sayfaya eklenmiştir. Saatlik bağıl nem değerleri için yine beş yıla ait tüm ayların saatlik verilerinin ortalaması alınmıştır

Saatlik sıcaklık değerlerinde tam sayı olmayan tüm veriler yazılan makro ile yuvarlatılmış ve tam sayı haline getirilmiştir.

EXCEL programında bir makro oluşturulmuş ve makroya göre belirli aralıktaki sıcaklık değeri yılda kaç defa gözlemlenmiş olduğu ve o değere tekabül eden bağıl nem değeri belirlenmiştir.

Yapılan tüm bu işlemlerin ardından EES (Engineering Equation Solver) programı yardımı ile yaş termometre sıcaklığına denk gelen ortalama kuru termometre sıcaklıkları ve yılda kaç defa tekrarlandığı hesaplanmıştır. Hesaplanan ortalama kuru termometre sıcaklık verileri tablo 1.2 de belirtilmiştir.

Çizelge 4.1. Yaş termometre sıcaklığı iklim verileri

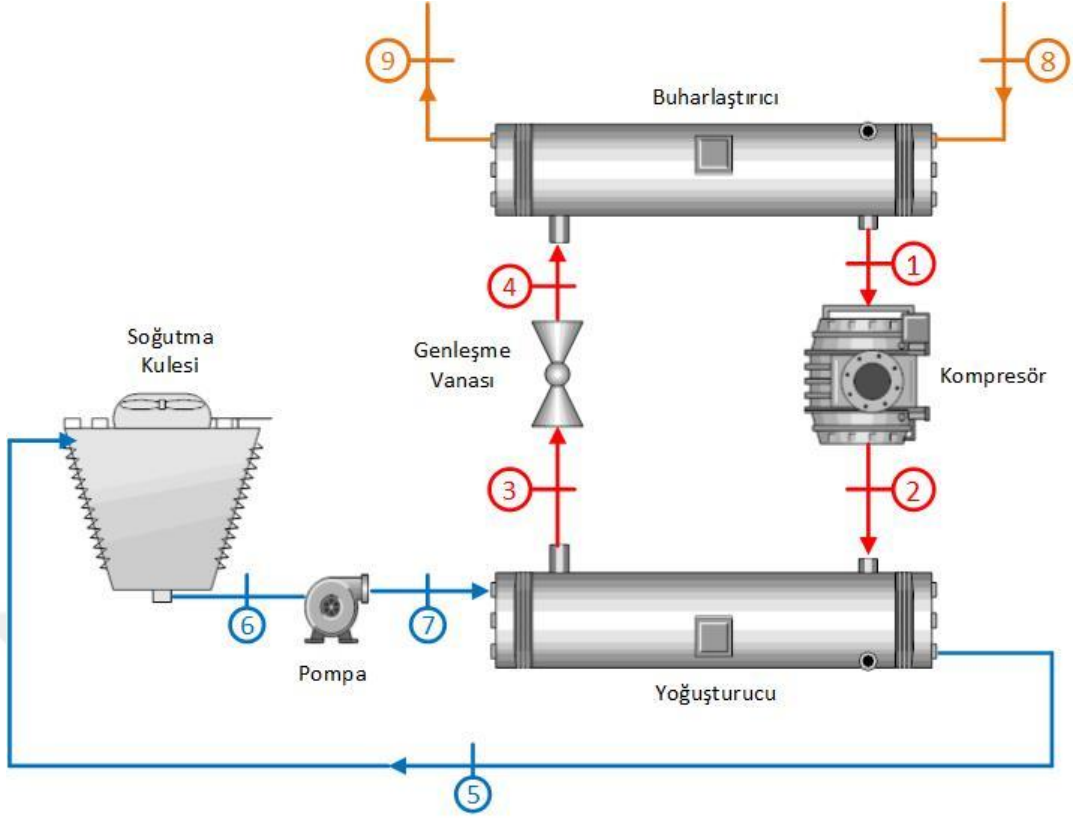
Yaş termometre sıcaklığı (Tyt)	Çakışık kuru termometre sıcaklığı (Tkt)	Yıl içindeki saat miktarı
-4	-3,51	23
-3	-2,55	42
-2	-1,51	86
-1	-0,38	165
0	0,68	210
1	1,78	297
2	3,01	367
3	4,28	393
4	5,63	431
5	6,90	394
6	8,27	402
7	9,73	372
8	10,83	320
9	12,41	338
10	13,67	410
11	15,29	419
12	16,71	449
13	18,62	513
14	21,22	560
15	23,47	592
16	26,41	644
17	30,50	529
18	34,21	361
19	37,27	377
20	36,98	71
21	34,48	1

## 4.2.Chiller Grubu

Chiller grubu ısıyı bir kaynaktan alıp başka bir kaynağa iletmesi prensibi ile çalışan cihazlardır. Sistemin ana elemanları kondenser (yoğurturucu), kompresör, buharlaştırıcı ve genleşme vanasıdır. Bu sistemde kompresörde yüksek basınca sıkıştırılan soğutucu akışkan kızgın buhar halinde kondensere gönderilir. Çevreye ısı vererek yoğuşan soğutucu akışkan, kısılma vanasında alçak basınca kısılarak ıslak buhar halinde buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıyı çevreleyen suyun sıcaklığının altında bir sıcaklığa sahip olan soğutucu akışkan suyun ısını çekerek suyu soğutur. Su soğutma grupları kullanılan kondenser tipine bağlı olarak hava ve su soğutmalı olarak ikiye ayrılır. Isının atıldığı kaynak hava ise havadan suya transfer, su ise sudan suya transfer gerçekleşmektedir.

Modelin chiller kısmında suyun sıcaklığı soğutucu akışkanın çektiği ısı yardımıyla düşürülmektedir. Bu esnada soğutucu akışkan faz değiştirirken sıcaklığında değişme olmadığı kabul edilmektedir. Soğutucu akışkan çektiği ısı enerjisini kondenserde dolaşan ve soğutma kulesinden gelen suya vererek tekrar sıvı faza dönüşmektedir.

Soğutma kulesinde ise asıl amaç sistemden ısınarak gelen suyun hava ile temas ettirilerek soğumasını sağlamaktır. Bu işlemi yaparken de suyun hava ile temas yüzeyinin artırılması için dolgu malzemeleri kullanılır. Sistemin temel elemanları ve çalışma prensibi şekil da belirtildiği gibidir.



Şekil 4.1. Endüstriyel Chiller ve Soğutma Kulesi

Tasarlanan sistemin çalışması şu sıra ile gerçekleşmektedir: Düşük basınç ve sıcaklıkta, kızgın buhar olarak buharlaştırıcıdan (1noktasında) çıkan soğutucu akışkan, bu noktada kompresöre girer. Kompresör tarafından sıkıştırılan kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanın basıncı artar ve (2noktasında) kompresörden çıkar. Yüksek basınç ve sıcaklıkta, kızgın buhar halinde (2noktasında) kompresörden çıkan soğutucu akışkan, kondensere girer ve burada önce doyma sıcaklığına kadar soğutulur, daha sonra ise sabit sıcaklıkta yoğuşturulur. Yüksek basınçta orta bir sıcaklıkta aşırı soğutulmuş sıvı olarak (3noktasında) kondenserden çıkan soğutucu akışkan, bu noktada sabit entalpide genişleme işleminin olduğu genişleme valfine girer. Basıncı düşürülen soğutucu akışkanın sıcaklığı da düşer ve (4noktasında) genişleme valfinden çıkar. Soğutucu akışkan aynı zamanda (4noktasında) buharlaştırıcıya girer. Buharlaştırıcıdaki işlem, soğutucu akışkanın (1) şartlarında kızgın buhar elde edilmesi işlemi ile sistem devir daim olur.

#### 4.2.1. Kondenser Modellemesi

Bu çalışmada endüstriyel soğutma grubunun kapasitesi 300 kW olarak belirlenmiştir. Talep edilen soğutma kapasite ve şartlarının sabit olduğu kabul edilmiştir. Bu nedenle, buharlaştırıcı sıcaklığı ve buharlaştırıcıya giren suyun giriş ve çıkış sıcaklıkları sırasıyla yıl boyunca 2 °C, 12 °C ve 7°C olarak alınmıştır. Buharlaştırıcı çıkışı toplam kızgınlık değeri 5 K alınmıştır.

Bu kabullerden sonra, ilk adım olarak Batman ili tasarım değerlerine bağlı olarak bir gövde-borulu ısı değiştirici tasarlanmıştır. Kule dönüş suyunun 30 °C olması şartı değerlendirilmiştir. Su akışı borulardan soğutucu akışkan akışı gövdeden olacak şekilde yoğuşturucu tasarlanmıştır. Isı değiştirici şekil 4.2 de gösterildiği gibi aşırı soğuma, yoğuşma ve kızgın buhar bölgesi olarak üç bölgeye ayrılmış ve her bölge için ısı transfer katsayıları hesaplanmıştır. Yoğuşturucu tasarımı için takip edilen yöntem aşağıda sunulmuştur. Soğutucu akışkan olarak R134a seçilmiştir. Yoğuşturucu çıkışında soğutucu akışkanın aşırı soğuma değeri 3 K olarak alınmıştır.

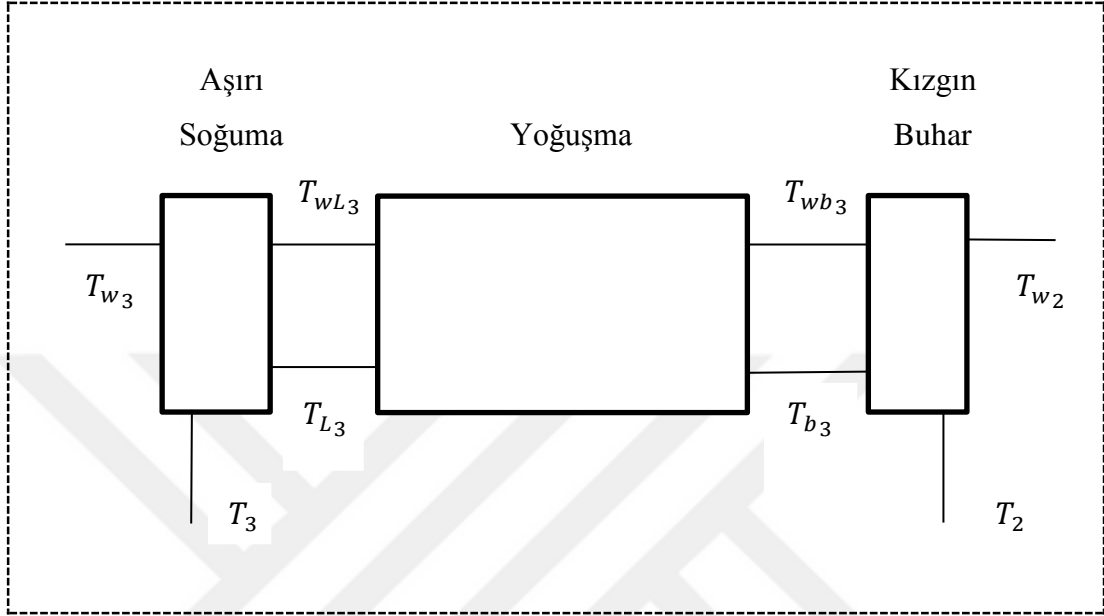
Yoğuşturucuda dolaşan soğutucu akışkan debisi, 300 kW soğutma kapasitesi için buharlaştırıcıda enerji dengesi kullanılarak elde edilmiştir.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r(h_1 - h_2) \quad (1)$$

Yoğuşturucu sıcaklığı kule dönüş sıcaklığının 15 °C olacak şekilde belirlenmiştir. Yoğuşma ve buharlaşma sıcaklığı ve soğutma kapasitesi bilindiği için kompresörün çıkış entalpisi hesaplanabilir. Kompresör izantropik verimi %80 kabul edilmiştir [38].

$$h_2 = \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{i\dot{s}}} + h_1 \quad (2)$$

Kabul edilen yoğuşma sıcaklığına bağlı olarak akışkanın yoğuşma basıncı belirlenebilir. Kompresör çıkış şartı olarak entalpi ve basınç gibi iki yeğin özelliğin olması ile kompresör çıkış sıcaklığı hesaplanır.



Şekil 4.2. Yoğuşma Sıcaklığı Simülasyonu

#### 4.2.1.1. Yoğuşturucu Aşırı Soğuma Bölgesi Isı Değiştirici Hesabı

Soğutucu akışkanın aşırı soğuma bölgesi çıkış sıcaklığı aşırı soğuma derecesinin (sc) yoğuşma sıcaklığından çıkarılması ile elde edilir.

$$T_3 = T_{L_3} - Sc \quad (3)$$

Aşırı soğuma bölgesinde gerçekleşen ısı transferi (4 ve 5) numaralı eşitlikler ile ifade edilir.

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_w c p_w (T_{wL_3} - T_{w_3}) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_r (h_{L_3} - h_3) \quad (5)$$

Soğutucu akışkanın ve suyun çözümlerde ihtiyaç duyulan termofiziksel özellikleri  $(T_3 + T_{L_3})/2$  ve  $((T_{wL_3} + T_3)/2)$  ortalama sıcaklık değerleri kullanılarak belirlenmiştir. Yoğuşturucuda ¾ in. BWG 16 borular kullanılmıştır. Isı değiştirici tek gövde iki boru geçişli olarak tasarlanmıştır. Ara perde olarak segmentel ara perdeler kullanıldığı kabul edilmiştir. Gövde tarafı soğutucu akışkanın borulara yaklaşırken akış alanı;

$$A_{SSC} = D_s \cdot C \cdot \frac{B}{P_T} \quad (6)$$

Denklemlerle hesaplanır. Burada  $D_s$  gövde iç çapı,  $C$  boruların dış duvarları arası mesafe,  $B$  yönlendiriciler arası mesafe,  $P_T$  ise akışa dik boru merkezleri arası mesafedir. Belirlenen bu akış alanından geçen akışkanın hızı 7 numaralı eşitlik kullanılarak hesaplanır.

$$V_{SSC} = \frac{\dot{m}_r}{A_{SSC} \cdot \rho_{rsc}} \quad (7)$$

Gövde tarafı Reynolds sayısının hesaplanabilmesi için gövde tarafı eşdeğer çapın hesaplanması gerekir. Gövde tarafı eşdeğer çap, Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve taşınım ısı transfer katsayısı aşağıdaki denklemler kullanılarak elde edilir.

$$D_{esc} = \frac{2\sqrt{3} \cdot P_T^2}{\pi d_o} - d_o \quad (8)$$

$$Re_{SSC} = V_{SSC} \frac{D_{esc}}{v_{sc}} \quad (9)$$

$$NUS_{SC} = 0,36 Re_{SSC}^{0,55} Pr_{SC}^{1/3} \quad (10)$$

$$\alpha_{sc} = NUS_{SC} \frac{K_{sc}}{D_{esc}} \quad (11)$$

Denklemlerde kullanılan  $d_o$  boruların dış çapıdır.



Borular içerisinde akan su için akışa dik toplam alan  $N_t$  tüp sayısı,  $N_p$  geçiş sayısı ve  $d_i$  boruların iç çapı olmak üzere aşağıdaki denklem ile bulunur.

$$A_{csc} = \frac{N_t}{N_p} \cdot \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \quad (12)$$

Suyun boru içindeki hızı ve Reynolds sayısı (13 ve 14) numaralı denklemde kullanılarak hesaplanır.

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{A_{csc} \cdot \rho_{wsc}} \quad (13)$$

$$Re_{wsc} = V_w d_i \frac{\rho_{wsc}}{\mu_{wsc}} \quad (14)$$

Nusselt sayısı boru içi akışta sürtünmenin bir fonksiyonudur. Sürtünme katsayısı, Nusselt sayısı ve boru içi akışın taşınım ısı transfer katsayısı ifadeleri aşağıda verilmiştir.

$$f_{wsc} = (1,58 \cdot \ln(Re_{wsc}) - 3,28)^{-2} \quad (15)$$

$$NU_{wsc} = \frac{\frac{f_{wsc}(Re_{wsc}-1000)Pr_{wsc}}{2}}{1,07+12,7\left[\frac{f_{wsc}}{2}\right]^{0,5} (Pr_{wsc}^{(2/3)}-1)} \quad (16)$$

$$\alpha_{wsc} = NU_{wsc} \frac{K_{wsc}}{d_i} \quad (17)$$

Aşırı soğuma bölgesi toplam ısı transfer katsayısı (18) numaralı denklem kullanılarak elde edilir.

$$U_{sc} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wsc}} \cdot \frac{d_o}{d_i} + R_{fi} \cdot \frac{d_o}{d_i} + R_{fo} + \frac{1}{\alpha_{sc}}} \quad (18)$$

Burada  $R_{fi}$  ve  $R_{fo}$  boru iç yüzey ve dış yüzeyi için kirlenme faktörleridir.

Aşırı soğuma için gerekli yüzey alanı ısı değiştiricisinde gerçekleşen ısı transfer hızının aşağıda verilen denklemden elde edilecektir. Bu nedenle logaritmik ortalama sıcaklık farkı ve düzeltme faktörünün de hesaplanması gerekmektedir.

$$Q_{sc} = U_{sc} A_{y_{sc}} F_{sc} \Delta LMSC \quad (19)$$

Bu denklemden  $A_{y_{sc}}$  toplam ısı transfer yüzey alanıdır.

$$A_{y_{sc}} = N_t \cdot \pi \cdot d_o L \quad (20)$$

Bir gövde geçişli iki ve daha fazla çift boru geçişli ısı değiştiriciler için düzeltme faktörü;

$$F_{sc} = \left[ \left( \sqrt{R^2 + 1} \right) \ln \left( \frac{1 - P}{1 - P * R} \right) \right] \quad (21)$$

$$/ \left[ (R - 1) \ln \frac{2 - P[R + 1 - (\sqrt{R^2 + 1})]}{2 - P[R + 1 + (\sqrt{R^2 + 1})]} \right]$$

Denklemi ile hesaplanır. Burada R ve P aşağıdaki ifadeler ile bulunur.

$$R = \frac{T_{L3} - T_3}{T_{wL3} - T_{w3}} \quad (22)$$

$$P = \frac{T_{wL3} - T_{w3}}{T_{L3} - T_{w3}} \quad (23)$$

Aşırı soğuma bölgesi için logaritmik ortalama sıcaklık farkı (24) numaralı eşitlik kullanılarak elde edilir.

$$\Delta LMSC = \frac{\Delta T_{1_{sc}} - \Delta T_{2_{sc}}}{\ln \frac{\Delta T_{1_{sc}}}{\Delta T_{2_{sc}}}} \quad (24)$$

Burada;

$$\Delta T_{1sc} = T_{L3} - T_{wL3} \quad (25)$$

$$\Delta T_{2sc} = T_3 - T_{w3} \quad (26)$$

#### 4.2.1.2. Yoğuşma Bölgesi Modeli

Gövde borulu ısı değiştiricinin yoğuşma bölümünde gerçekleşen ısı transfer hızı soğuk ve sıcak akışkan için sırasıyla;

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_w c p_w (T_{wb3} - T_{wL3}) \quad (27)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r (h_{b3} - h_{L3}) \quad (28)$$

olarak hesaplanır. Yoğuşma ısı transfer kat sayısı Kakaç ve Liu 1997 çalışmalarında sundukları ve tekbir düşey silindir için verilen ve N adet düşey silindir için geliştirilen aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\frac{\bar{h}D}{k_{tsat}} = 0,728 \left[ \frac{\rho_{tsat}(\rho_{tsat} - \rho_{v_{sat}})g\Delta i_{vap}D^3}{\mu_{tsat}(T_{sat} - T_s)k_{tsat}} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (29)$$

$$\bar{h} = \bar{h}_{1_{tube}} N_{tube,vert}^{-\frac{1}{6}} \quad (30)$$

Yoğuşma bölgesi boru için akış taşınım ısı transfer katsayıları aşırı soğumuş bölge için kullanılan (15,16,17) numaralı denklemlerdeki eşitlikler kullanılarak hesaplanır. Yoğuşma bölgesi logaritmik ortalama sıcaklık farkı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\Delta LMC = \frac{\Delta T_{1c} - \Delta T_{2c}}{\ln \frac{\Delta T_{1c}}{\Delta T_{2c}}} \quad (31)$$

Burada;

$$\Delta T_{1c} = T_{b3} - T_{wb3} \quad (32)$$

$$\Delta T_{2c} = T_{L3} - T_{Lw3} \quad (33)$$

Yoğuşma bölgesi toplam ısı transfer kat sayısı denklem (34) kullanılarak bulunur.

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{wc}} \cdot \frac{d_o}{d_i} + R_{fi} \cdot \frac{d_o}{d_i} + R_{fo} + \frac{1}{\alpha_c}} \quad (34)$$

Yoğuşma bölgesi yüzey alanı ve netice olarak kullanılan boru boyu bilinen ısı transferi değeri için aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanır.

$$Q_c = U_c A_{yc} F_{sc} \Delta LMC \quad (35)$$

$$A_{yc} = Nt \cdot \pi \cdot d_o L_c \quad (36)$$

#### 4.2.1.3. Kızgın Buhar Bölgesi Modeli

Kızgın buhar bölgesi soğutucu akışkanın kompresör çıkışında kızgın buhar halinden doymuş buhar haline geçmek için gerekli alanı temsil etmektedir. Kızgın buhar bölgesinde gerçekleşen ısı transferi

$$Q_{sh} = \dot{m}_w c p_w (T_{w2} - T_{wb3}) \quad (37)$$

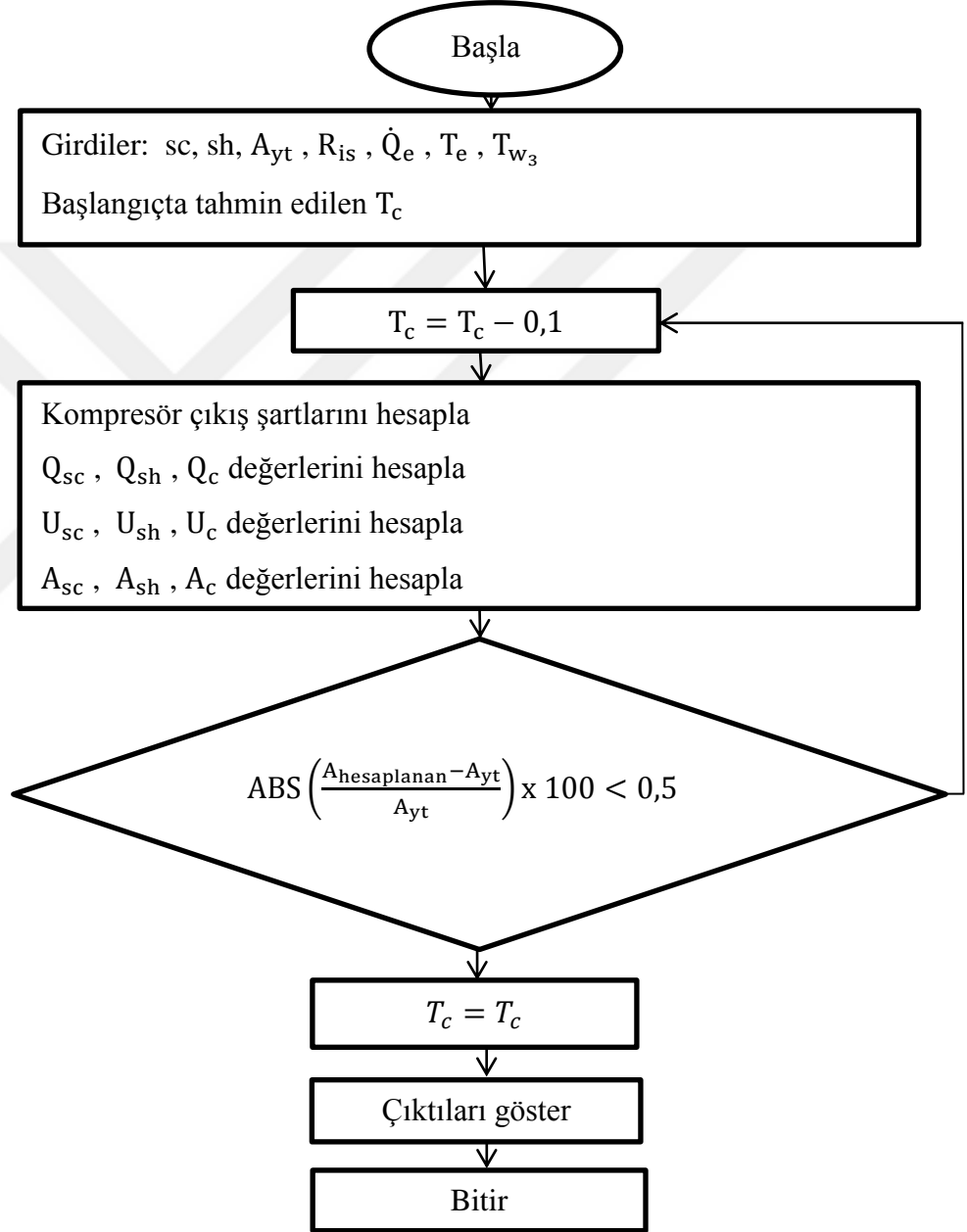
$$Q_{sh} = \dot{m}_r (h_2 - h_{b3}) \quad (38)$$

denklikleri ile ifade edilir. Toplam ısı transfer katsayısı, logaritmik ortalama sıcaklık ve yüzey alanını bulmak için takip edilen süreç gövde ve borularda tek fazlı akışa sahip olan aşırı soğuma bölgesinde takip edilen süreç ile aynıdır. Bu bölümün çözümlenmesinde kullanılan termodinamik özellikler, akışkanların bu bölgedeki hallerine, sıcaklık ve basınç değerlerine göre alınmıştır.

Bütün bölgeler için çözüm yapıldıktan sonra toplam yüzey alanı tüm bölgeler için hesaplanan yüzey alanı olarak bulunur.

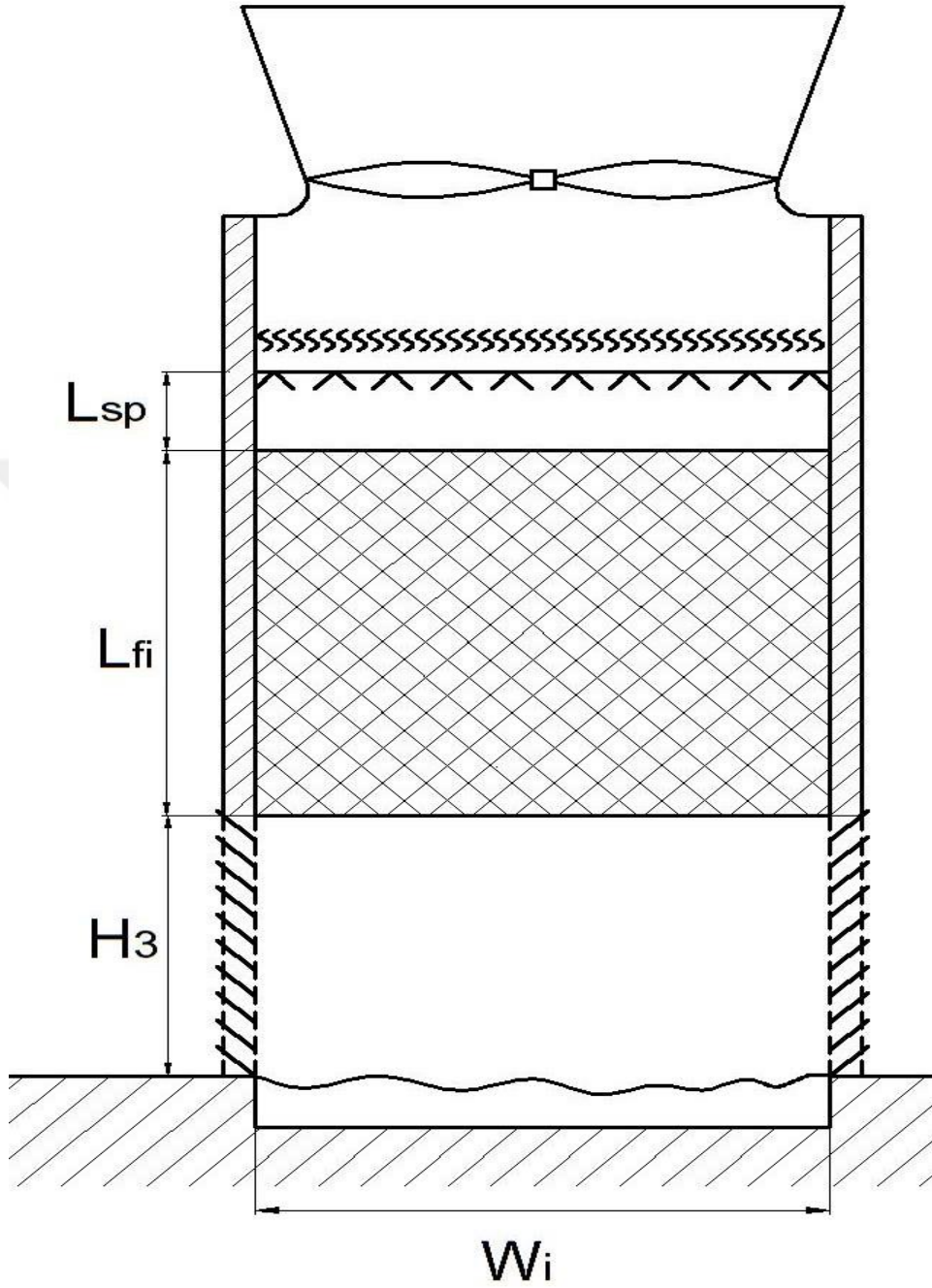
$$A_{toplam} = A_{ysh} + A_{ysc} + A_{yc} \quad (39)$$

Hesaplamalar sonucunda tasarım yüzey alanı ihtiyacı  $36.85m^2$  olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan toplam yüzey alanı kullanılarak endüstriyel soğutma ünitesinin yıl boyunca maruz kalacağı iklim şartlarına göre gerçekleşecek yoğuşma sıcaklığının simülasyonu yapılmıştır. Simülasyona ait akış diyagramı aşağıda verilmiştir.



Çizelge 4.2. Çiller modellemesinin akış şeması

### 4.3. Soğutma Kulesi Modellemesi



Şekil 4.3. Soğutma kulesi modeli

Soğutma kulesi modellenirken Johannes Christiaan Kloppers'in [39] 2003 yılında hazırlamış olduğu doktora çalışması temel alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Dolgu malzemesinin özellikleri:

Transfer katsayısı şu denklem ile hesaplanır;

$$\frac{h_{a_{fi}} a_{fi}}{G_w} = 0,269 G_w^{-0,094} G_a^{0,6023} \quad (40)$$

Kayıp katsayısı;

$$K_{fdml} = 1,9277 G_w^{1,2752} G_a^{-1,0356} \quad (41)$$

Dolgu malzemesinin ön bölgesi için alan hesabı için denklem (42) kullanılır.

$$A_{fr} = B_i W_i \quad (42)$$

Burada;

$W_i$  : Genişlik

Fan/difüzör statik basıncı;

$$\Delta P_{F/dif} = 320,85 - 6,9604 V_{F/dif} + 0,31373 V_{F/dif}^2 - 0,021393 V_{F/dif}^3 \quad (43)$$

Fan gücü;

$$P_{F/dif} = 4245,1 - 64,13 V_{F/dif} + 17,586 V_{F/dif}^2 - 0,71079 V_{F/dif}^3 \quad (44)$$

Dolgu malzemesindeki hava buharının harmonik ortalama yoğunluğu yaklaşık olarak denklem (45) den hesaplanır.

$$\rho_{av15} = \frac{2}{\frac{1}{\rho_{av1}} + \frac{1}{\rho_{av5}}} \quad (45)$$

Burada;

$\rho_{av15}$  : 1-5 noktaları arası ortalama yoğunluk

$\rho_{av1}$  :1 noktasındaki ortalama yoğunluk

$\rho_{av5}$  :5 noktasındaki ortalama yoğunluk

Kuru havanın kütleli debisi denklem (46) dan hesaplanabilir;

$$m_{av15} = \frac{[m_a(1+w_1)+m_a(1+w_5)]}{2} \quad (46)$$

Dolgu malzemesinden önce ve sonra hava buharının kütleli debileri sırası ile;

$$m_{av1} = m_a(1 + w_1) \quad (47)$$

$$m_{av5} = m_a(1 + w_5) \quad (48)$$

Noktaları arası kütleli hızları ise şu denklemlerden hesaplanır;

$$G_{av15} = \frac{m_{av15}}{A_{fr}} \quad (49)$$

$$G_a = \frac{m_a}{A_{fr}} \quad (50)$$

$$G_{av1} = \frac{m_{av1}}{A_{fr}} \quad (51)$$

$$G_{av5} = \frac{m_{av5}}{A_{fr}} \quad (52)$$

Dolgu malzemesinin ön bölgesindeki suyun kütleli akış hızı denklem (53) ile tanımlanmıştır.



$$G_w = \frac{m_w}{A_{fr}} \quad (53)$$

$$a_\mu = 3,06 \times 10^{-6} \left( \frac{\rho_{wo}^4 g^9}{\sigma_{wo}} \right)^{0,25} \quad (54)$$

$$a_\rho = \frac{998}{\rho_{wo}} \quad (55)$$

$$a_v = 73,298 \left( \frac{g^5 \sigma_{wo}^3}{\rho_{wo}} \right)^{0,25} \quad (56)$$

$$a_L = 6,122 \left( \frac{g \sigma_{wo}}{\rho_{wo}} \right)^{0,25} \quad (57)$$

Schmidt sayısı denklem (58) ile hesaplanır.

$$Sc_1 = \frac{\mu_{av1}}{\rho_{av1} D_1} \quad (58)$$

Dolgu malzemesinden önceki hava buharının hızı denklem (59) ile tanımlanmıştır.

$$V_{av3} = \frac{m_{av1}}{\rho_{av1} A_{fr}} \quad (59)$$

Tüm bu veriler aşağıda belirtilen denklemde yerine yazılarak yağmur bölgesindeki Merkel sayısı (Me) hesaplanmış olur.

$$\begin{aligned}
& \frac{h_{drz} a_{rz} H_3}{G_w} \\
& = 3,6 \left( \frac{D_1}{v_{av3} d_d} \right) \left( \frac{H_3}{d_d} \right) \left( \frac{P_{a1}}{\rho_{wo} R_v T_{a1}} \right) S_{C1}^{0,33} \left[ \frac{\ln \left( \frac{w_{s1} + 0,622}{w_1 + 0,622} \right)}{w_{s1} - w_1} \right] \\
& \times \left[ 4,68851 a_\rho \rho_{av1} - 187128,7 a_\mu \mu_{av1} - 2,29322 \right. \\
& + 22,4121 \left\{ 0,350396 \left( \frac{a_v}{v_{av3}} \right)^{1,38046} \right. \\
& + 0,09 \left. \right\} \left\{ 1,60934 (a_L H_3)^{-1,12083} + 0,66 \right\} \\
& \times \left\{ 34,6765 (a_L d_d)^{0,732448} + 0,45 \right\} \\
& \times \exp \left\{ 7,7389 \exp(-0,399827 a_L H_3) \ln \left\{ 0,087498 \exp(0,026619 a_L W_i \right. \right. \\
& \left. \left. + 85 \right\} \right] \tag{60}
\end{aligned}$$

Dolgu malzemesinin bulunduğu bölge için Merkel Sayısı denklem (61) ile tanımlanmıştır.

$$\frac{h_{dfi} a_{fi} L_{fi}}{G_w} = 0,2692 L_{fi} G_w^{-0,094} G_a^{0,6023} \tag{61}$$

Püskürtme bölgesindeki transfer katsayısı ise Lowe ve Christie tarafından denklem (62)

ile tanımlanmıştır.

$$\frac{h_{dsp} a_{sp} L_{sp}}{G_w} = 0,2 L_{sp} \left( \frac{G_a}{G_w} \right)^{0,5} \tag{62}$$

Tüm bu denklemlerden soğutma kulesi için toplam transfer katsayısı denklem (63) ile tanımlanmıştır.

$$\frac{h_{dfi} a_{fi} L_{fi}}{G_w} = 0,2692 L_{fi} G_w^{-0,094} G_a^{0,6023} \tag{63}$$

Chebyshev integrasyonu metodu ile daha detaylı bir çözüm yapılabilir.

$$Me_M = \int_{T_{wo}}^{T_{w1}} \frac{c_{pw}dT_w}{i_{masw}i_{ma}} \approx \frac{c_{pw}(T_{wi}-T_{wo})}{4} \left( \frac{1}{\Delta i_{(1)}} + \frac{1}{\Delta i_{(2)}} + \frac{1}{\Delta i_{(3)}} + \frac{1}{\Delta i_{(4)}} \right) \quad (64)$$

Entalpi farkları aşağıda belirtilen sıcaklıklara bağlıdır.

$$T_{w(1)} = T_{wo} + 0,1(314,65 - T_{wo}) \quad (65)$$

$$T_{w(2)} = T_{wo} + 0,4(314,65 - T_{wo}) \quad (66)$$

$$T_{w(3)} = T_{wo} + 0,6(314,65 - T_{wo}) \quad (67)$$

$$T_{w(4)} = T_{wo} + 0,9(314,65 - T_{wo}) \quad (68)$$

$T_{w(1)}$  Sıcaklığındaki doymuş havanın entalpisini hesaplamak için;

$$i_{masw(1)} = c_{pa(1)}(T_{w(1)} - 273,15) + w_{s(1)}[i_{fgwo} + c_{pv(1)}(T_{w(1)} - 273,15)] \quad (69)$$

$$i_{ma(1)} = m_w c_{pwm} \frac{(T_{w(1)} - T_{wo})}{m_a} + i_{ma1} \quad (70)$$

$$\Delta i_{(1)} = i_{masw(1)} - i_{ma(1)} \quad (71)$$

Formülleri kullanılır.

Diğer noktadaki sıcaklık değerleri için aynı hesaplama yöntemi kullanılarak  $\Delta i_{(2)}$ ,  $\Delta i_{(3)}$  ve  $\Delta i_{(4)}$  değerleri hesaplanır.

Tüm bu değerler denklem (25) de yerine yazılarak Merkel sayısı hesaplanmış olur.

Soğutma kulesinden atılan ısı miktarı denklem (72) ile tanımlanmıştır.

$$Q = m_w c_{pwm} (T_{wi} - T_{w0}) \quad (72)$$

Dolgu malzemeleri arasındaki panjur kanatçıklarından dolayı oluşan kayıp katsayısı bulunurken denklem (78) kullanılmaktadır.

$$K_{ilfi} = K_{il} \left( \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left( \frac{W_i B_i}{2H_3 W_i} \right) \left( \frac{m_{av1}}{m_{av15}} \right)^2 \quad (73)$$

Yağmurlama bölgesi için kayıp katsayısı;

$$\mathcal{V}_{w3} = \frac{G_w}{\rho_{w0}} \quad (74)$$

$$\begin{aligned} K_{rz} = 1,5 a_v v_{w3} \left( \frac{H_3}{d_d} \right) [ & 0,219164 - 0,30487 a_\rho \rho_{av1} \\ & + 8278,7 a_\mu \mu_{av1} \\ & + 0,954153 \{ 0,328467 \exp(135,7638 a_L d_d) \\ & + 0,47 \} \{ 26,28482 (a_L H_3)^{-2,95729} \\ & + 0,56 \} \exp \{ \ln(0,204814 \exp(0,066518 a_L W_L) \\ & + 0,21) \times (3,9186 \exp(-0,3 a_L H_3)) \\ & \times (0,31095 \ln(a_L d_d) \\ & + 2,63745) \} \{ 2,177546 (0,9882 \\ & \times 2,67127)^{-1,4654} + 0,21 \} ] \quad (75) \end{aligned}$$

Yağmur bölgesi kayıp katsayısı denklem (76) ile tanımlanmıştır.

$$K_{rzfi} = K_{rz} \left( \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left( \frac{m_{av1}}{m_{av15}} \right)^2 \quad (76)$$

Destek çubuklarından dolayı meydana gelen kayıp katsayısı denklem (77) ile tanımlanmıştır.

$$K_{fsfi} = K_{fs} \left( \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left( \frac{m_{av1}}{m_{av15}} \right)^2 \quad (77)$$

Dolgu kayıp katsayısı denklem (78) ile tanımlanmıştır.

$$K_{fdm} = 1,9277L_{fi}G_w^{1,2752}G_a^{-1,0356} \quad (78)$$

$$K_{fdm} = 1,9277L_{fi}G_w^{1,2752}G_a^{-1,0356} \quad (79)$$

Gerçek dolgu kayıp katsayısı ise aşağıda belirtilen formül ile hesaplanmaktadır.

$$K_{fi} = K_{fdm} + \frac{\left( \frac{G_{av5}^2}{\rho_{av5}} - \frac{G_{av1}^2}{\rho_{av1}} \right)}{\left( \frac{G_{av15}^2}{\rho_{av15}} \right)} \quad (80)$$

Püskürtme bölgesi kayıp katsayısı için denklem (81) kullanılarak hesaplanmıştır.

$$K_{fsfi} = L_{sp} \left[ 0,4 \left( \frac{G_w}{G_a} \right) + 1 \right] \left( \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \left( \frac{m_{av5}}{m_{av15}} \right)^2 \quad (81)$$

Su dağıtım bölgesindeki kayıp katsayısı denklem (82) ile tanımlanmıştır.

$$K_{wdfi} = K_{wd} \left( \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \left( \frac{m_{av5}}{m_{av15}} \right)^2 \quad (82)$$

Damla tutuculardaki kayıp katsayısı ise denklem (83) ile hesaplanır.

$$K_{wdfi} = 27,4892Ry^{-0,14247} \left( \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \left( \frac{m_{av5}}{m_{av15}} \right)^2 \quad (83)$$

$$\begin{aligned}
K_{ct(norz)} = & 0,2339 + (3,919 \times 10^{-3}K_{fie} - 6,840 \times 10^{-2}K_{fie} \\
& + 2,5267 \\
& \times ewp \left\{ \frac{W_i}{H_3} (0,5143 - 0,1803 \exp\{0,0163K_{fie}\}) \right\} \\
& - \sinh^{-1} \left[ 2,77 \exp \left\{ 0,958 \frac{W_i}{H_3} \right\} \right. \\
& \times \exp \left\{ K_{fie} \left( 2,457 - 1,015 \frac{W_i}{H_3} \right) \times 10^{-2} \right\} \\
& \left. \times \left( \frac{r_i}{W_i} - 0,013028 \right) \right]
\end{aligned} \tag{84}$$

$$K_{fie} = K_{fsfi} + K_{fi} + K_{fsfi} + K_{wdfi} + K_{defi} \tag{85}$$

$$K_{ctfi} = K_{ct} \left( \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av1}} \right) \left( \frac{m_{av1}}{m_{av15}} \right)^2 \tag{86}$$

Fandaki Kayıp Katsayısı için;

$$K_{upfi} = K_{up} \left( \frac{\rho_{av15}}{\rho_{av5}} \right) \left( \frac{m_{av5}}{m_{av15}} \right)^2 \left( \frac{A_{fr}}{A_c} \right)^2 \tag{87}$$

Fandan geçen gerçek hava hacimsel debisi;

$$V_F = \frac{m_{av5}}{\rho_{av5}} \tag{88}$$

$$V_{F/dif} = V_F \left( \frac{N_{F/dif}}{N_F} \right) \left( \frac{d_{Fr}}{d_F} \right)^3 \tag{89}$$

Fanın statik basınç farkı;

$$\begin{aligned}
\Delta P_{F/difs} = & 320,85 - 6,9604V_{F/dif} + 0,31373V_{F/dif}^2 \\
& - 0,021393V_{F/dif}^3
\end{aligned} \tag{90}$$

Fan statik basıncının gerçek farkı için ise denklem (91) kullanılarak;

$$\Delta P_{Fs} = \Delta P_{F/dif} \left( \frac{N_F}{N_{F/dif}} \right)^2 \left( \frac{d_F}{d_{Fr}} \right)^2 \left( \frac{\rho_{av6}}{\rho_r} \right) \quad (91)$$

Fanın mil gücü;

$$P_{F/dif} = 4245,1 - 64,134V_{F/dif} + 17,586V_{F/dif}^2 - 0,71079V_{F/dif}^3 \quad (92)$$

Fanın gerçek mil gücü;

$$P_F = P_{F/dif} \left( \frac{N_F}{N_{F/dif}} \right)^2 \left( \frac{d_F}{d_{Fr}} \right)^2 \left( \frac{\rho_{av6}}{\rho_r} \right) \quad (93)$$

Fanın statik basınç artış katsayısı;

$$K_{F/difs} = \frac{2\Delta P_{Fs}\rho_{av6}}{\left( \frac{4m_{av5}}{\pi d_c^2} \right)^2} \quad (94)$$

$$P_{a5} = P_{a1} \left[ 1 - \frac{0,00975 \left( H_3 + \frac{L_{fi}}{2} \right)}{T_{a1}} \right]^{3,5(1+w_1) \left( 1 - \frac{w_1}{w_1+0,622} \right)} - \quad (95)$$

$$\left( K_{ilfi} + K_{rzfi} + K_{f_sfi} + K_{ffi} + K_{spfi} + K_{wdfi} + K_{defi} + K_{ctfi} \right) \frac{\left( \frac{m_{av15}}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{av15}}$$

Havanın fana giriş durumu ile fan çıkışındaki durumları eşittir.

Yerçekiminden kaynaklanan basınç kayıpları ihmal edilir.

$$\left( K_{ilfi} + K_{rzfi} + K_{f_sfi} + K_{ffi} + K_{spfi} + K_{wdfi} + K_{defi} + K_{ctfi} + K_{upfi} \right) \frac{\left( \frac{m_{av15}}{A_{fr}} \right)^2}{2\rho_{av15}} - K_{fs} \frac{\left( \frac{m_{av5}}{A_c} \right)^2}{2\rho_{av6}} = 0 \quad (96)$$

Buharlaşama ile meydana gelen su kayıp miktarı;

$$m_{w(evap)} = m_a(w_5 - w_1) \quad (97)$$

Bu denklemler sonucunda tasarlanan kule değerleri aşağıda belirtilmiştir.

$$W_i = 1,8 \text{ m}$$

$$H_3 = 1 \text{ m}$$

$$L_{fi} = 1,4 \text{ m}$$

$$L_{sp} = 0,5 \text{ m}$$

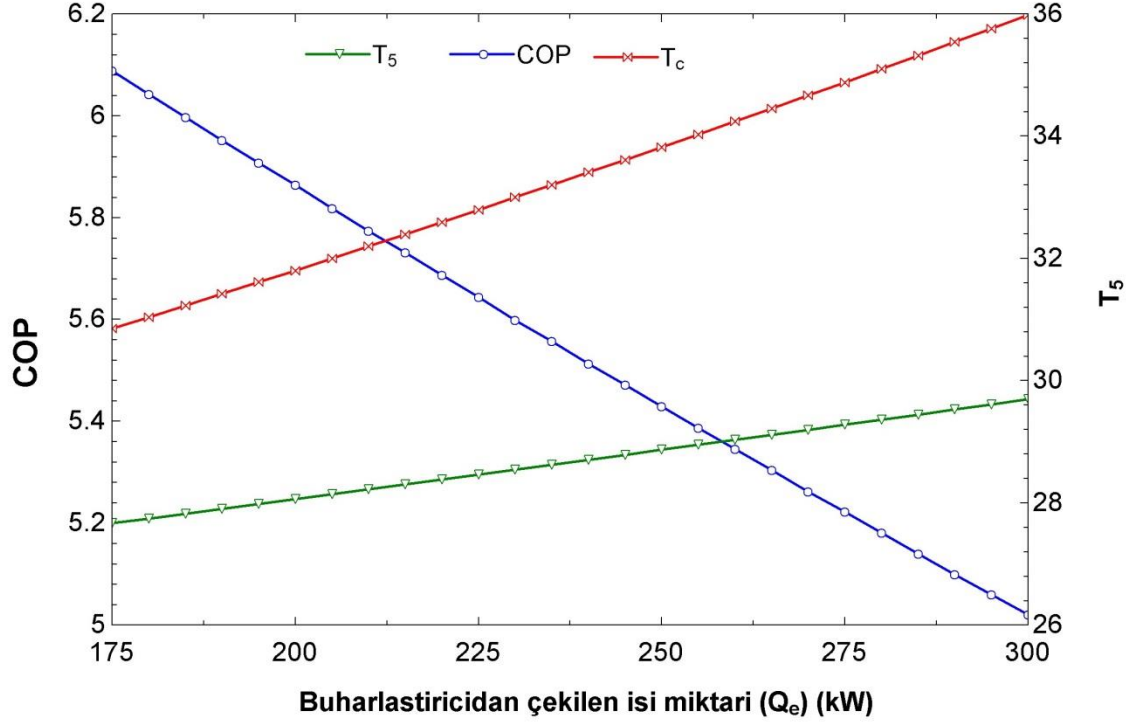
$$H_{pl} = 2,4 \text{ m}$$

Burada  $W_i$  kule genişliğini,  $H_3$  kule giriş yüksekliğini,  $L_{fi}$  dolgu malzemesi yüksekliğini,  $L_{sp}$  püskürtme bölgesi yüksekliğini,  $H_{pl}$  ise damla tutucu ile fan arasında kalan bölgenin yüksekliğini ifade etmektedir.



## 5. BULGULAR VE TARTIŞMA

Şekil 5.1 endüstriyel soğutma sistemlerinde COP'nin buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarına bağlı olarak değişimini göstermektedir. Buharlaştırıcı sıcaklığı sabit tutulmuş olup proses tarafındaki buharlaşma sıcaklığı sabittir. Buna ilaveten aşırı soğutma değeri ( $S_c$ ) sabit ve 3 K alınmıştır.



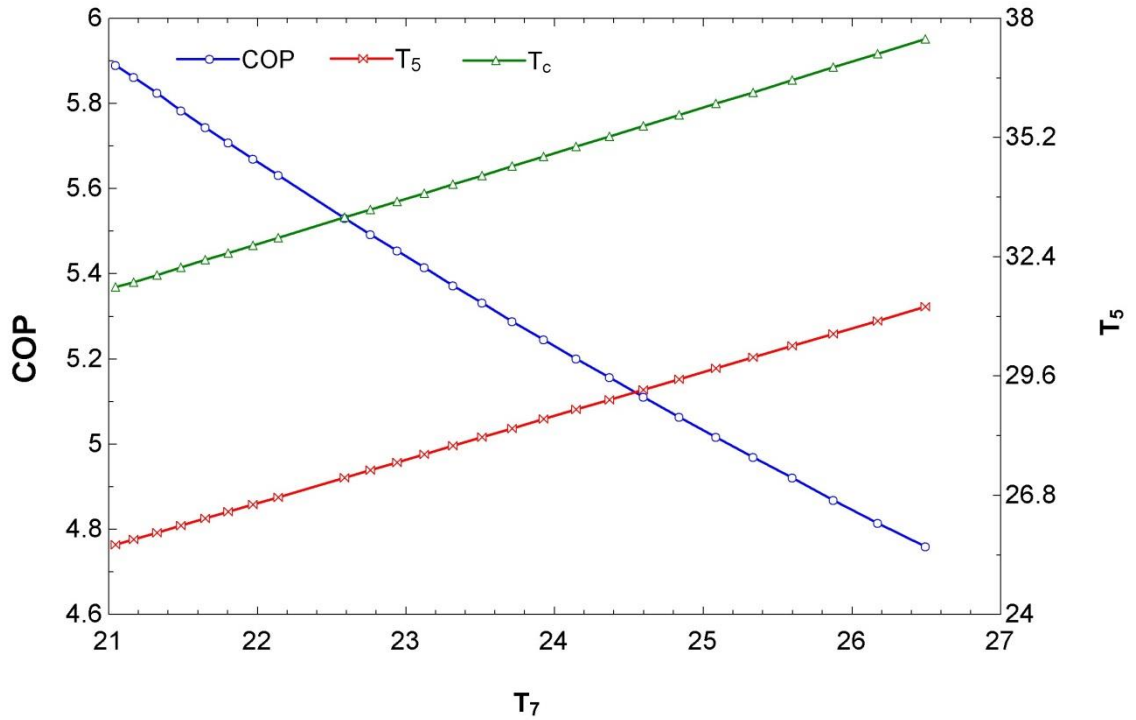
Şekil 5.1. Buharlaştırıcıdan çekilen ısı miktarının COP ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi

Grafikte  $Q_e$  arttıkça kondenser suyu çıkış sıcaklığı ( $T_{w2}$ ) nin arttığı görülmektedir. Sabit sıcaklıkta çekilen ısı miktarının artması, kompresör işinin dolayısıyla kondenser yükünün artmasına neden olmaktadır.

Kondenser giriş suyu sıcaklığı sabit ve 25 °C dir. Artan kondenser yükü dolayısıyla da kondenserden çıkan suyun sıcaklığının artmasına neden olmuştur. Artan kondensasyon sıcaklığı ile kompresörün çektiği yük artmış ve performans katsayısı düşmüştür. Yani sabit buharlaştırıcı sıcaklığında yoğuşma sıcaklığı arttıkça kondenserden çıkan suyun sıcaklığı artmaktadır.

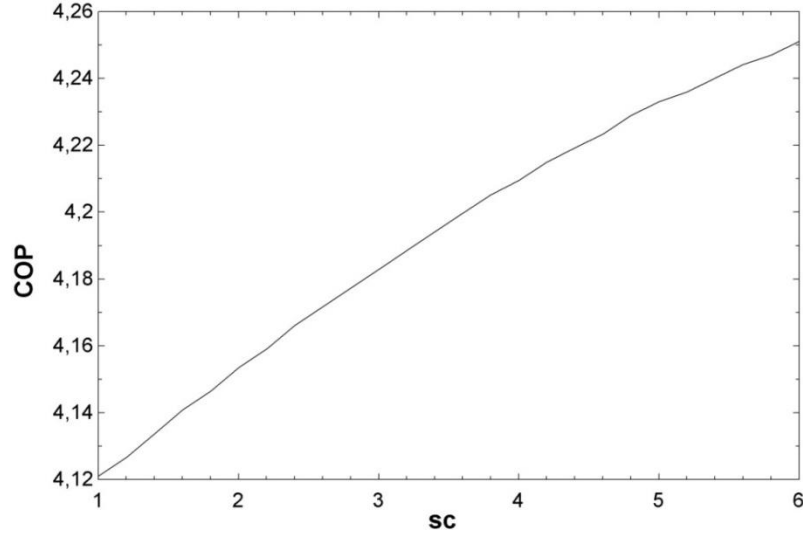
Şekil 5.2 Endüstriyel soğutma sistemlerinde COP'nin ve kondenser suyu giriş sıcaklığının kondenser suyu çıkış sıcaklığına göre değişimini göstermektedir.

Kondenser suyu giriş sıcaklığı arttıkça COP azalırken yoğuşma sıcaklığı ve kondenser suyu çıkış sıcaklıkları artmaktadır. Yoğuşma sıcaklığı, kondenser suyu giriş ve çıkış sıcaklık değerleri arasındaki fark ile doğru orantılı olarak artmaktadır. Örneğin; 21,5 °C kondenser suyu giriş sıcaklığı için yoğuşma sıcaklığı 31,69 °C olurken su çıkış sıcaklığı 25,63 °C dir. COP ise 5,89 dur. 26,49 °C giriş suyu sıcaklığı için yoğuşma sıcaklığı 31,51 °C olurken su çıkış sıcaklığı 31,23 °C dir. COP ise 4,76 dır.



Şekil 5.2. Kondenser suyu giriş sıcaklığının COP değerine ve su çıkış sıcaklığına etkisi

Şekil 5.3 de kondenserdeki aşırı soğumanın COP'ye etkisi görülmektedir. Tasarım şartlarında Sc değeri 1 iken kondensasyon sıcaklığı 41,25 °C ve Sc değeri 3 iken kondensasyon sıcaklığı 41,41 °C olmaktadır. Kondenserde aşırı soğuma değeri (Sc) arttıkça COP artmaktadır. Bunun nedeni yoğuşma sıcaklığındaki artıştır.



Şekil 5.3. Aşırı soğuma (Sc)'nin COP üzerine etkisi

Kule tasarımı Batman ili için literatürde bulunan tasarım değerleri olan 41°C kuru termometre 23,6 °C yaş termometre sıcaklık değerleri kullanılarak gerçekleştirildi. Su giriş sıcaklığı 30°C ve su debisi 18 kg/s olarak alındı. Bu değerlere bağlı olarak genetik algoritma kullanılarak kule su çıkış sıcaklığını en küçük değere taşıyacak kule giriş yüksekliği, kule eni ve genişliği, dolgu malzeme yüksekliği, püskürtme yüksekliği ve fan devri, sıvı gaz oranı hesaplandı. Bu değerler tablo da verilmiştir. Hesaplarda kullanılan parametrelerin alt ve üst limit bilgileri tabloda verilmiştir.

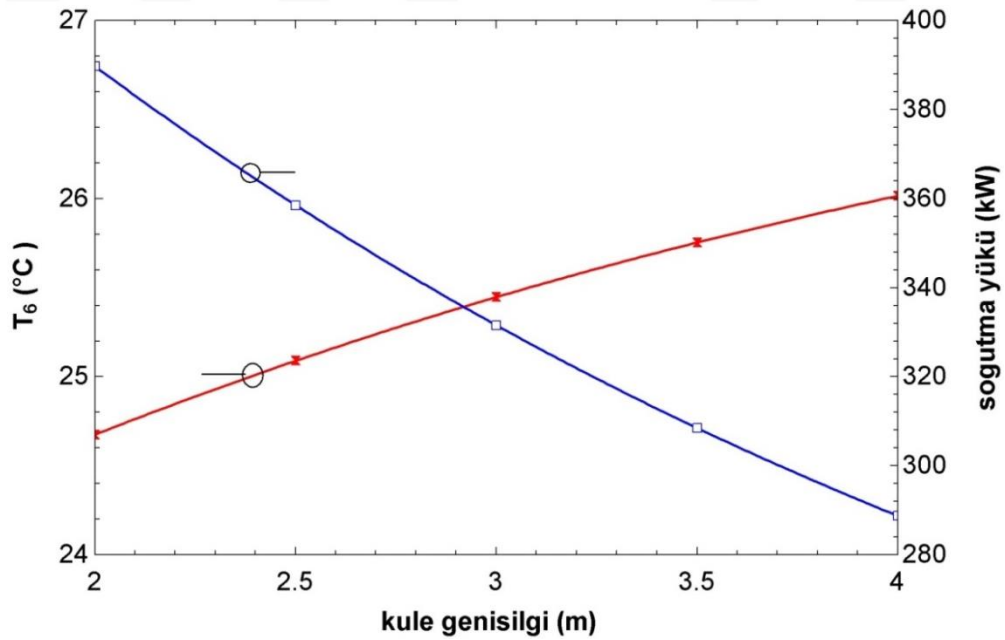
Çizelge 5.1. Soğutma kulesi tasarım değerleri

$W_i$	2,621 m	$m_{su}$	18 kg/s
$H_3$	1,319 m	$T_6$	25,18°C
$L_{fi}$	1,50 m	$m_{hava}$	34,96 kg/s
$L_{sp}$	0,3129 m	$T_5$	303 K
$N_{fan}$	647 rpm	$L_G$	0,5149
$T_{yt}$	296,8 K	$NTU$	0,836
$T_{hava}$	314 K	$\dot{Q}$	351394 W

Çizelge 5.2. Soğutma kulesi tasarım parametrelerinin alt ve üst limit değerleri

Parametreler	En düşük	En yüksek
$W_i$	1 m	3 m
$H_3$	1 m	1,5 m
$L_{fi}$	1 m	1,5 m
$L_{sp}$	0,3 m	0,5 m
$T_6$	0 °C	35 °C
$m_{hava}$	5 kg/s	100.000 kg/s
$L_G$	0,5	1

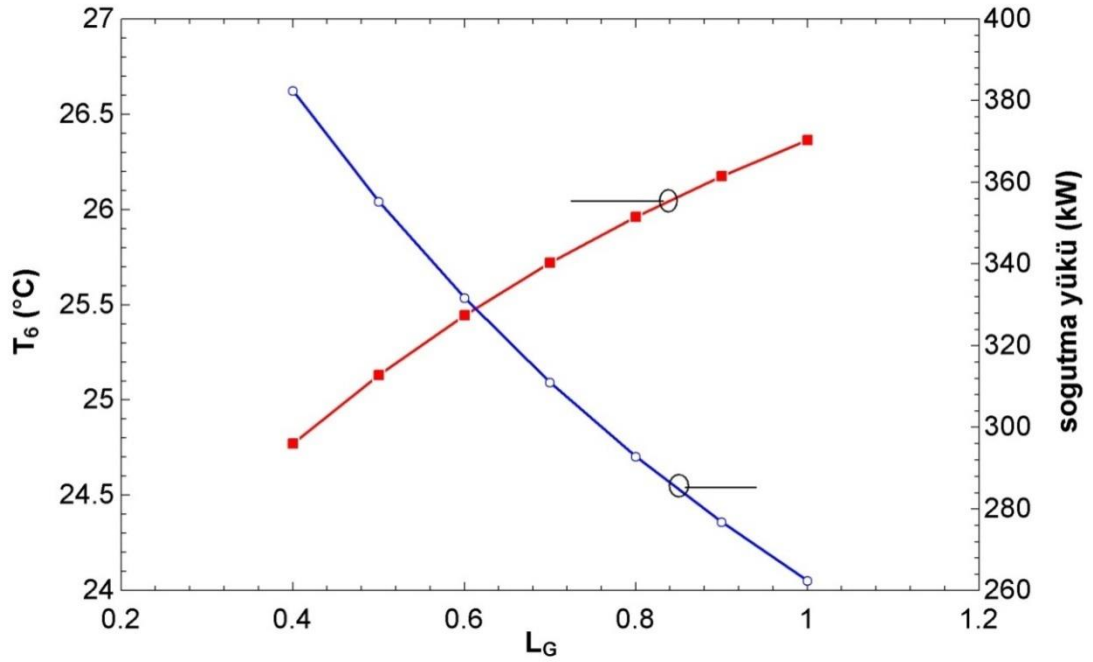
Şekil 5.4 Kule genişliğinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisini göstermektedir. Kule genişliği arttıkça soğutma yükü azalırken su çıkış sıcaklığı artmaktadır. Burada sabit alınan parametreler: hava giriş yüksekliği ( $H_3$ ) 1,319 m; dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ) 1,5 m; sprej bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ) 0,3129 m; fan devri ( $N_{Fan}$ ) 647 rpm; yaş termometre sıcaklığı 296,8 K; kuru termometre sıcaklığı 314 K; su debisi 18 kg/s; sıvı-gaz oranı ( $L/G$ ) 0,5149 dur.



Şekil 5.4. Kule genişliğinin su çıkış sıcaklığı ve soğutma yükü üzerine etkisi

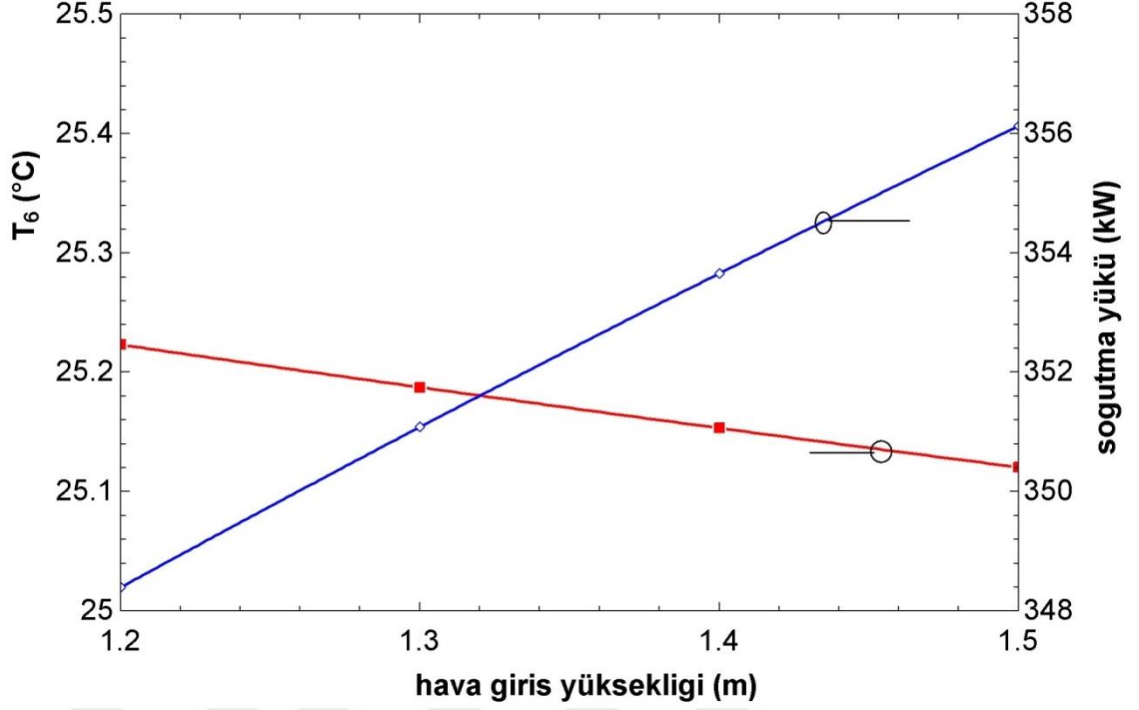
Şekil 5.5 Sıvı-gaz oranının su çıkış sıcaklığı ve soğutma yükü üzerine etkisini göstermektedir.  $L/G$  oranı arttıkça soğutma yükü azalırken su çıkış sıcaklığı

artmaktadır. Burada sabit alınan parametreler; kule genişliği ( $W_i$ ) 2,621; hava giriş yüksekliği ( $H_3$ ) 1,319 m; dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ) 1,5 m; sprej bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ) 31,29 m; fan devri ( $N_{Fan}$ ) 900 rpm; yaş termometre sıcaklığı 296,8 K; kuru termometre sıcaklığı 314 K; su giriş sıcaklığı 303 K; su debisi 18 kg/s dir.

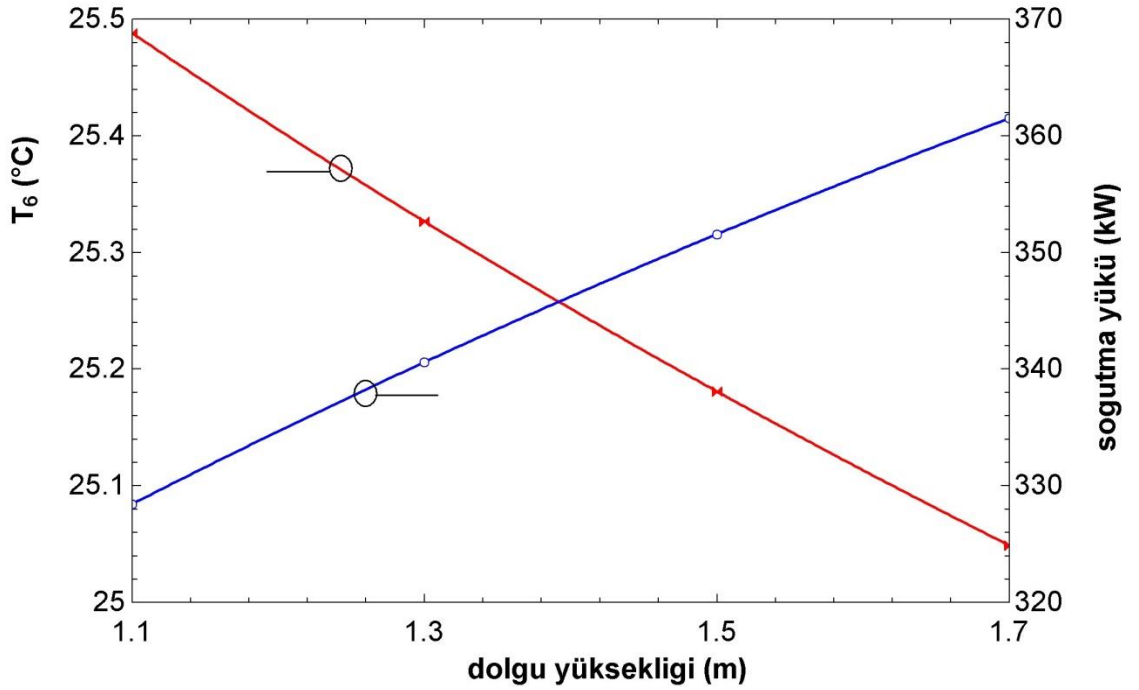


Şekil 5.5.Sıvı-gaz oranının su çıkış sıcaklığı ve soğutma yükü üzerine etkisi

Şekil 5.6 hava giriş yüksekliğinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisini göstermektedir. Hava giriş yüksekliği arttıkça soğutma yükü artarken su çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Burada sabit alınan parametreler; kule genişliği ( $W_i$ ) 2,621 m; dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ) 1,5 m; sprej bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ) 31,29 m; fan devri ( $N_{Fan}$ ) 647rpm; yaş termometre sıcaklığı 296,8; kuru termometre sıcaklığı 314 K; su giriş sıcaklığı 303 K; su debisi 18 kg/s, sıvı-gaz oranı ( $L/G$ ) 0,5149 dur.



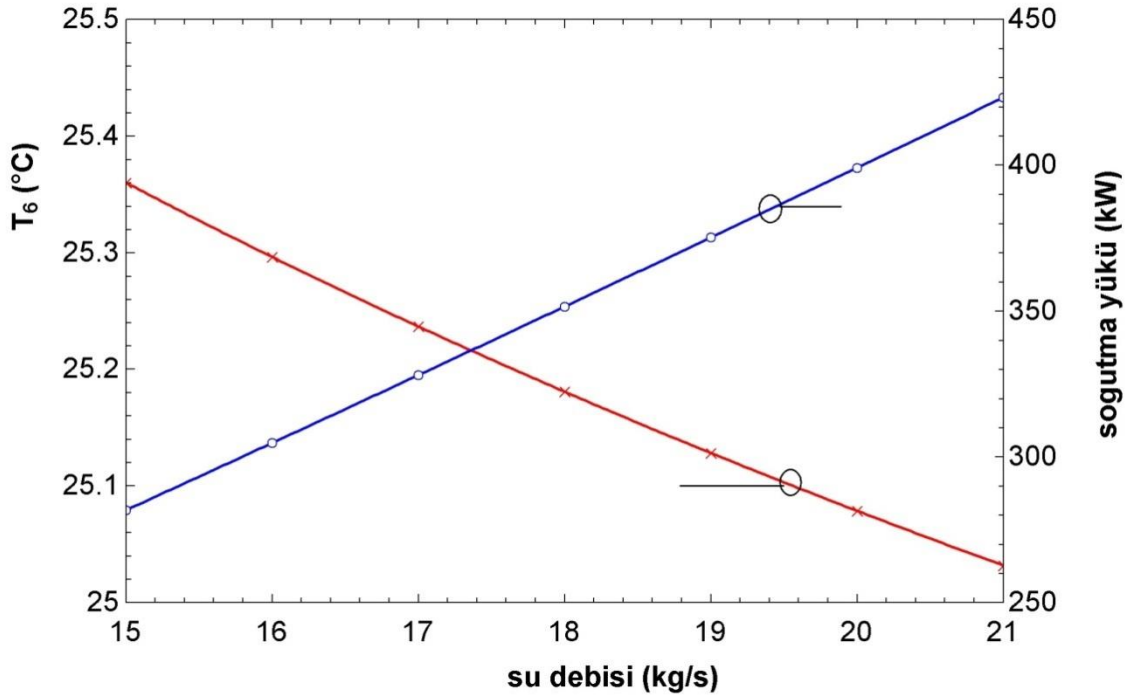
Şekil 5.6. Sıvı-gaz oranının su çıkış sıcaklığı ve soğutma yükü üzerine etkisi



Şekil 5.7. Dolgu yüksekliğinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi

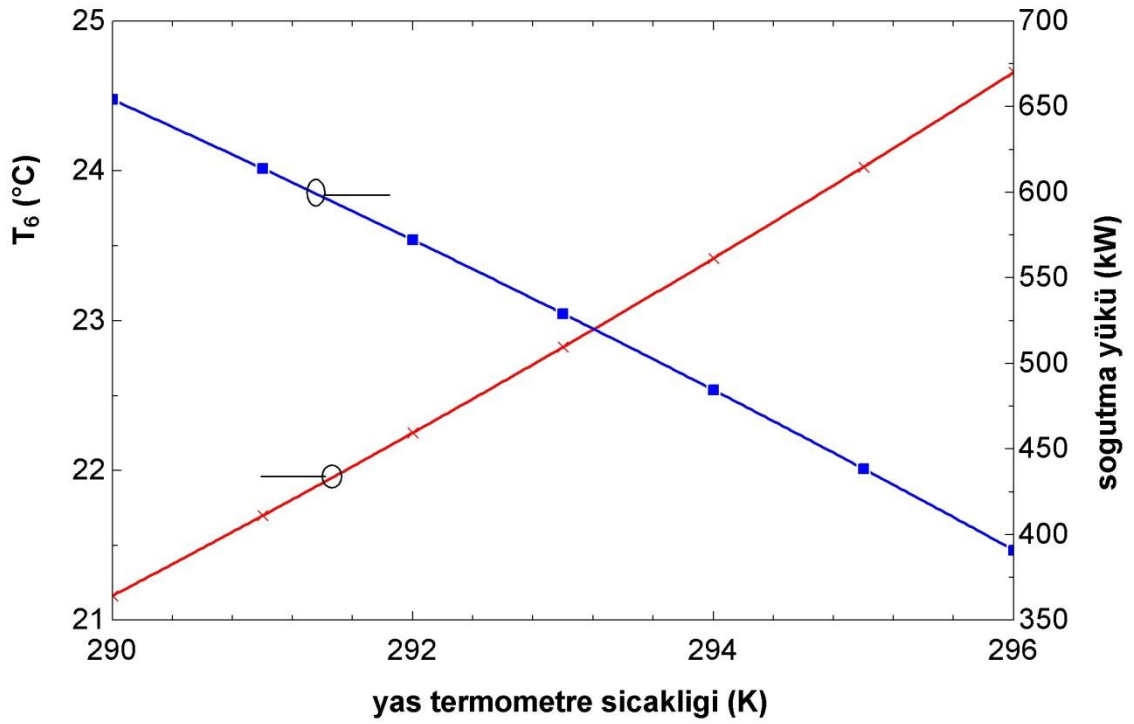
Şekil 5.7 dolgu malzemesi yüksekliğinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisini göstermektedir. Dolgu malzemesi yüksekliği arttıkça soğutma yükü artarken su çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Burada sabit alınan parametreler; kule genişliği ( $W_i$ ),

dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ), sprey bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ), fan devri ( $N_{Fan}$ ), yaş termometre sıcaklığı, kuru termometre sıcaklığı, su giriş sıcaklığı, su debisi, sıvı-gaz oranı (L/G). Dolgu yüksekliğinin artması karşıt akış su ve hava arası karşılaşma yzey alanı arttırır. Alan artması ise ktle, taşınım ısı transferini arttırmaktadır.



Şekil 5.8. Su debisinin soğutma yuku ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi

Şekil 5.8 su debisinin soğutma yuku ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisini göstermektedir. Su debisi arttıkça soğutma yuku artarken su çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Burada sabit alınan parametreler; kule genişliği ( $W_i$ ), dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ), sprey bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ), fan devri ( $N_{Fan}$ ), yaş termometre sıcaklığı, kuru termometre sıcaklığı, su giriş sıcaklığı, sıvı-gaz oranı (L/G). Burada L/G oranı sabit olduğu için su debisi arttıkça kule içi hava debisi de artmıştır. Bu grafik aynı kule olulerinde daha güçlü fan kullanılarak daha fazla miktarda suyun soğutulabileceğini gstermektedir.



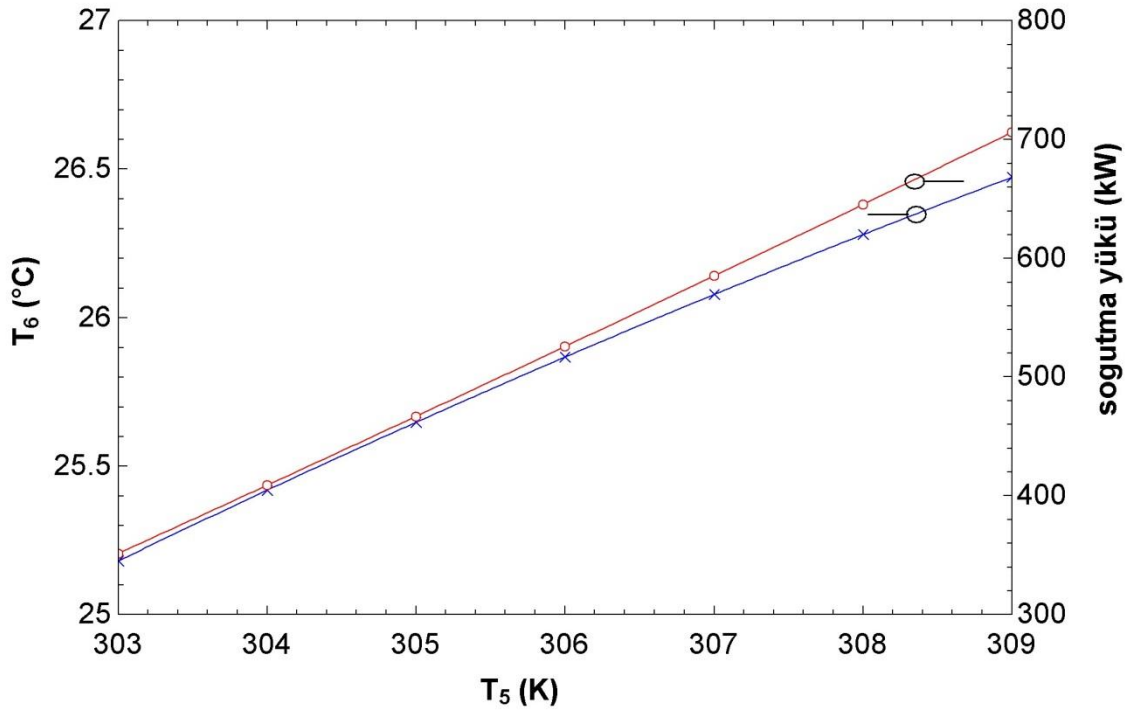
Şekil 5. 9. Yaş termometre sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi

Şekil 5.9 yaş termometre sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisini göstermektedir. Yaş termometre sıcaklığı arttıkça soğutma yükü azalırken su çıkış sıcaklığı artmaktadır. Burada sabit alınan parametreler; kule genişliği ( $W_i$ ), dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ), sprej bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ), fan devri ( $N_{Fan}$ ), kuru termometre sıcaklığı, su giriş sıcaklığı, su debisi, sıvı-gaz oranı (L/G). Soğutma kuleleri buharlaşmalı soğutma prensibine dayalı çalıştıklarından soğutma performansında yaş termometre sıcaklığının etkisi büyüktür. Yaş termometre sıcaklığı ne kadar düşük olursa su sıcaklığı o kadar düşük olacaktır.



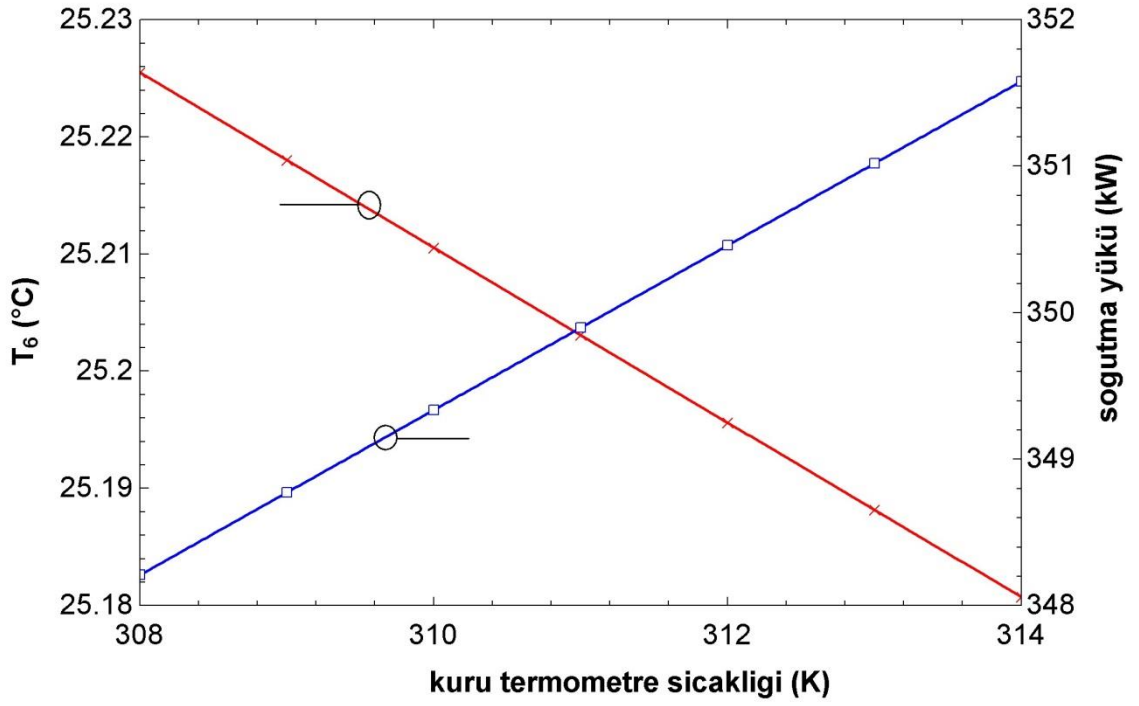
Çizelge 5.3. Endüstriyel soğutma grubu enerji tüketim verileri

Tyt	Tkt	Saat	Qcw	Wk	Wk*saat	Wp (kW)	Wp*saat	Wf (kW)	Wf*saat	Toplam güç tüketimi
269,2	269,6	23	345,9	51,02	1173,46	1,1195	25,7485	0,368	8,464	1232,944
270,2	270,6	42	346,2	51,34	2156,28	1,1195	47,019	0,3677	15,4434	2223,0634
271,2	271,6	86	346,5	51,68	4444,48	1,1195	96,277	0,4332	37,2552	4533,4152
272,2	272,8	165	346,8	51,3	8464,5	1,1195	184,7175	0,4452	73,458	8589,258
273,2	273,8	210	347,1	51,66	10848,6	1,1195	235,095	0,5325	111,825	11012,085
274,2	274,9	297	347,4	51,26	15224,22	1,1195	332,4915	0,532	158,004	15433,484
275,2	276,2	367	347,7	51,64	18951,88	1,1195	410,8565	0,6446	236,5682	19240,0882
276,2	277,4	393	348,1	51,22	20129,46	1,1195	439,9635	0,6601	259,4193	20440,0993
277,2	278,8	431	348,9	51,64	22256,84	1,1195	482,5045	0,8064	347,5584	22656,0384
278,2	280,1	394	349,3	51,24	20188,56	1,1195	441,083	0,8054	317,3276	20557,1276
279,2	281,4	402	349,6	51,7	20783,4	1,1195	450,039	1,034	415,668	21250,768
280,2	282,9	372	350	51,3	19083,6	1,1195	416,454	1,032	383,904	19518,804
281,2	284	320	350,4	51,82	16582,4	1,1195	358,24	1,348	431,36	17065,58
282,2	285,6	338	350,8	51,42	17379,96	1,1195	378,391	1,81	611,78	18043,16
283,2	286,8	410	351,2	50,98	20901,8	1,1195	458,995	1,807	740,87	21693,65
284,2	288,4	419	351,6	51,64	21637,16	1,1195	469,0705	2,507	1050,433	22739,233
285,2	289,9	449	352	51,24	23006,76	1,1195	502,6555	2,543	1141,807	24199,807
286,2	291,8	513	352,5	51,98	26665,74	1,1195	574,3035	3,692	1893,996	28611,716
287,2	294,4	560	353	51,6	28896	1,1195	626,92	5,63	3152,8	32100,4
288,2	296,6	592	353,5	51,18	30298,56	1,1195	662,744	5,687	3366,704	33716,444
289,2	299,6	644	354	52,15	33584,6	1,1195	720,958	9,514	6127,016	39763,766
290,2	303,7	529	354,5	51,8	27402,2	1,1195	592,2155	9,688	5124,952	32578,952
291,2	307,4	361	355	52,91	19100,51	1,1195	404,1395	9,762	3524,082	22677,502
292,2	310,4	377	355,6	54,09	20391,93	1,1195	422,0515	9,736	3670,472	24116,492
293,2	310,1	71	356,2	55,36	3930,56	1,1195	79,4845	9,71	689,41	4675,33
294,2	307,6	1	356,9	56,7	56,7	1,1195	1,1195	6,638	6,638	120,038



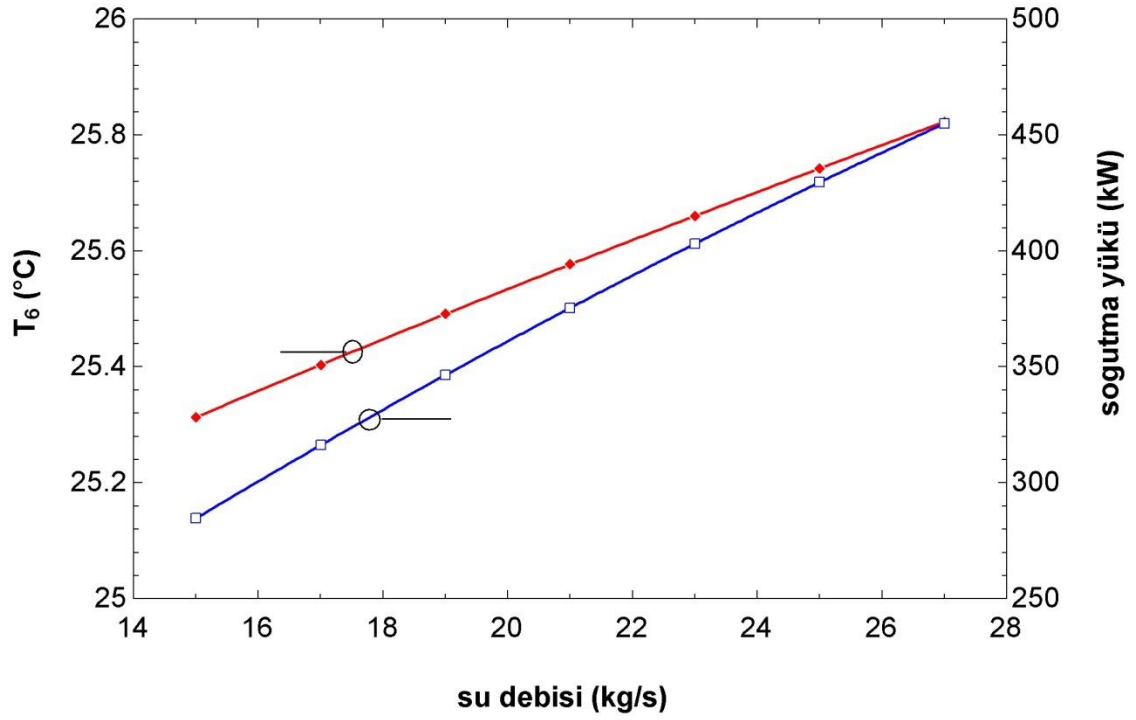
Şekil 5.10. Su giriş sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi

Şekil 5.10 su giriş sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisini göstermektedir. Su giriş sıcaklığı arttıkça soğutma yükü artarken su çıkış sıcaklığı da artmaktadır. Burada sabit alınan parametreler; kule genişliği ( $W_i$ ), dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ), sprej bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ), fan devri ( $N_{Fan}$ ), yaş termometre sıcaklığı, kuru termometre sıcaklığı, su debisi, sıvı-gaz oranı (L/G). Burada L/G oranı sabit olduğu için suyu soğutmak için kullanılan hava debisi sabit kalmaktadır. Giriş su sıcaklığı ile aş termometre sıcaklığı arasındaki fark arttığı için soğutma yükü artmaktadır. Soğutma yükünün artmasına rağmen su çıkış sıcaklığının artıyor olması suyun sıcaklığının artması yüklendiği enerji miktarının kule tarafından çekilen yükten fazla olmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.11. Kuru termometre sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi

Şekil 5.11 kuru termometre sıcaklığının soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisini göstermektedir. Kuru termometre sıcaklığının su çıkış sıcaklığı ve soğutma yükü üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı belirlenmiştir. Burada sabit alınan parametreler; kule genişliği ( $W_i$ ), dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ), sprej bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ), fan devri ( $N_{Fan}$ ), yaş termometre sıcaklığı, su giriş sıcaklığı, su debisi, sıvı-gaz oranı (L/G) dir.



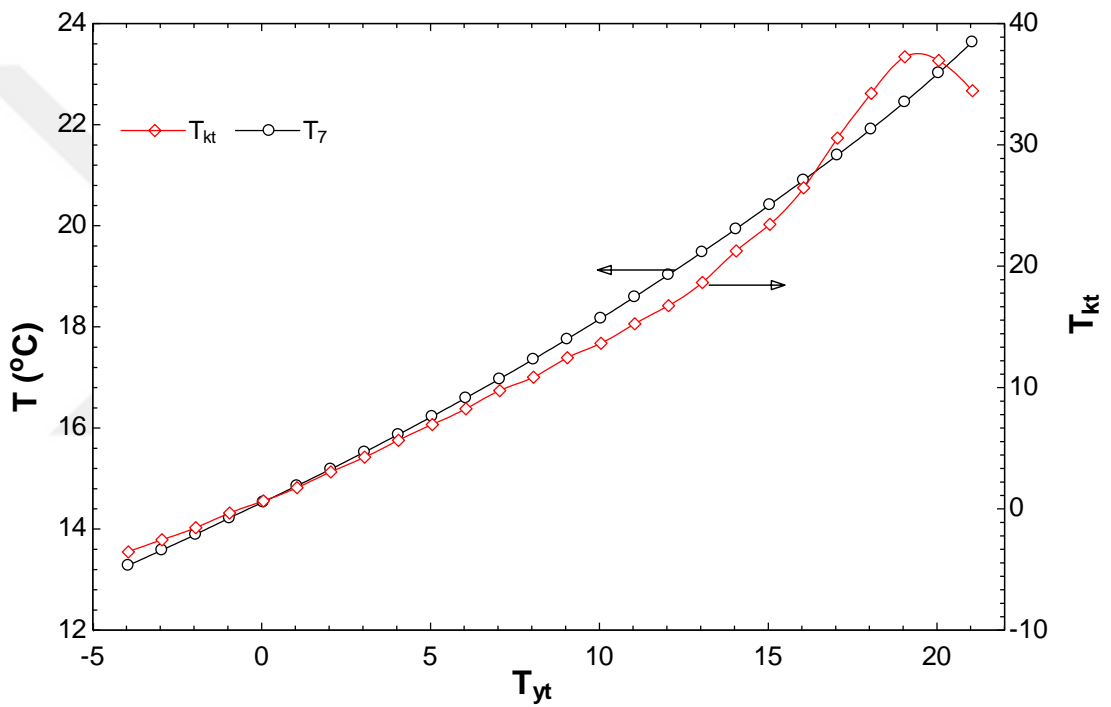
Şekil 5.12. Su debisinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisi

Şekil 5.12 su debisinin soğutma yükü ve su çıkış sıcaklığı üzerine etkisini göstermektedir. Su debisi arttıkça soğutma yükü artarken su çıkış sıcaklığı da artmaktadır. Burada sabit alınan parametreler; kule genişliği ( $W_i$ ), dolgu malzemesi yüksekliği ( $L_{fi}$ ), sprej bölgesi yüksekliği ( $L_{sp}$ ), fan devri ( $N_{Fan}$ ), yaş termometre sıcaklığı, kuru termometre sıcaklığı, su giriş sıcaklığı, hava debisi. Bilindiği üzere su kütleli debisi arttıkça kule suyu çıkış sıcaklığının sabit kalması için kulede daha fazla kütle ve taşınım ısı transferi gerçekleşmelidir. Burada ısı kulede gerçekleşen ısı transferinin suyun kütle artışı ile yüklendiği enerjiyi karşılayamadığı değerlendirilmiştir. Başka bir ifade ile sabit hava kütle debisi için artan su debilerinde ısı transfer oranı atmakta ancak bu artış suyu daha düşük debilerde ulaşılan çıkış sıcaklıklarına ulaştırmamaktadır.

Şekil 5.13de Batman ilinde ölçülen yaş termometre sıcaklığına karşılık kuru termometre sıcaklığının değişimi ve yaş termometre sıcaklığının kule suyu çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmektedir. Kuru termometre sıcaklık eğrisindeki

düşüş, yüksek yaş termometre sıcaklıklarının göreceli olarak düşük kuru termometre sıcaklıklarında gerçekleştiğini ifade etmektedir.

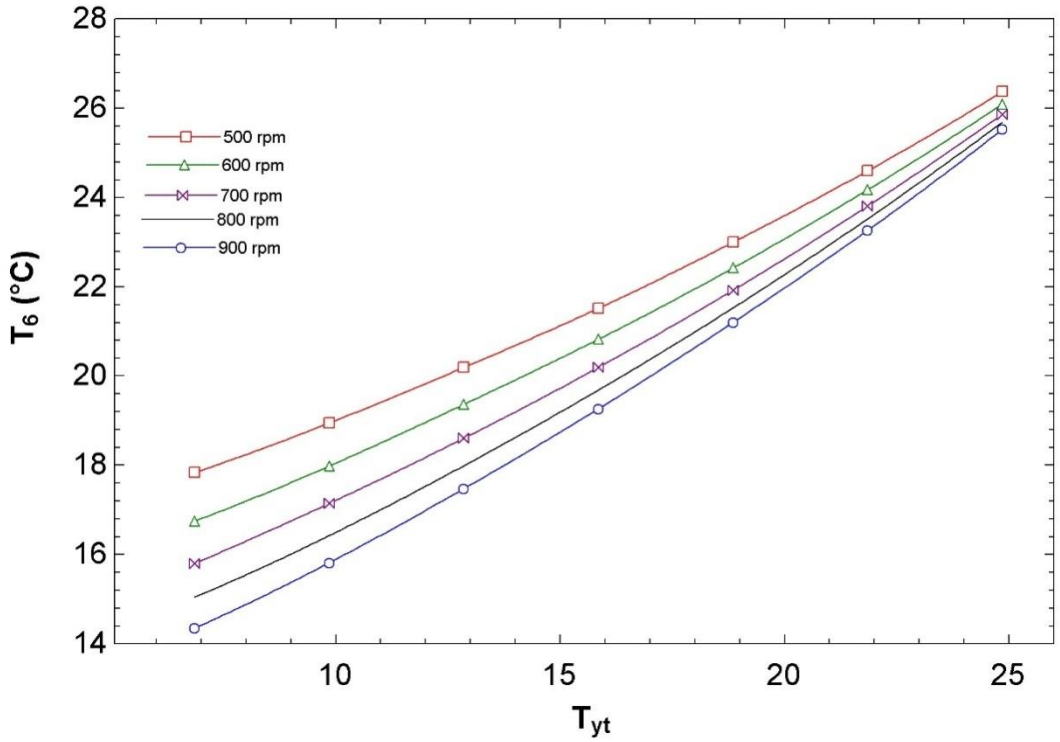
Grafikten okunan bir başka ifade ise yaş termometre sıcaklığının artması ile kule suyu çıkış sıcaklığının artmasıdır. Soğutma kulesi fan devir sayısı 620 rpm, su debisi  $18 \text{ m}^3/\text{s}$  ve su giriş sıcaklığı  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  olan tasarım şartlarında;  $-3,95 \text{ }^\circ\text{C}$  yaş termometre sıcaklığında kule suyu çıkış sıcaklığı  $13,28 \text{ }^\circ\text{C}$  olup yaklaşım (approach) değeri  $19,23 \text{ }^\circ\text{C}$  dir. Yine aynı tasarım şartlarında  $21,05 \text{ }^\circ\text{C}$  yaş termometre sıcaklığında kule suyu çıkış sıcaklığı  $23,64 \text{ }^\circ\text{C}$  olup yaklaşım değeri  $2,59$  olmaktadır.



Şekil 5.13. Yaş termometre sıcaklığının kule suyu çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi

Şekil 5.14 de farklı fan devirlerinde yaş termometre sıcaklığının kule suyu çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Sabit fan devrinde yaş termometre sıcaklığı arttıkça kule çıkışındaki suyun sıcaklığı artmaktadır. 900 rpm fan devrindeki soğutma kulesinde  $6,85 \text{ }^\circ\text{C}$  yaş termometre sıcaklığındaki dış ortam şartlarında kule suyu çıkış sıcaklığı  $14,35 \text{ }^\circ\text{C}$  olurken  $21,85 \text{ }^\circ\text{C}$  yaş termometre sıcaklığındaki dış ortam şartlarında kule suyu çıkış sıcaklığı  $23,26 \text{ }^\circ\text{C}$  olmaktadır.

Soğutma kulesindeki su çıkış sıcaklığı fan devir sayısı arttıkça azalmaktadır. Örneğin; tasarlanan soğutma kulesi 6,85°C yaş termometre sıcaklığında ve 900 rpm fan devrinde çalışırken kule suyu çıkış sıcaklığı 14,35 °C iken; 500 rpm fan devrinde çalışırken kule suyu çıkış sıcaklığı 17,83°C olmaktadır. Artan fan devirlerinde su çıkış sıcaklığının düşmesi gelişen ısı ve kütle transferi ile tanımlanabilir. Şekil 5.6 da ise sabit fan devri ve kuru termometre sıcaklığında kule içerisinde havanın kütle debisinin gittikçe azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni havanın özgül hacminin artmış olmasıdır.

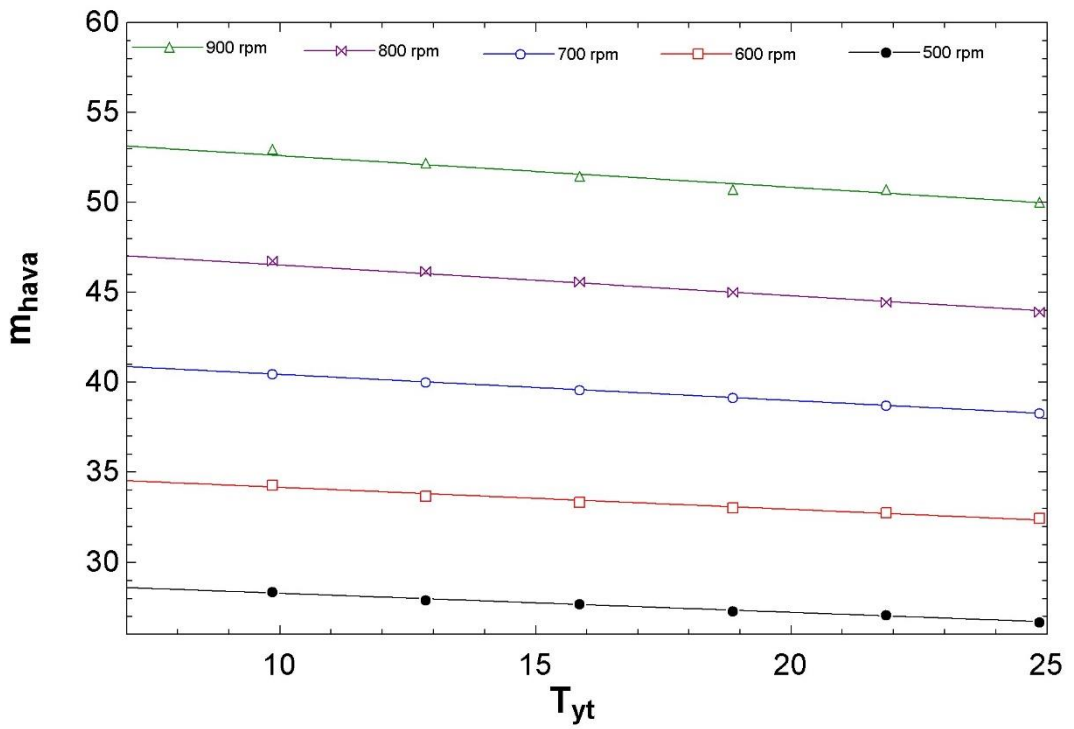


Şekil 5.14. Değişen fan devirlerinde yaş termometre sıcaklığının kule suyu çıkış sıcaklığı üzerindeki etkisi

Şekil 5.14 Değişen fan devirleri için yaş termometre sıcaklığının kule suyu çıkış sıcaklığı üzerine olan etkisini göstermektedir. Sabit yaş termometre sıcaklığı için fan devri arttıkça su çıkış sıcaklığının arttığı görülmektedir. Sabit fan devrinde ise yaş termometre sıcaklığı arttıkça elde edilen çıkış su sıcaklığı da artmaktadır. Yaş

termometre sıcaklığı su giriş sıcaklığına yaklaştıkça değişen fan devirleri için su çıkış sıcaklıkları arasındaki sıcaklık farkı azalmaktadır.

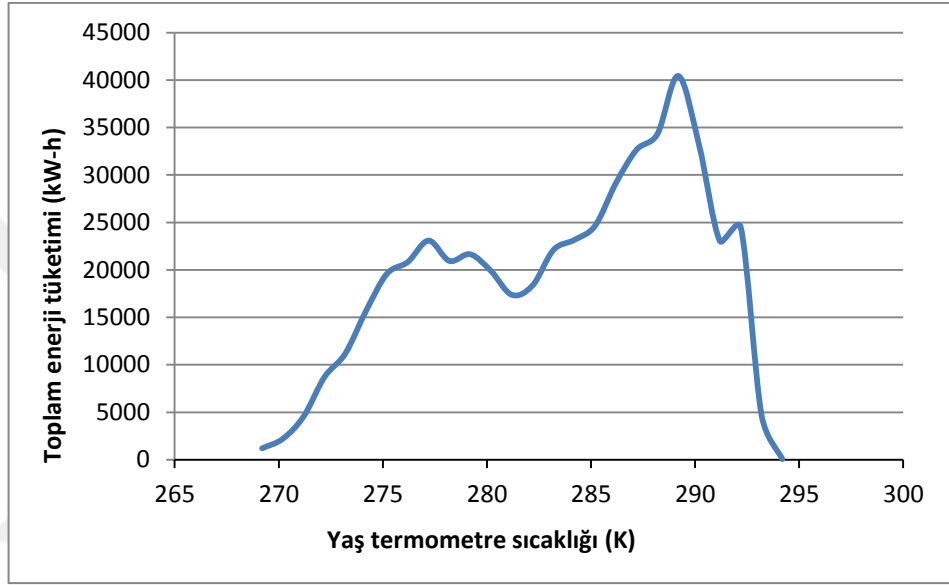
Şekil 5.15, şekil 5.14 te verilen fan devirleri için kule içi hava debisinin yaş termometre sıcaklığı ile değişimini vermektedir. Sabit yaş termometre sıcaklıklarında fan devri arttıkça havanın kütsel debisi artmaktadır. Bunun birlikte sabit fan devrinde yaş termometre sıcaklığı arttıkça kule içi hava kütsel debisi azalmaktadır. Bunun nedeni havanın yoğunluğundaki değişimdir.



Şekil 5.15. Değişen fan devirlerinde soğutma kulesinde hava debisi

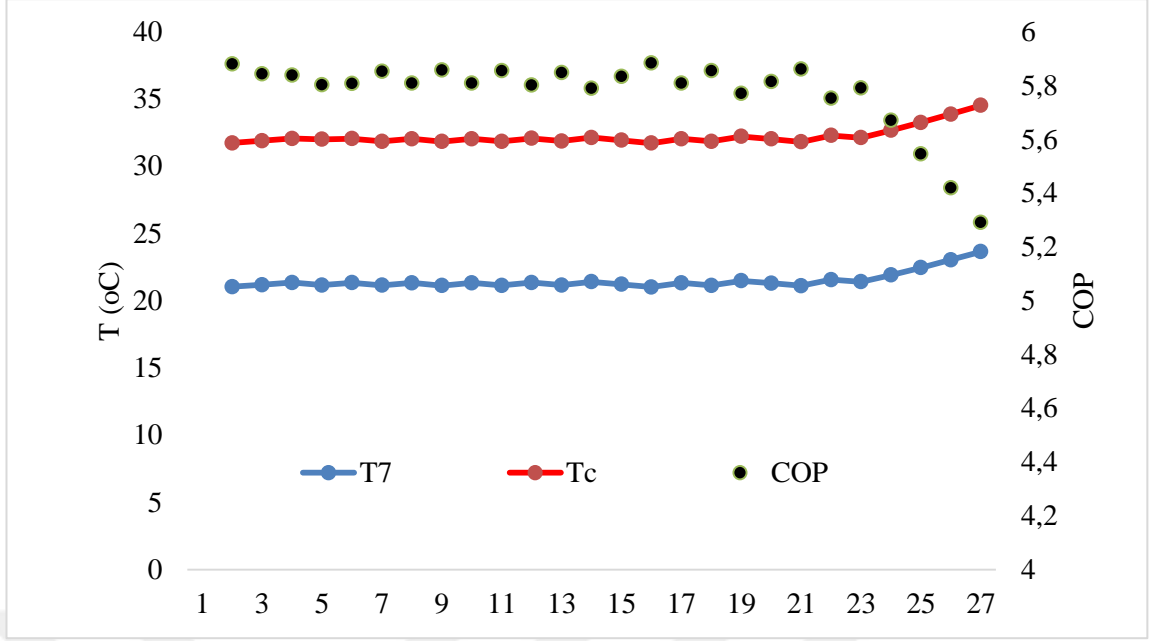
Şekil 5.16 Tasarlanan ve modellenen su soğutmalı endüstriyel su soğutma ünitesinin Batman ili meteorolojik verilerine bağlı olarak yıllık enerji tüketimini ifade etmektedir. Aslında bu grafik tablo 5.3 'ün grafiğe aktarılmış halidir. Bu grafik çizilirken Batman iline ait saatlik yaş termometre sıcaklıkları ve buna karşılık gelen çakışık kuru termometre sıcaklıkları 5 yıllık meteoroloji verileri kullanılarak belirlenmiştir. Endüstriyel soğutma grubunun ihtiyaç duyduğu basınç farkını muhafaza etmek için kule dönüş sıcaklığı  $21^{\circ}\text{C}$ 'nin altına düşmeyecek şekilde kule

fan gücü hesaplanmıştır. Kompresörün çektiği güç kuleden gelen suyun sıcaklığına göre, geliştirilen model ile, elde edilen yoğuşma sıcaklığı ve buharlaştırıcı sıcaklıkları referans alınarak hesaplanmıştır. Kule çıkış suyu sıcaklığının yıl içinde 8317 saat  $21^{\circ}\text{C}$  nin altında kaldığı belirlenmiştir.  $21^{\circ}\text{C}$  lik suyun kondensere girmesiyle  $32^{\circ}\text{C}$  yoğuşma sıcaklığı elde edilmiştir. Endüstriyel soğutma grubu etkinlik katsayısı ve ge gerçekleşen yoğuşma sıcaklıklarının değişimini veren grafik şekil 5.17 de verilmiştir.



Şekil 5.16. Yaş termometre sıcaklığına göre toplam enerji tüketim miktarı





Şekil 5.17. Yıl boyunca elde edilen kule dönüş suyu sıcaklıkları, yoğuşma sıcaklıkları ve etkinlik katsayısı değerleri (Elde edilen tablo 5.3 de verilen 26 farklı yaş termometre sıcaklığı için çizilmiştir)

## 6. SONUÇ

Bu çalışmada meteorolojiden alınan 5 yıllık veriler kullanılarak Batman ilin saatlik olarak gerçekleşen yaş termometre sıcaklıkları ile buna karşılık gelen ortalama kuru sıcaklıkları belirlenmiştir. 300 kW soğutma gücüne sahip su soğutmalı bir endüstriyel soğutma grubu tasarlanmış ve modellenmiştir. Soğutma grubunun yoğuşturucusundan ısıyı alan suyu soğutmak için karşıt akışlı açık tip mekanik soğutma kulesi tasarlanmıştır. Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda ifade edilmiştir.

- Batman ili meteoroloji verilerine göre tasarlanan bir soğutma kulesi ile yılın 8317 saati 21°C sıcaklığın altında sıcaklığa sahip su elde edilebilir.
- Karşıt akışlı soğutma kulesi performansı üzerinde dolgu yüksekliğinin etkisi dolgu genişliğinden fazladır.
- Kuleye hava giriş alanı kulenin soğutma kapasitesinde etkilidir.
- Kulenin değişen hava şartlarında iyi bir fan kontrolü ile kapasitesinin belirlenmesi gerekmektedir.
- Soğutma grubunun etkinlik sayısının yıl boyu 5 seviyesinde olması enerji verimliliği açısından önemli bulunmuştur.
- Soğutma grubu soğutma yükü değişimleri etkinlik katsayısı üzerinde önemli etkiye sahiptir. Tasarlanan bir soğutma grubunda artan soğutma yükleri yoğuşturucu yükünü artırmakta, artan yoğuşturucu yükü, sabit alana sahip yoğuşturucuda yoğuşma sıcaklığını artmasına neden olmakta ve netice olarak kompresör güç tüketimi artmaktadır.

## KAYNAKLAR

- [1] Khan, J. R., Qureshi B. A., Zubair S. M., A comprehensive design and performance evaluation study of counter flow wet cooling towers, *International Journal of Refrigeration*, 27, 914–923,2004.
- [2] Kelly, N.W., Swenson, L.K., Comparative performance of cooling tower packing arrangements, *Chemical Engineering Progress* 52, 263–268, 1956.
- [3] Lemouari, M., Boumaza, M., Mujtaba, I. M., Thermal performances investigation of a wet cooling tower, *Applied Thermal Engineering* 27, 902–909.
- [4] Eaton, T. E., Evaporative heat removal in wet cooling towers, *Cooling Tower Institute Technical Papers TP 79-12(28)*, 1979.
- [5] Kloppers, J.C., Kröger, D.G., A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counter flow wet-cooling towers, *International Journal Heat and Mass Transfer*, 48, 765–777, 2005.
- [6] Muangnoi, T., Asvapoositkul,W. Wongwises,S., Effects of inlet relative humidityand inlet temperature on the performance of counterflow wet cooling tower based onexergy analysis, *Energy Conversion and Management*, 49, 2795–2800, 2008.
- [7] Karami, M., Heidarinejad, G., Investigation of Performance characteristics of counter flow wet cooling towers, Accepted to Oral Presentation and Publication in 16th International Conference of Iranian Society of Mechanical Engineering (ISME), May 14–16, Kerman, Iran. mechanical cooling tower with two types of film packing. *Energy Convers Manage*, 277–80, 2007.
- [8] Alavi, S.R., Rahmati, M., Experimental investigation on thermal performance of natural draft wet cooling towers employing an innovative wind-creator setup, 122, 504-514, 2016.
- [9] Yu, J.G., Jian, C.W., Lu, L., Lock L.E., Andrew C., A simplified modeling of mechanical cooling tower for control and optimization of HVAC systems, *Energy Convers Manage* 48,355–65. 2006;
- [10] Suri, R. K.; AL-Marafie, A. M. R.; Maheswari, G. P. Water-cooled air-conditioning systems for energy and power saving. *International journal of ambient energy*, 10, 123-128, 1989

- [11] Fisenko, S.P., Brin, A.A., Petruichik, A.I., Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 47, 165–177.
- [12] Waked, R., Behnia, M., Enhancing performance of wet cooling towers, *Energy Conversion and Management*, 48,2638–2648,2007.
- [13] Wang, L., Nianping, L., Exergy transfer and parametric study of counter flow wet cooling towers, *Applied Thermal Engineering*,31,954-960,2011.
- [14] Majumdar, A.K., Singhal,A.K., Spalding ,D.B., Numerical modeling of wet cooling towers – part1: mathematical and physical models, *J Heat Transfer*, 105, 736–43, 1983.
- [15] Bedekar, S.V., Nithiarasu, P.,Seetharamu, K.N.,Experimental investigation of the performance of a counter-flow packed-bed mechanical cooling tower, *23(11)*, 943 – 7, 1998;
- [16] Williamson, N., Armfield,S., Behnia, M., Numerical simulation of flow in anatural draft wet cooling tower – The effect of radial thermofluid fields *AppliedThermal Engineering*, 28, 178-189,2008.
- [17] Gharagheizi, F., Hayati, R., Fatemi S., Experimental study on the performance of mechanical cooling tower with two types of film packing. *Energy Convers Manage*, (48), 277–80, 2007.
- [18] Kara, E.C., Heat and mass transfer analysis of a counter flow cooling tower under various air and water flow arrangements, *Çukurova University Institute of natural and applied sciences*, M.Sc. Thesis, Adana-Turkey, 2010.
- [19] Doğan, B.B., Yenilikçi soğutma kulesi tasarımına yönelik hesaplamalı akışkanlar dinamiği çalışmaları, *TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi Fen bilimleri enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi*, Ankara, 50, 2015.
- [20] Gül, H., Ters akımlı soğutma kulesi performans analizi, *İnönü Üniversitesi Fen bilimleri enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi*, Malatya, 67, 2012.
- [21] Öztürk, E., Soğutma kulelerinde sürüklenme olayının analizi, *İstanbul Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans tezi*,İstanbul, 49, 1995.
- [22] Gan, G., Riffat, S. B., Numerical Simulation of Closed Wet Cooling Towers for Chilled Ceiling Systems, *Applied Thermal Engineering*, 19, 1279-1296, 1999.

- [23] Li, X. and Wang. T., Effects of Various Modeling Schemes on Mist Film Cooling Simulation, in Proc. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, USA, IMECE2005-81780, 2005.
- [24] Saffari, H. and Hosseinnia, S.M., Two-phase Euler-Lagrange CFD simulation of evaporative cooling in a Wind Tower, Energy and Buildings, 41, 991-1000, 2009.
- [25] Rafat A, Masud B., Enhancing performance of wet cooling towers, in Energy Conversion and Management, Sydney, Australia, 2007
- [26] Fu L., Ding G., Su Z., Zhao, G., Steady-state simulation of screw liquid chillers, Applied thermal engineering, 22, 1731-1748, 2002
- [27] Lee T.S., Lu W.C., An evaluation of empirically-based models for predicting energy performance of vapor-compression water chillers, Applied energy, 87, 3486-3493, 2010.
- [28] Bechtler, H., Browne, M.N., Bansal, P.K., Kecman, V., New approach to dynamic modeling of vapour-compression liquid chillers: artificial neural networks, Applied thermal engineering, 21, 941-953, 2001.
- [29] Cecchinato, L., Chiarello, M., Corradi, M., A simplified method to evaluate the seasonal energy performance of water chillers, International journal of thermal sciences, 49, 1776-1786, 2010.
- [30] Swider, D.J., Browne, M.W., Bansal, P.K. Kecman, V., Modeling of vapor compression liquid chiller with neural networks, Applied thermal engineering, 21, 311-329, 2001.
- [31] Acül, H., Soğuk sulu iklimlendirme ve proses soğutma sistemlerinde kuru soğutuculu doğal soğutma uygulamaları, 8. Uluslararası Yapıda Tesisat Teknolojisi Sempozyumu Bildirileri, İstanbul-Türkiye, 12-14 Mayıs 2008.
- [32] Yamankaradeniz, R., Horuz, İ., Kaynaklı, Ö., Çoşkun, S., Yamankaradeniz, N., Soğutma Tekniği ve Isı Pompası Uygulamaları, Dora Basım Yayın Dağıtım Ltd. Şti., Bursa, 2013.
- [33] Bölükbaşı, D.Ç., Bir plastik fabrikasının soğutma yükünün hesaplanması ve soğutma sisteminin enerji tüketiminin optimizasyonu, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Fen bilimleri enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir, 148, 2009.
- [34] T.C. Milli eğitim Bakanlığı, Klima Teknolojisi Havalı Kondenser, Erişim adresi:

- [http://megep.meb.gov.tr/mte\\_program\\_modul/moduller\\_pdf/Haval%C4%B1%20Kondenser.pdf](http://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Haval%C4%B1%20Kondenser.pdf), Erişim tarihi:10.05.2018.
- [35] Erdiñç klima endüstri ürünleri sanayi ve ticaret limited şirketi, Erişim adresi: <https://www.slideshare.net/erdincklima/klimalarda-koruyucu-bakm-03>, Erişim tarihi: 10.05.2018.
- [36] ENSOTEK CTP Su Soğutma Kuleleri ve Teknolojileri Mühendislik San.Tic. Ltd. şti., Erişim adresi: [http://www.ensotek.com.tr/ensotek\\_su\\_sogutma\\_kulesi\\_calisma\\_prensibi-578\\_tr\\_lc.html](http://www.ensotek.com.tr/ensotek_su_sogutma_kulesi_calisma_prensibi-578_tr_lc.html), Erişim Tarihi: 05.05.2018.
- [37] Cooling Tower Fill, Erişim Adresi:<http://www.coolingtowerinfill.com/> Erişim Tarihi: 09.05.2018.
- [38] Fu, L., Ding, G., Su, Z., Zhao, G., Steady-state simulation of screw liquid chillers, Appliad thermal engineering, 22, 1731-1748, 2002.
- [39] Kloppers, J. C., A Critical evaluation and refinement of the performance prediction of wet-cooling towers, Department of mechanical engineering university of Stellenbosch, Phd, 360, 2003.

## ÖZGEÇMİŞ

**1. Adı Soyadı** :Sena YILMAZ

**2. Doğum Tarihi:**30.08.1993

Derece	Bölüm/Program	Okul/Üniversite	Bitirme Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi	2015

**3. Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında (Proceedings)**

**basılan bildiriler:**

- Ö., Kaşka, S.,Yılmaz, N., Tokgöz, Comparison of Annual Energy Consumption of Air and Water Cooled Industrial Cooling Systems, International Conference On Advances In Mechanical Engineering Istanbul 2016 - ICAME'16, 11-13 May 2016.